

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS,  
METALÚRGICA E DE MATERIAIS – PPGE3M**

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DE ASSINATURAS DE TORQUE DE  
ACIONAMENTO EM VÁLVULAS DE ESFERA INDUSTRIAIS - PREDIÇÃO DE  
CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO**

**FACUNDO BALTAZAR ARGÜELLO**

Porto Alegre

2018

**FACUNDO BALTAZAR ARGÜELLO**

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DE ASSINATURAS DE TORQUE DE  
ACIONAMENTO EM VÁLVULAS DE ESFERA INDUSTRIAIS - PREDIÇÃO DE  
CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais (PPGE3M) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como requisito parcial à obtenção do título de Mestre em Engenharia, modalidade Acadêmica.

Área de concentração Ciência e Tecnologia dos Materiais.

**Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauo Clarke**

Porto Alegre

2018

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL

Reitor: Rui Vicente Oppermann

Vice-Reitora: Jane Fraga Tutikian

ESCOLA DE ENGENHARIA

Diretor: Luiz Carlos Pinto da Silva Filho

Vice-Diretora: Carla Schwengber ten Caten

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE MINAS,  
METALÚRGICA E DE MATERIAIS – PPGE3M

Coordenador: Carlos Pérez Bergmann

Vice-Coordenador: Afonso Reguly

Argüello, Facundo Baltazar  
ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DE ASSINATURAS DE  
TORQUE DE ACIONAMENTO EM VÁLVULAS DE ESFERA  
INDUSTRIAIS - PREDIÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E  
AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO. / Facundo Baltazar  
Argüello. -- 2018.  
163 f.  
Orientador: Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauero  
Clarke.

Dissertação (Mestrado) -- Universidade Federal do  
Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Programa de  
Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de  
Materiais, Porto Alegre, BR-RS, 2018.

1. Válvulas de Esfera Flutuante. 2. Assinaturas de  
Torque de Acionamento. 3. Politetrafluoretileno. 4.  
Modelamento Constitutivo. 5. Análises de Elementos  
Finitos. I. Clarke, Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauero,  
orient. II. Título.

**FACUNDO BALTAZAR ARGÜELLO**

**ESTUDO NUMÉRICO E EXPERIMENTAL DE ASSINATURAS DE TORQUE DE  
ACIONAMENTO EM VÁLVULAS DE ESFERA INDUSTRIAIS - PREDIÇÃO DE  
CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO**

Esta dissertação foi analisada e julgada adequada para a obtenção do título Mestre em Engenharia, área de concentração em Ciência e Tecnologia dos Materiais, e aprovada em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora designada pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Minas, Metalúrgica e de Materiais (PPGE3M) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

---

**Prof. Dr. Thomas Gabriel Rosauro Clarke**

Orientador PPGE3M/UFRGS

---

**Prof. Dr. Carlos Pérez Bergmann**

Coordenador PPGE3M/UFRGS

Aprovado em: \_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_/\_\_\_\_\_

**BANCA EXAMINADORA:**

Dr. Euthymios José Euthymíou – CENPES / PETROBRAS – Rio de Janeiro, Brasil.

Prof. Dr. Marcelo Favaro Borges – PPGE3M / UFRGS – Porto Alegre, Brasil.

Dr. Toni Roger Schifelbain de Lima – DEMET / UFRGS – Porto Alegre, Brasil.

## DEDICATÓRIA

Aos meus pais, Mirta e José,  
que sempre me apoiaram e incentivaram.  
A eles, meus maiores exemplos de vida,  
valores e inspiração.

À minha querida companheira, Patricia Keller,  
pelo apoio incondicional, compreensão e paciência  
durante o percorrido desta senda,  
prezando o amor, carinho e cuidado  
por sobre todas as coisas.

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar, agradeço à minha Família, especialmente a meus pais e irmãos, pelo constante apoio e motivação para ultrapassar cada dificuldade.

À minha namorada Patrícia, pelo amor, carinho e apoio incondicionais tanto em momentos de felicidade como de dificuldades; assim como pelas valiosas correções e críticas ao trabalho.

Ao meu orientador Professor Dr. Thomas Gabriel Rosauro Clarke, pela orientação, incentivos, ensinamentos e pela confiança depositada ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Ao Professor Dr. Telmo Roberto Strohaecker (*in memoriam*), pelo acolhimento e oportunidades. Pela orientação e incentivo para a continuação dos estudos.

Aos membros da banca de defesa, Professores: Dr. Euthymios José Euthymíou, Dr. Marcelo Favaro Borges e Dr. Toni Roger Schifelbain de Lima, pelo compartilhamento de conhecimentos teóricos e práticos, pelas correções, críticas e discussões, e que contribuíram enormemente para o aprofundamento e conclusão deste trabalho.

Ao LAMEF, aos amigos e colegas de trabalho, em especial ao Grupo de Tecnologia Submarina (TS), pelo constante aprendizado e conhecimentos compartilhados, pela amizade, pelos estímulos e pela ajuda prestada ao longo deste e muitos outros trabalhos.

Um agradecimento especial aos engenheiros e mestres: Facundo López, Fabiano Bertoni, Felipe Aguiar, Manuel Suárez, Marco Polo, Tiago Coser, Robson Brzostek e Guillermo Mudry, pelos conhecimentos transmitidos, pelas oportunidades, pela ajuda na execução dos ensaios, pela troca de ideias e discussões, pelos ensinamentos, pela confiança, parceria, estímulos e amizade, desde o começo e ao longo de toda esta jornada.

Aos amigos de perto e de longe, que sempre estiveram a meu lado e torceram por mim.

À empresa MGA “Metalúrgica Golden Arts”, pelo fornecimento do protótipo de teste e amostras de materiais empregados para os ensaios realizados neste trabalho; assim como pelas contribuições técnicas e compartilhamento de conhecimentos relativos a válvulas industriais.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela concessão da bolsa de estudos e fomento à pesquisa.

*“Aprender é a única coisa de que a mente  
nunca se cansa, nunca tem medo  
e nunca se arrepende”.*

Leonardo da Vinci

## RESUMO

Válvulas são componentes essenciais nas indústrias e seus diversos processos produtivos. Cumprem um papel chave na regulação e controle do fluxo de fluidos nas mais variadas condições e meios. Dentro deste cenário, sendo muitas vezes as responsáveis pelo controle refinado dos processos, sua confiabilidade e correto desempenho ao longo de seu tempo de vida útil projetada é uma questão primordial de forma a garantir a disponibilidade, produtividade, economia e segurança dos sistemas de produção. Diversas técnicas e metodologias tanto de inspeção como de monitoramento foram e continuam sendo desenvolvidas com o intuito de diagnosticar, prever e quantificar o desempenho de tais equipamentos em condições de operação e desta forma detectar e identificar comportamentos anormais, defeitos, ou degradações e permitir prever, com antecedência, sucessos e falhas que afetem seu desempenho e funcionalidade. Cada uma destas técnicas, empregadas muitas vezes de forma combinada, baseia-se em variáveis ou parâmetros específicos do equipamento como critério de avaliação do desempenho. Um destes parâmetros é o esforço necessário para o comando ou acionamento de uma válvula, representando não somente uma medida necessária quanto a projeto, seleção e dimensionamento, tanto dela como de seu acionador, mas também uma variável diretamente relacionada ao estado de seus componentes mecânicos internos, mostrando-se conseqüentemente como uma característica indicativa de sua condição. Através destes conceitos se prevê desenvolver ferramentas e recursos que auxiliem na prevenção e identificação de problemas e falhas, possibilitando melhoras na eficiência e segurança dos processos em que atuam. Este trabalho está centrado no estudo das características operacionais de um projeto de válvulas de esfera do tipo flutuante, prevista com vedações poliméricas, projetadas e destinadas para aplicação na indústria de petróleo e gás. Foram conduzidos ensaios experimentais de assinaturas de torque de acionamento de protótipo, cujos resultados foram posteriormente empregados na construção e calibração de modelos de elementos finitos do processo de acionamento destas. Tais modelos foram capazes de prever corretamente as respostas de assinatura e comportamento do protótipo para os diversos parâmetros de operação. Posteriormente, o estudo teórico e analítico sobre casos de falha em válvulas e os fenômenos de desgastes associados a estes, junto à construção de novos modelos numéricos com parâmetros alterados representando a presença de defeitos, possibilitaram a previsão de assinaturas de válvulas sobre condições de falha. Os resultados obtidos nas precedentes análises permitiram a construção de perfis característicos de assinatura de torque de operação. Estes constituíram finalmente o fundamento deste trabalho, comprovando a

aptidão da utilização de assinaturas como parâmetro de diagnóstico e avaliação do desempenho de válvulas industriais e permitindo propor uma metodologia para a caracterização e identificação da condição de válvulas em serviço, assim como a detecção e identificação de falhas, defeitos e condições anormais de operação.

**Palavras-chave:** Válvulas de Esfera Flutuante. Assinaturas de Torque de Acionamento. Politetrafluoretileno. Modelamento Constitutivo. Análises de Elementos Finitos.

## ABSTRACT

Valves are essential components in industries and their various production processes. They play a key role in regulating and controlling fluid flow in a variety of conditions and environments. Within this scenario, being often responsible for the processes refined control, its reliability and correct performance over its projected useful life is a primordial issue in order to guarantee the availability, productivity, economy and safety of production systems. Several inspection and monitoring techniques and methodologies have been and are being developed to diagnose, predict and quantify the performance of such equipment under operating conditions and thereby detect and identify abnormal behaviors, defects, or degradations and anticipate successes and failures that affect performance and functionality. Each of these techniques, employed often combined, is based on equipment-specific variables or parameters, as a performance evaluation criterion. One of these parameters is the effort required for the control (or actuation) of a valve, representing not only a necessary measure for the design, selection and dimensioning of a valve as well as its actuator, but also a variable directly related to the state of its internal mechanical components, showing itself as a indicative characteristic of their condition. Through these concepts it is expected the development of tools and resources which would help in the prevention and identification of problems and failures, enabling improvements in the efficiency and security of the processes in which they operate. This work is centered on the study of the operational characteristics of a floating type ball valve design provided with polymeric seat-seals, designed and intended for application in the oil and gas industry. Experimental tests of driving torque signatures on prototypes were conducted, and their results were later used in the construction and calibration of finite element models of the actuation system mechanism and complete drive process. These models were able to correctly predict the signature responses and behavior of the prototype for the various operating parameters. Later, a theoretical and analytical study on valve failure cases and the wear phenomena associated to them, together with the construction of new numerical models with altered parameters to represent the presence of defects, enabled the prediction of valve signatures on failure conditions. The results obtained in the previous analyzes allowed the construction of characteristic profiles of operating torque signature. These were finally the basis of this work, proving the suitability of the signatures as a parameter for the diagnosis and evaluation of the performance of industrial valves, and thus allowing to propose a methodology for the characterization and identification of the condition

of valves in service, as well as the detection and identification of failures, defects and abnormal operating conditions.

**Keywords:** Floating Ball Valves. Signature Torque Curves. Polytetrafluoroethylene. Constitutive Modelling. Finite Element Analysis.

## LISTA DE FIGURAS

	Página
Figura 1 - Estrutura dos capítulos e etapas do trabalho.....	29
Figura 2 - Válvula de esfera flutuante e suas partes principais. ....	33
Figura 3 - Válvulas de esfera - fixação e movimento lateral da esfera. ....	34
Figura 4 - Reação de polimerização para obtenção do PTFE.....	35
Figura 5 - Tensão x deformação do PTFE em tensão e compressão, para diferentes temperaturas (ASTM D695).....	36
Figura 6 – Curvas tensão-deformação para o PTFE <i>Teflon 7C</i> em compressão, a 26°C, e diferentes taxas de deformação: de $10^{-4} \text{ s}^{-1}$ (0,15 mm/min) a $1 \text{ s}^{-1}$ (1524 mm/min). ....	36
Figura 7 – Deformação total x tempo do PTFE em diferentes tensões de compressão, à 23°C. ....	37
Figura 8 - Relaxamento da tensão de tração a 23°C.....	38
Figura 9 - Recuperação da compressão a 23°C. ....	38
Figura 10 - Coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento.....	39
Figura 11 - Coeficiente de atrito x carga, com $v < 2$ pés/min (0,6096 m/min, ou 10,16 mm/s), a temp. ambiente. ....	39
Figura 12 - Desenho esquemático de válvula de esfera tipo flutuante submetida à pressão. ....	41
Figura 13 - Características de torque hidrodinâmico em válvulas de esfera. ....	44
Figura 14 – Características do coeficiente de torque $C_d$ em válvulas de esfera. ....	45
Figura 15 – Perfis de torque característicos para válvulas tipo esfera, borboleta e macho. ....	46
Figura 16 - Curva típica de assinatura de válvulas.....	47
Figura 17 - Características de torque.....	48
Figura 18 - Posição da esfera em diferentes condições de torque. ....	48
Figura 19 - Tipos básicos de mecanismos de atuadores pneumáticos de quarto de volta.....	49
Figura 20 - Faixas características de pressão e temperatura para válvulas de aço carbono e vedações resilientes. ....	52
Figura 21 - Requisitos de ciclagem para válvulas. ....	55
Figura 22 - Curva típica tensão-deformação de materiais termoplásticos. ....	59
Figura 23 - Mecanismos de deformação em polímeros.....	60
Figura 24 - Gráfica tensão – deformação de materiais poliméricos, apresentando as diferentes regiões de comportamento mecânico. ....	60
Figura 25 - Mecanismo de deformação plástica.....	61

Figura 26 – Curvas tensão-deformação do <i>PTFE + 15 %vol. de fibra de vidro</i> . (a) Dependência na taxa de deformação; (b) Influência da temperatura na resposta mecânica; (c) Diferença na magnitude da tensão em tração e compressão. ....	63
Figura 27: Dados experimentais do <i>PTFE</i> em tração uniaxial a 23°C. ....	65
Figura 28 – Superfícies de escoamento no espaço tridimensional de tensões: a) <i>Von Mises</i> ; b) <i>Drucker-Prager Linear</i> . ....	68
Figura 29 – Critérios de escoamento de <i>Von Mises</i> e <i>Drucker-Prager</i> ; (a) No plano meridional; (b) Superfícies de escoamento para um estado de tensão uniaxial $\sigma_3$ - $\sigma_3$ . ....	68
Figura 30 – a) Representação do parâmetro $\psi$ , esquemático do encruamento, e direção do fluxo plástico no diagrama $p$ - $t$ (plano meridional); b) Representação do parâmetro $K$ no plano “ <i>deviatórico</i> ” $\pi$ . ....	70
Figura 31 – Fluxograma geral das etapas da pesquisa desenvolvida. ....	73
Figura 32 - Válvula de esfera flutuante. ....	74
Figura 33 – Aparato de teste. (a) Layout do aparato de testes; (b) Aparato de testes de assinaturas de torque; (c) Sistema de pressurização; (d -1,2) Sistema de aquecimento; (e) Sistema de acionamento; (f) Sistema de aquisição.....	77
Figura 34 - Corpos de prova padronizados; Material: <i>PTFE Compl</i> .....	81
Figura 35 - Máquina e dispositivos de ensaio. ....	82
Figura 36 - Curvas tensão-deformação em diferentes temperaturas do <i>PTFE Compl</i> em compressão; taxa de deformação: $8,5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ . ....	82
Figura 37 – Etapas e atividade envolvidas na construção do modelo numérico. ....	83
Figura 38 - Desenho em formato CAD; Válvula de esfera flutuante. ....	84
Figura 39 - (a) Desenhos <i>CAD/CAE</i> considerando corpo, tampa e esfera como corpos rígidos não deformáveis (geometria simplificada); (b) Partes da válvula modeladas como sólidos deformáveis. ....	85
Figura 40: Curvas tensão-deformação em tração e compressão uniaxial, para o <i>PTFE Compl</i> ; taxa de deformação: $8,5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ . ....	88
Figura 41 – Curvas de encruamento em compressão e tração uniaxial, para o <i>PTFE Compl</i> ; taxa de deformação: $8,5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ . ....	89
Figura 42 – a) Pontos de dados equivalentes; b) Parâmetros de sensibilidade à tensão hidrostática $\mu = \tan \beta$ . ....	90
Figura 43 - Curvas tensão-deformação nominal em tração e compressão uniaxial do <i>PTFE Compl</i> – Testes de calibração. ....	94

Figura 44 - Curvas tensão-deformação nominal em tração uniaxial - PTFE <i>CompL</i> – Testes de calibração.....	94
Figura 45 – (a) Teste de fluência-recuperação sob compressão uniaxial; (b) Teste de relaxamento de tensões-recuperação sob compressão uniaxial. – <i>Modelo D-P plasticity + Modelo D-P Creep</i> ; Lei de fluência: <i>time-hardening</i> ; Tempo de fluência: 3600 s.....	95
Figura 46 – Esquemático do teste de fluência-recuperação. ....	96
Figura 47 - Visão geral da malha de elementos finitos utilizada. ....	97
Figura 48 - Pares de contato. ....	99
Figura 49 - Restrições empregadas nas análises.....	99
Figura 50 – <i>Connector Forces</i> configuradas para as análises. ....	101
Figura 51 - Áreas com carregamento de pressão interna.....	101
Figura 52 - Superfícies com condição de temperatura aplicada. ....	102
Figura 53 - Falhas e defeitos característicos em válvulas do tipo esfera flutuante. I) Resumo do diagrama de falhas e defeitos característicos; II) III) IV) V) VI) Subseções do diagrama (1,2,3,4,5). ....	106
Figura 54 – Parâmetros representativos dos casos de estudo. ....	110
Figura 55 – Pressões de contato das sedes de vedação.....	113
Figura 56 - Requisitos de ciclagem para válvulas. ....	114
Figura 57 – Coeficiente de fluxo “ $K_v$ ” do protótipo em análise.....	118
Figura 58 - Velocidade de escoamento média em função do ângulo de abertura para o protótipo em análise. ....	118
Figura 59 - Coeficientes de torque “ $C_d$ ”.....	118
Figura 60 - Assinaturas de torque de acionamento como aquisitadas nos ensaios; (Teste 3) - Válvula em condição de <i>vazio</i> : 0 [bar], 23 [°C]. ....	121
Figura 61 - Assinaturas de torque de acionamento de protótipo. ....	122
Figura 62 - Assinaturas de torque de acionamento de protótipo. ....	124
Figura 63 - Efeito da temperatura sobre o torque máximo de acionamento. a) Válvula de esfera flutuante 3”; b) Válvula de esfera flutuante de 1-1/2”. ....	128
Figura 64 - Efeito da pressão sobre o torque máximo de acionamento. a) Válvula de esfera flutuante 3”; b) Válvula de esfera flutuante de 1-1/2”.....	129
Figura 65 – Conjunto de assinaturas numéricas de torque de acionamento.....	131
Figura 66 - Pontos notáveis. ....	132
Figura 67 – Comparação entre análises experimentais e análises numéricas de torque de acionamento.....	133

Figura 68 – Distribuição das Tensões de <i>Von Mises</i> para o Modelo não Simplificado e para o Modelo Simplificado da válvula em análise.....	136
Figura 69 - Tensões de <i>Von Mises</i> – Válvula em <i>condição de “vazio”</i> (P=0 bar; T=23°C)...	136
Figura 70 - Vedações das sedes e da haste - Tensão de <i>Von Mises</i> , Deformação Plástica Máxima Principal, Tensão Máxima Principal, e Pressão de Contato — Válvula na posição fechada após processo de montagem, em <i>condição de vazio</i> (P=0 bar; T=23°C).....	137
Figura 71 - Efeito da pressão sobre o perfil de assinatura.....	138
Figura 72 - Efeito da temperatura sobre o perfil de assinatura.....	139
Figura 73 – Perfis de assinatura resultante dos casos A, E, F analisados.....	143
Figura 74 – Perfil de assinatura resultante de desgaste por erosão na esfera. ....	144
Figura 75 – Perfis de assinatura resultante; Casos A, F. ....	144
Figura 76 - Perfis de torque de fricção; obtidos mediante modelos numéricos de EF. ....	145
Figura 77 – Curva de torque hidrodinâmico calculada, para válvula de esfera de 3”,operando com água, a temperatura ambiente e velocidade do fluxo de 15 [m/s]. ....	147
Figura 78 - Características de torque de acionamento em serviço, para válvulas de esfera – Exemplo de construção para caso hipotético nº1. ....	148
Figura 79 - Características de torque de acionamento em serviço, para válvulas de esfera. – Exemplo de caso hipotético nº2.....	149

## LISTA DE TABELAS

	Página
Tabela 1 - Faixa característica de pressão-temperatura de materiais do corpo de válvulas. ....	50
Tabela 2 - Problemas Iniciais – Nível 1. ....	57
Tabela 3 - Problemas Primários – Nível 2.....	57
Tabela 4 - Fatores controláveis adotados e seus respectivos intervalos de investigação. ....	78
Tabela 5 - Fatores mantidos constantes.....	79
Tabela 6 – Tabela de ensaios.....	80
Tabela 7 – Resultados dos ensaios de compressão uniaxial de amostras de <i>PTFE CompL</i> .....	82
Tabela 8 – Etapas da análise de elementos finitos.....	84
Tabela 9 - Propriedades lineares dos componentes de aço da válvula. ....	86
Tabela 10 - Propriedades lineares dos materiais das vedações da haste. ....	87
Tabela 11 - Pontos de dados equivalentes. ....	90
Tabela 12 - Propriedades elásticas lineares, térmicas e tribológicas do PTFE; e parâmetros para o modelo de D-P Linear.....	91
Tabela 13. Parâmetros utilizados para o modelo de fluência “ <i>Power Law</i> ”. ....	93
Tabela 14 - Pares de contato configurados.....	98
Tabela 15 – Forças de aperto equivalentes.....	100
Tabela 16 - Fatores controláveis adotados. ....	103
Tabela 17 - Fatores mantidos constantes.....	103
Tabela 18 - Fatores controláveis adotados. ....	109
Tabela 19 - Fatores mantidos constantes.....	110
Tabela 20 – Desgaste médio calculado.....	114
Tabela 21 – Tabela de ensaios.....	115
Tabela 22 - Pontos notáveis de assinatura de uma válvula de esfera. ....	125
Tabela 23 - Médias e desvios padrão dos <i>pontos notáveis</i> das assinaturas obtidas.....	127
Tabela 24 - Pontos notáveis das assinaturas obtidas através das análises numéricas.....	132
Tabela 25 – Assinaturas de torque de acionamento com falhas e defeitos <i>em condição de vazio</i> (P=0 bar; T=t <sub>amb</sub> ), obtidas mediante modelos numéricos. ....	141

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

<b>ABNT</b>	Associação Brasileira de Normas Técnicas
<b>API</b>	<i>American Petroleum Institute</i> – Instituto Americano de Petróleo
<b>ASME</b>	<i>The American Society of Mechanical Engineers</i> – Sociedade Americana de Engenheiros Mecânicos
<b>ASTM</b>	<i>American Society for Testing and Materials</i> – Sociedade Americana para Testes e Materiais
<b>INMETRO</b>	Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial
<b>NEL</b>	<i>National Engineering Laboratory</i> – Laboratório Nacional de Engenharia (Reino Unido)
<b>OSD</b>	<i>Offshore Safety Division</i> – Divisão offshore de segurança
<b>USNRC</b>	<i>United States Nuclear Regulatory Commission</i> - Comissão reguladora de energia nuclear dos Estados Unidos
<b>PTFE</b>	Politetrafluoretileno
<b>TEFLON</b>	Marca registrada pela <i>DuPont</i> para o PTFE
<b>TFE</b>	Monômero que, polimerizado, forma o PTFE
<b>DELRIN</b>	Poli-oxi-metileno (POM), Resina de acetal ou poliacetal; marca registrada pela <i>DuPont</i>
<b>PEEK</b>	Poli-éter-éter-cetona
<b>VITON</b>	Borracha fluoro-elastomérica (FKM); Marca registrada pela <i>DuPont</i>
<b>INCONEL</b>	Família de superligas austeníticas à base de níquel-cromo; Marca registrada pela <i>Special Metals Corporation</i>
<b>TRM</b>	Tensão residual mínima
<b>EF</b>	Elementos finitos
<b>CAD</b>	<i>Computer Aided Design</i> – Projeto Assistido por Computador
<b>CAE</b>	<i>Computer Aided Engineering</i> – Engenharia Assistida por Computador
<b>CFD</b>	<i>Computational Fluid Dynamics</i> – Dinâmica de Fluidos Computacional
<b>FAT</b>	<i>Factory Acceptance Test</i> – Teste de Aceitação de Fábrica
<b>FEA</b>	<i>Finite Element Analysis</i> – Análise de Elementos Finitos
<b>FEM</b>	<i>Finite Element Method</i> – Método dos Elementos Finitos
<b>ESDV</b>	<i>Emergency Shutdown Valve</i> – Válvula de Fechamento de Emergência
<b>AP</b>	Alta pressão
<b>MP</b>	Média pressão

<b>BP</b>	Baixa pressão
<b>DN</b>	Diâmetro nominal, usualmente expresso em [mm]
<b>PMT</b>	Pressão máxima de trabalho
<b>TMO</b>	Torque máximo de operação: Valor mínimo de referência de sobretorque que não prejudique o trem de acionamento da válvula
<b>TNO</b>	Torque nominal de operação
<b>TRAC</b>	Torque real de abertura com diferencial de pressão
<b>TRAS</b>	Torque real de abertura sem diferencial de pressão
<b>TRAQ</b>	Torque real de abertura na quebra (ou início) de movimento
<b>JTO</b>	<i>(Jam to open torque)</i> : Torque aplicado no fim de curso, para garantir a total abertura da válvula.
<b>TRFQ</b>	Torque real de fechamento na quebra (início) de movimento
<b>TRFC</b>	Torque real do fechamento com diferencial de pressão
<b>TRFS</b>	Torque real de fechamento sem diferencial de pressão
<b>JTC</b>	<i>(Jam to close torque)</i> : Torque aplicado no fim de curso, para garantir o total fechamento da válvula.
<b>TRO</b>	Torque real de operação – maior dos valores de torque encontrados durante a assinatura
<b>BTC</b>	<i>Break to close</i> (equivalente ao TRFQ)
<b>BTO</b>	<i>Break to open</i> (equivalente ao TRAQ)
<b>RNC</b>	<i>Running torque with No-pressure to Close</i> (equivalente ao TRFS)
<b>RPC</b>	<i>Running torque with Pressure to Close</i> (equivalente ao TRFC)
<b>RNO</b>	<i>Running torque with No-pressure to Open</i> (equivalente ao TRAS)
<b>RPO</b>	<i>Running torque with Pressure to Open</i> (equivalente ao TRAC)

## LISTA DE SÍMBOLOS

$T_t$	Torque total requerido para acionamento da válvula em operação
$T_f$	Torque de fricção
$T_s$	Torque devido às sedes
$T_g$	Torque devido às gaxetas ou vedações da haste
$T_d$	Torque hidrodinâmico
$\theta$	Ângulo de abertura da válvula ou de posição da esfera
$\sigma_{ij}, \epsilon_{ij}$	Componentes dos tensores tensão e deformação respectivamente
$\sigma_i, \epsilon_i$	Componentes da tensão principal e deformação principal respectivamente
$\sigma, \epsilon$	Valores da tensão verdadeira e deformação verdadeira respectivamente
$\epsilon^e, \epsilon^p$	Componentes elástica e plástica da deformação verdadeira respectivamente
$\sigma_T, \sigma_S, \sigma_C$	Tensão verdadeira em tração, cisalhamento, e compressão respectivamente
$\epsilon^p_T, \epsilon^p_S, \epsilon^p_C$	Deformação plástica verdadeira em tração, cisalhamento, e compressão respectivamente
$\epsilon^e_T, \epsilon^e_S, \epsilon^e_C$	Deformação elástica verdadeira em tração, cisalhamento, e compressão respectivamente
$\dot{\epsilon}$	Taxa de deformação
$\sigma_e, q$	Tensão efetiva ou tensão de <i>Von Mises</i>
$\sigma_m, -p$	Componente hidrostática da tensão
$\epsilon^p_e$	Deformação plástica efetiva
$E$	Módulo de <i>Young</i>
$\nu$	Coefficiente de <i>Poisson</i> calculado a partir das deformações verdadeiras
$\nu^e$	Componente elástica do coeficiente de <i>Poisson</i>
$\nu^p, \nu^p_C$	Componentes plásticas do coeficiente de <i>Poisson</i> sob tração e compressão
$\mu, \tan \beta$	Parâmetros de sensibilidade à tensão hidrostática no critério de escoamento de <i>Drucker-Prager Linear</i>
$\beta$	Ângulo de atrito interno do material
$F$	Potencial de fluxo plástico
$\mu', \tan \psi$	Parâmetros no potencial de fluxo para fluxo não associado
$\psi$	Ângulo de dilatação
$d$	Coesão
$\sigma_Y$	Limite elástico
$\mu_s$	Coefficiente de atrito estático

$\lambda$	Condutividade térmica
$\alpha$	Coefficiente de expansão térmica linear
$t$	Desgaste, [in]
$K$	Fator de desgaste, [in <sup>3</sup> .min/lb.ft.hr]
$P$	Pressão de contato, [psi]
<b>CPRESS</b>	Pressão de contato, [MPa]
$V$	Velocidade de deslizamento, [fpm]
$T$	Tempo, [hr]
$\omega$	Velocidade angular, [1/s]
$r$	Raio da esfera/obturador, [mm]
$T$	Tempo de uma volta completa / período (360°), [s]
$C_d$	Coefficiente de torque hidrodinâmico
$Q$	Vazão do fluido de teste
$C_v$	Coefficiente de fluxo da válvula em [galão americano/min] /1[psi]
$K_v$	Coefficiente de fluxo da válvula em [m <sup>3</sup> /hr] /1[bar]
$\Delta p$	Queda de pressão diferencial
<b>SG</b>	Gravidade específica do líquido relativa a água a 16°C
$V$	Velocidade média do fluido
$D$	Diâmetro da passagem da válvula

## SUMÁRIO

	Página
<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>5</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>7</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>9</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>11</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>15</b>
<b>LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS</b> .....	<b>16</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> .....	<b>18</b>
<b>SUMÁRIO</b> .....	<b>20</b>
<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	<b>26</b>
1.1 TEMAS E OBJETIVOS.....	28
1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	29
1.3 LIMITAÇÕES DO TRABALHO .....	31
<b>2 REFERENCIAL TEÓRICO</b> .....	<b>32</b>
2.1 VÁLVULAS INDUSTRIAIS .....	32
2.2 VÁLVULAS DE ESFERA FLUTUANTE – CONCEITOS E FUNCIONAMENTO .	32
2.3 PROPRIEDADES DO PTFE .....	34
2.4 TORQUE DE ACIONAMENTO E SUAS CARACTERÍSTICAS .....	40
2.4.1 Torque de fricção .....	40
2.4.2 Torque hidrodinâmico.....	43
2.4.3 Assinaturas de torque de acionamento.....	45
2.4.4 Dimensionamento e seleção do atuador.....	49
2.5 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DOS MATERIAIS DE CONSTRUÇÃO .....	50
2.5.1 Corpo, tampa e demais componentes de aço .....	50
2.5.2 Vedações .....	51
2.5.3 Faixas características de operação / limites operacionais .....	51
2.6 VEDAÇÕES E CONFIABILIDADE .....	52
2.7 VIDA ÚTIL.....	53

2.8 MECANISMOS DE DESGASTE .....	54
2.9 CONFIABILIDADE .....	54
2.10 FALHAS EM VÁLVULAS .....	55
2.10.1 Análise e avaliação de falhas em válvulas .....	56
2.11 ESTRUTURA E COMPORTAMENTO MECÂNICO DE POLÍMEROS	
TERMOPLÁSTICOS .....	59
2.12 MODELOS NUMÉRICOS .....	62
2.12.1 Método dos elementos finitos .....	62
2.12.2 Introdução ao software <i>ABAQUS</i> <sup>®</sup> .....	62
2.13 MODELAMENTO CONSTITUTIVO DE COMPONENTES	
FLUOROPOLIMÉRICOS .....	63
2.13.1 Introdução aos modelos elasto-plásticos .....	64
2.13.2 Critério de escoamento de <i>Drucker-Prager</i> .....	65
2.13.2.1 Regra de fluxo .....	68
2.13.2.2 Fluxo associado e fluxo não associado .....	69
2.13.3 Fluência e relaxamento de tensões .....	70
2.13.3.1 Modelagem de fluência e relaxamento de tensões .....	71
2.13.3.2 Modelos de fluência para o modelo de Drucker-Prager linear .....	71
2.13.3.3 Modelo Power-law .....	71
2.13.4 Ajuste e calibração do modelo constitutivo .....	72
<b>3 MATERIAIS E MÉTODOS.....</b>	<b>73</b>
3.1 DESCRIÇÃO GERAL .....	73
3.2 ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO .....	74
3.2.1 Definição do ensaio .....	74
3.2.2 Características do protótipo em análise .....	74
3.2.2.1 Materiais de construção .....	75
3.2.2.2 Especificações e dados de teste de protótipos .....	75
3.2.3 Aparato de teste .....	76

3.2.4	Parâmetros de teste e fatores controláveis .....	78
3.2.5	Procedimentos de ensaio .....	79
3.2.6	Planejamento dos ensaios .....	80
3.3	CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA DO MATERIAL DAS VEDAÇÕES .....	81
3.4	CONSTRUÇÃO DE MODELO NUMÉRICO .....	83
3.4.1	Etapas da análise .....	83
3.4.2	Geometria.....	84
3.4.2.1	Aperfeiçoamento e simplificação do modelo numérico.....	85
3.4.3	Materiais .....	86
3.4.4	Modelo constitutivo dos materiais da haste e preme gaxeta.....	86
3.4.5	Modelo constitutivo dos anéis de gaxetas e contravedação da haste.....	86
3.4.6	Modelo constitutivo das sedes de vedação .....	87
3.4.6.1	Determinação dos parâmetros do modelo Drucker-Prager .....	87
3.4.6.1.1	Cálculo de dados .....	87
3.4.6.1.2	Constantes elásticas.....	88
3.4.6.1.3	Funções de encruamento da deformação .....	89
3.4.6.1.4	Parâmetro de sensibilidade à tensão hidrostática $\mu = \tan \beta$ .....	89
3.4.6.1.5	Parâmetro de fluxo $\mu' = \tan \psi$ .....	91
3.4.6.1.6	Parâmetro K.....	91
3.4.6.2	Determinação dos parâmetros do modelo Power Law.....	92
3.4.6.3	Testes de calibração e validação do modelo constitutivo .....	93
3.4.7	Elementos e malha de elementos finitos .....	96
3.4.8	Interações, carregamentos e condições de contorno .....	97
3.4.8.1	Interações .....	98
3.4.8.2	Restrições .....	99
3.4.8.3	Conectores.....	100
3.4.8.4	Carregamentos.....	100

3.4.8.4.1	Connector Forces.....	100
3.4.8.4.2	Pressure loads.....	101
3.4.8.5	Condições de contorno.....	102
3.4.8.6	Campos Predefinidos.....	102
3.5	ANÁLISE NUMÉRICA DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO.....	103
3.5.1	Definição de parâmetros de teste.....	103
3.5.2	Procedimentos de ensaio.....	103
3.5.3	Planejamento das análises.....	104
3.6	ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS EM VÁLVULAS.....	105
3.6.1	Definição de parâmetros de teste.....	106
3.6.2	Construção de modelos numéricos com defeitos e falhas.....	110
3.6.3	Procedimentos de ensaio.....	114
3.6.4	Planejamento dos experimentos.....	115
3.7	ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO E PREDIÇÃO DE CONDICÕES DE OPERAÇÃO.....	115
3.7.1	Torque total em condições de serviço.....	116
3.7.1.1	Determinação do torque hidrodinâmico.....	116
3.7.1.2	Assinaturas de torque de acionamento em operação.....	119
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>120</b>
4.1	ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO.....	120
4.1.1	Resultados dos ensaios.....	120
4.1.1.1	Coleta de dados.....	121
4.1.1.2	Assinaturas de torque de acionamento nas diferentes combinações de fatores controláveis.....	121
4.1.1	Análise e discussão dos resultados.....	124
4.1.1.1	Pontos notáveis.....	124
4.1.1.2	Efeito dos parâmetros de teste: pressão e temperatura.....	127
4.1.1.2.1	Efeito da temperatura.....	128

4.1.1.2.2	Efeito da pressão .....	129
4.2	ANÁLISE NUMÉRICA DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO	130
4.2.1	Resultados das análises .....	131
4.2.1.1	Assinaturas de torque de acionamento para diferentes condições de operação, obtidas mediante análises de EF.....	131
4.2.1.2	Pontos notáveis.....	132
4.2.1	Avaliação dos resultados do modelo numérico comparando com os ensaios experimentais .....	133
4.2.2	Distribuições de tensões, deformações e comportamento das vedações .....	135
4.2.3	Análise e discussão dos resultados.....	137
4.2.3.1	Efeitos dos fatores principais e interações entre fatores .....	137
4.2.3.1.1	Efeito da variação da pressão de trabalho .....	137
4.2.3.1.2	Efeito da variação da temperatura de trabalho .....	138
4.2.3.1.3	Efeito da variação do torque de aperto dos parafusos de fechamento corpo-tampa .....	139
4.2.3.1.4	Efeito da variação do torque de aperto da porca da haste .....	139
4.3	ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS EM VÁLVULAS .....	140
4.3.1	Resultados das análises .....	140
4.3.2	Análise e discussão dos resultados.....	142
4.4	PREDIÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO, IDENTIFICAÇÃO DE ESTADO, E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO .....	145
4.4.1	Torque total em condições de serviço.....	146
4.4.1.1	Assinaturas de torque hidrodinâmico.....	147
4.4.1.2	Assinaturas de torque de acionamento em operação.....	147
4.4.1.3	Rotina de monitoramento .....	150
4.4.2	Análise e identificação de defeitos e falhas em serviço.....	151
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES .....</b>	<b>153</b>
5.1	ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE.....	153

5.2	MODELO NUMÉRICO DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO	153
5.3	ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS.....	154
5.4	PREDIÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO, IDENTIFICAÇÃO DE ESTADO E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO .....	155
<b>6</b>	<b>SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....</b>	<b>158</b>
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>159</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Vários tipos de indústrias empregam válvulas em seus processos. Tais indústrias incluem a eletrônica, energética, automotiva, impressão, plásticos, têxtil, metalúrgica, medicina, química e alimentação, para citar algumas. Dentro destas, algumas das funções desempenhadas por válvulas são: interromper ou permitir o fluxo de fluidos; regular sua intensidade ou vazão; prover fluxo apenas unidirecionalmente; e controlar ou modular o fluxo.

No Brasil, o atual cenário de desenvolvimento nacional vem incentivando o consumo e acelerando cada vez mais o crescimento industrial. Um dos responsáveis por este desenvolvimento é o aumento contínuo na produtividade de petróleo registrado ao longo da última década com o incremento das reservas nacionais a partir do descobrimento da camada de pré-sal e o início da extração do petróleo e gás natural oriundos dela. Juntamente com a extração vem à necessidade de processamento característica desta indústria, composta por plataformas, linhas de transporte, centrais de distribuição, refino, etc. até chegada ao consumidor. Em cada etapa deste caminho percorrido pelo petróleo e seus derivados, desde a prospecção até as últimas etapas de manufatura, existe a necessidade da utilização de válvulas de diferentes tipos, tamanhos e características, como elementos essenciais ao momento de direcionar, reter, misturar e regular vazões e pressões. Desta forma, são muitas vezes responsáveis pelo controle refinado do processo.

Não entanto, quando utilizadas em processos que envolvem o controle de fluidos líquidos ou gasosos, em elevadas pressões e temperaturas extremas, com produtos perigosos ou inflamáveis, e/ou instaladas em condições ambientais severas, existem os inconvenientes resultantes da resistência dos materiais a este tipo de meios e que podem dar origem a problemas e falhas de válvulas em operação, comprometendo sua função e desempenho e podendo trazer graves consequências sobre a produção, o meio ambiente e até mesmo sobre vidas humanas.

A correta seleção do conjunto válvula-acionador para a função a ser desempenhada e para as condições de operação estabelecidas pelo processo é uma das principais questões a modo de garantir o correto desempenho deste conjunto. Entretanto, a experiência demonstra que uma válvula não é sempre utilizada dentro de suas condições de teste e projeto. Em algumas situações, mudanças transitórias, perturbações no processo ou transporte de um meio indesejado, podem inesperadamente mudar as condições de serviço e promover uma falha (BENAC e PAGE, 2001).

Em setores críticos da indústria, como é o caso das indústrias de petróleo e gás, química e petroquímica, a qualidade e a confiabilidade de válvulas são elementos essenciais para a segurança e o desempenho operacional. Um exemplo sobressalente é o caso de válvulas destinadas à exploração de petróleo em águas profundas, caso em que a disponibilidade operacional e a confiabilidade do projeto são fatores extremamente importantes uma vez que, nestas condições, a substituição ou manutenção de equipamentos são atividades que acarretam custos extremamente elevados, tendo um grande impacto tanto na produtividade e economia, como na segurança dos sistemas de produção.

Visando tratar parte das causas raízes da baixa confiabilidade, tais indústrias exigem muitas vezes atendimento a especificações ou normalizações corporativas ou regionais próprias, estabelecendo requisitos específicos, tanto de projeto, como de fabricação, e homologação de projetos. Tal é o caso, que motivou a criação da norma ABNT NBR 15827, lançada no ano de 2007 e até o momento sem similares ISO ou API, a qual inovou o segmento ao estabelecer critérios rigorosos visando à certificação de produtos, através de realização de ensaios de protótipos e atendimento a requisitos mínimos quanto às características de funcionamento e vida útil de válvulas industriais para as instalações de exploração, refino e transporte de produtos de petróleo.

Um destes requisitos por ela estabelecidos são testes funcionais específicos, chamados de “ensaios de assinatura de torque”. Muitas vezes válvulas são acionadas não por operadores em forma manual, mas por atuadores elétricos, hidráulicos ou pneumáticos, comandados por sua vez de forma remota ou até automática, como parte de sistemas de controle dos processos. Para ambos os casos, o esforço ou quantidade de torque necessária para realização desta manobra, evidencia-se como um fator importante quanto ao projeto, seleção e desempenho de válvulas.

Válvulas de esfera tipo flutuante, com vedações entre sede e esfera por materiais resilientes - como a estudada em este trabalho - são extensamente empregadas na indústria devido a sua fácil construção, baixo custo, características de funcionamento e aplicabilidade em diferentes pressões, temperaturas e meios. Vedações de este tipo, construídas, por exemplo, em PTFE (Politetrafluoretileno), são vantajosas graças a seu caráter não adesivo e baixo coeficiente de atrito, outorgando excelentes características de estanqueidade às válvulas e requerendo baixos esforços para seu acionamento, ao mesmo tempo em que outras propriedades como o caráter inerte, resistência química e resistência mecânica relativamente elevada complementam seus benefícios. Não obstante, apresentam características indesejadas como o relaxamento de tensões, a fluência e a dependência de suas propriedades com a

temperatura, que podem afetar as características da vedação e alterar o desempenho das válvulas. O conhecimento destas propriedades é fundamental para compreender o comportamento das vedações e possibilitar sua descrição analítica e numérica.

O presente trabalho apresenta o estudo de assinaturas de torque de acionamento de um projeto de válvulas de esfera flutuantes, focado principalmente no estudo e análise dos fatores que a influenciam, assim como sua relação com a ocorrência de falhas e a condição da válvula em operação. Para tal fim foram utilizados como ferramenta de análise modelos numéricos de elementos finitos, dando especial atenção ao comportamento não linear e as características viscoelásticas e viscoplásticas do material das vedações, que definem as características operacionais do conjunto.

Todos os ensaios e análises apresentados em este trabalho foram efetuados pelo próprio Autor nas dependências do Laboratório de Metalurgia Física (LAMEF/UFRGS). Este trabalho foi realizado com a colaboração e parceria da empresa MGA “Metalúrgica Golden Arts” - fabricante de válvulas de esfera e de outros diferentes tipos de válvulas no mercado nacional, a qual forneceu o protótipo de teste e todas as amostras de materiais empregadas durante a execução de este estudo.

## 1.1 TEMAS E OBJETIVOS

Os objetivos principais deste trabalho são o estudo de assinaturas de torque de válvulas de esfera, a construção de modelos de elementos finitos para previsão de assinaturas e a elaboração de um método de diagnóstico e de identificação de condições de operação.

Para alcançar estes objetivos propostos, vários objetivos específicos pontuais foram abordados:

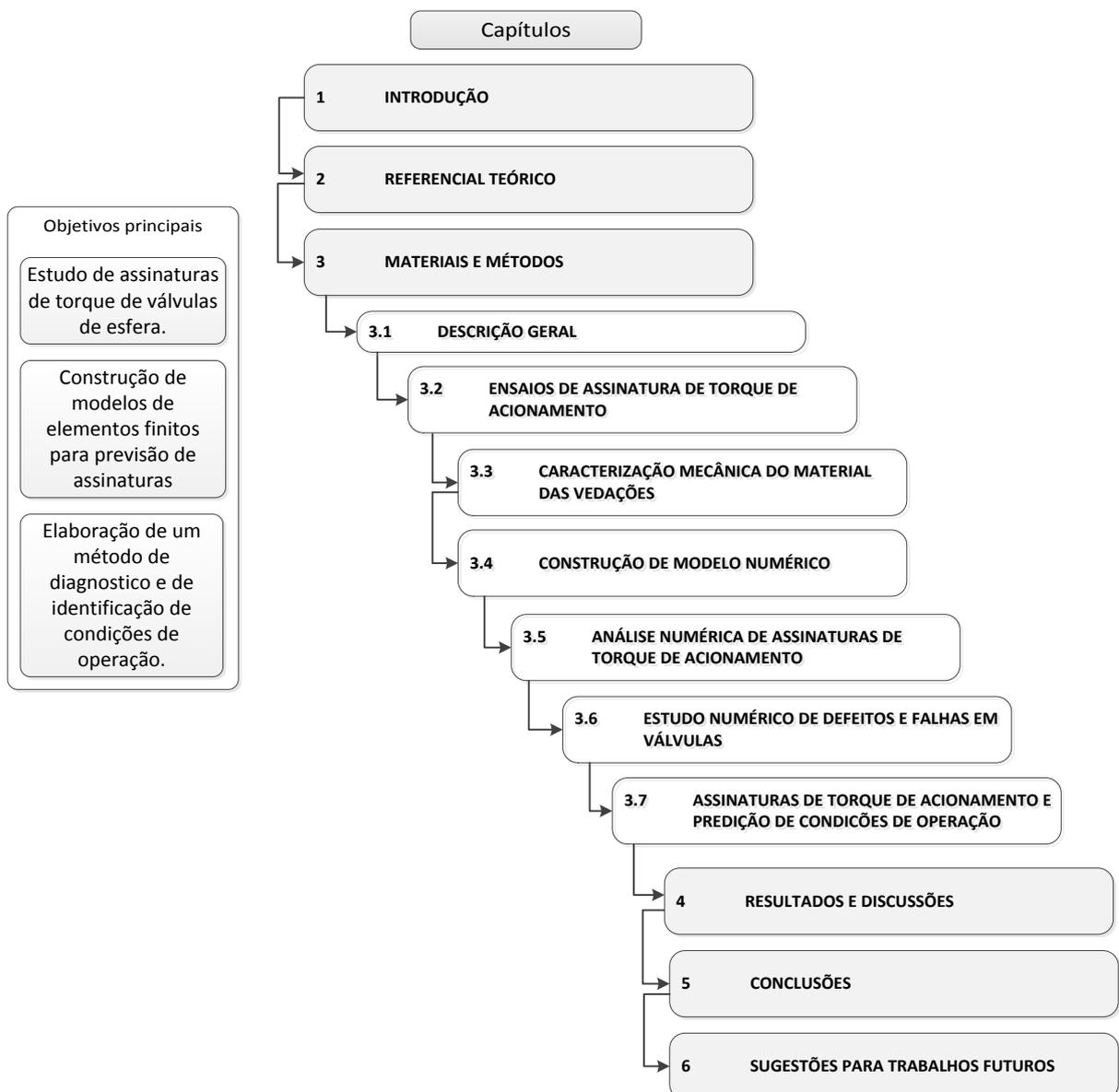
- Identificar e estudar a influência dos parâmetros de projeto, montagem e operação, no torque final de acionamento e características de funcionamento, através da realização de testes planejados de assinatura de torque de acionamento;
- Estudar as propriedades dos materiais envolvidos, estudar e avaliar técnicas de modelamento e obter os parâmetros característicos dos materiais necessários para construção de modelos constitutivos;
- Desenvolver um modelo numérico que represente o mais fielmente possível a resposta de assinatura de torque de acionamento para as diferentes condições de operação;
- Estudar e avaliar a ocorrência de falhas em válvulas de esfera, sua classificação, distribuição, e as causas que as originam;

- Estudar a resposta de torque de acionamento como parâmetro de funcionamento característico, e desenvolver ferramentas que possam ser utilizadas para auxiliar na melhora do desempenho, manutenção e projeto de válvulas;
- Desenvolver um método aplicável na detecção e identificação de falhas, erros e defeitos em válvulas de esfera em operação.

## 1.2 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho foi organizado em seis capítulos principais. A Figura 1 apresenta um fluxograma esquemático do conteúdo e estrutura deste, destacando seus objetivos, capítulos e seções.

**Figura 1 - Estrutura dos capítulos e etapas do trabalho.**



No **primeiro capítulo** foi apresentada uma introdução ao estudo proposto, justificando a importância de válvulas nas indústrias, requisitos de funcionamento, desempenho e segurança; problemas e falhas em válvulas; características dos materiais envolvidos; e a necessidade do conhecimento, compreensão e previsão das características operacionais de válvulas em sistemas críticos. Neste capítulo são também apresentados os objetivos, a metodologia e estrutura do trabalho, assim como as limitações do estudo.

O **segundo capítulo** apresenta a revisão da literatura com ênfase nos tópicos: (i) tipos de válvulas industriais e suas funções; (ii) válvulas de esfera flutuantes, conceitos e funcionamento; (iii) propriedades dos materiais das vedações; (iv) assinaturas de torque de acionamento e características do acionador; (v) materiais de construção de válvulas, características e limites operacionais; (vi) avaliação de defeitos e falhas em válvulas; (vii) comportamento mecânico de polímeros termoplásticos; (viii) modelamento constitutivo dos materiais, modelos numéricos e análises pelo método dos elementos finitos.

O **terceiro capítulo**, denominado “MATERIAIS E MÉTODOS”, descreve os materiais e procedimentos empregados nas atividades, ensaios e análises executadas no decorrer deste trabalho. Foi subdividido em 6 seções ou etapas principais:

– A **primeira seção ou etapa** do capítulo compreende o estudo experimental das assinaturas de torque de acionamento de protótipo de válvula de esfera flutuante, para diferentes condições de operação, e que permitirá compreender quais os fatores que influenciam suas características.

– A **segunda seção** compreende o estudo e caracterização experimental das propriedades dos materiais poliméricos usados nas vedações das válvulas; fornecendo parte dos dados e informações necessárias para permitir posteriormente, na **terceira seção** e na **quarta seção**, a construção e calibração de modelos numéricos de válvulas de esfera e reprodução de assinaturas de torque mediante simulações numéricas do processo de acionamento.

– Na **quinta seção**, utiliza-se novamente uma abordagem computacional para o estudo de válvulas de esfera sobre condições de falha. Através da construção de modelos numéricos modificados incluindo defeitos, foram avaliadas as respostas de assinatura de torque de acionamento em condições de defeitos e falhas.

– E logo, a **sexta seção**, compreende o estudo e determinação de perfis de assinaturas de torque de acionamento em condições operacionais, e sua relação com a previsão do desempenho e predição de condições de operação de válvulas em serviço.

Em seguida, no **quarto capítulo** apresentam-se os resultados obtidos nas seções precedentes, assim como as análises e discussões destes. Dentro deste capítulo, e em cumprimento dos objetivos do trabalho, o tratamento do conjunto de perfis de assinatura obtidos ao longo das precedentes análises como curvas padrões de torques de acionamento, constitui a base para propor finalmente, uma metodologia que permita identificar e diagnosticar a condição de uma válvula em operação.

Por fim, nos **capítulos quinto e sexto** são apresentadas as conclusões do estudo desenvolvido, e delineiam-se algumas sugestões de trabalhos futuros.

### 1.3 LIMITAÇÕES DO TRABALHO

Este trabalho está limitado à execução de análises experimentais e numéricas de assinaturas de torque de acionamento, com base em um protótipo de válvula do tipo esfera flutuante, de construção bipartida e passagem plena, para uma dada classe de pressão, uma determinada bitola e um único material de vedações. Foram avaliados os efeitos dos parâmetros de operação: pressão, temperatura e escoamento do fluido; assim como também os efeitos de alguns casos de erros, defeitos e falhas mais comuns sobre a resposta de perfis de assinatura. Não foram contemplados estudos do comportamento de outros tipos de válvulas, de outros tipos de materiais, ou de outros parâmetros e condições de operação além dos mencionados.

## 2 REFERENCIAL TEÓRICO

### 2.1 VÁLVULAS INDUSTRIAIS

Válvulas são dispositivos mecânicos utilizados para regular, dirigir ou controlar o fluxo e a pressão dentro de um sistema ou processo. São componentes essenciais em sistemas de tubulações que transmitem líquidos, gases, vapores, lodos, suspensões, etc. O controle do fluxo ocorre mediante um elemento móvel que abre, fecha ou obstrui parcialmente uma abertura na passagem do fluido.

Pela natureza do seu desenho, função ou aplicação, as válvulas podem existir em uma grande variedade de formas, dimensões e classes de pressão. Segundo a função que desempenham, as válvulas são classificadas em três grandes grupos: válvulas de bloqueio, válvulas de regulação e válvulas de uso especial (válvulas de purga, de verificação, de estrangulamento, de alívio, *ESDV's*, etc.). Por sua vez, quanto à forma construtiva, os principais tipos são válvulas de esfera, gaveta, borboleta, diafragma, retenção, globo e válvulas macho ou “*plug*”.

Válvulas de esfera são amplamente utilizadas na indústria em funções de bloqueio ou abertura rápida, isolamento, controle e modulação de fluxo. Algumas de suas vantagens são: não causam queda de pressão ou restrição ao controlar o fluxo de líquidos ou gases a alta pressão; permitem o acesso guiado a tubulações, sem desvios ou variações no diâmetro; possuem menores custos de produção comparadas a outras válvulas; baixos custos de manutenção; são compactas, de estrutura simples, e de menor tamanho e mais leves comparadas a outras válvulas; durabilidade e desligamento/fechamento perfeito; lubrificação não necessária; e boas características de vedação com baixo torque de acionamento. Como desvantagem válvulas de esfera convencionais possuem características de estrangulamento reduzidas (GOKILAKRISHNAN, DIVYA, *et al.*, 2014; VALTORC INTERNATIONAL, 2013).

Os tipos básicos de válvulas de esfera incluem: válvulas de passagem plena e de passagem reduzida, válvulas “*v-port*”, válvulas “*cavity filler*”, e válvulas de esfera “*trunnion*” (ou apoiada em mancais) e válvulas de esfera flutuante.

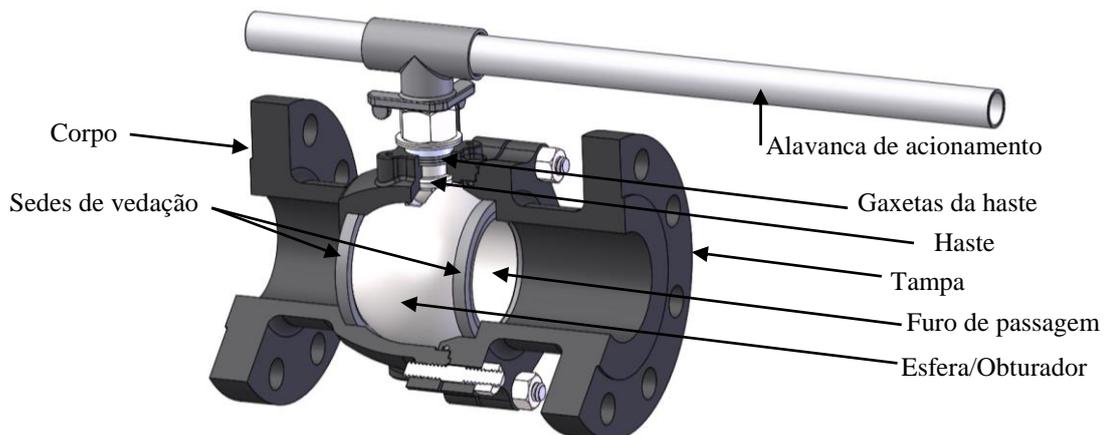
### 2.2 VÁLVULAS DE ESFERA FLUTUANTE – CONCEITOS E FUNCIONAMENTO

A válvula de esfera do tipo flutuante é uma das mais utilizadas em virtude de sua fácil construção, baixo custo, características de funcionamento e aplicabilidade em diferentes

pressões, temperaturas e diferentes meios tais como: vapor, água, óleo, gás, ar, fluidos corrosivos, lamas e materiais pulverizados secos.

Em projetos de válvulas de esfera flutuantes, como a ilustrada na Figura 2, o elemento físico chamado de obturador é uma esfera com furo de passagem, a qual por sua vez é livre de se deslocar no sentido do fluxo ao estar na posição fechada. Desta forma, com a esfera fechada, a força determinada pela pressão do fluido faz com que ela se desloque (flutue) em direção à sede de saída (jusante) da válvula (Figura 3-a), comportando-se de maneira tal que, quanto maior a pressão do fluido na entrada (montante) da válvula, maior a tensão da esfera contra a sede a jusante (saída) da válvula e melhores as características de vedação (COSTA, 2009).

**Figura 2 - Válvula de esfera flutuante e suas partes principais.**



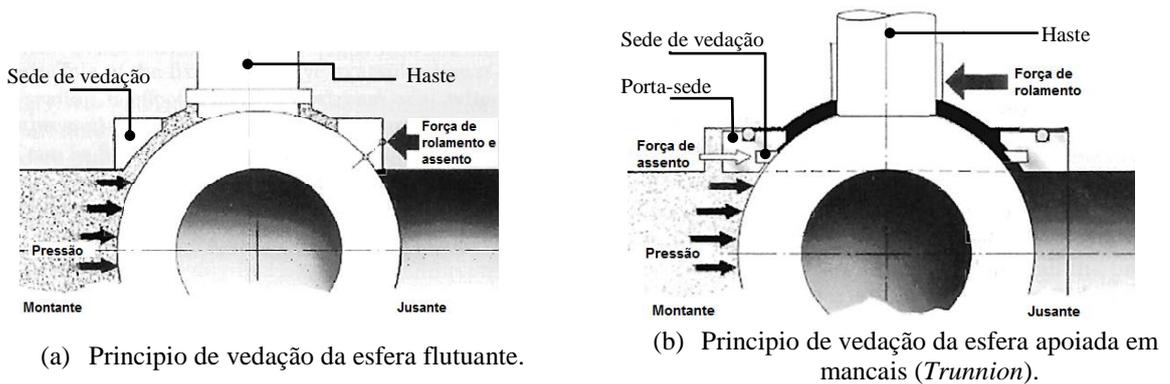
**Fonte:** O AUTOR (2018); Adaptado de “MGA – Válvulas Industriais”.

Sua função de corte do fluxo depende essencialmente de suas vedações, e neste sentido o controle tanto da precisão como da tensão de contato nas superfícies de vedações são fatores críticos. Para assegurar a estanqueidade entre as extremidades e a esfera, é necessário que exista uma tensão de contato mínima ou tensão residual mínima (TRM) entre a esfera e as sedes ou anéis de vedação (COSTA, 2009). Esta TRM é criada inicialmente durante a montagem da válvula como consequência da interação entre as forças de montagem, interferência entre as partes e características dos materiais empregados, constituindo uma “pré-carga” que deforma inicialmente as sedes contra a esfera, promovendo a vedação e assegurando que não haja vazamentos tanto em baixas como em altas pressões. Segundo COSTA (2009) caso a TRM seja insuficiente para garantir a vedação inicial e a pressão e velocidade de escoamento do fluido sejam baixas, este poderá simplesmente contornar a esfera, atravessando a válvula de montante à jusante, o que constitui um vazamento de passagem. Já em operação, uma TRM baixa pode dever-se a carga excessiva da esfera contra

a sede a jusante, ou repetição dessa carga, ou temperatura excessiva, ou tempo de permanência da carga excessivo, ou ainda pelo desgaste natural das sedes com o uso em operação.

Estas características evidenciam uma faixa de utilização, que estará limitada pela capacidade do material das sedes para suportar a pressão, temperatura e peso da esfera, limitando o diâmetro nominal aplicável. Contrariamente, em uma válvula de esfera tipo *trunnion*, a esfera está suportada por um eixo vertical fixo, sem flutuação, e a vedação entre esfera e sedes é garantida mediante a flutuação dos conjuntos sede - porta\_sede, os quais sem mantém em contato com a esfera através da energização por molas, fazendo com que a vedação inicial independa da pressão do sistema. Válvulas de esfera tipo *trunnion* são recomendadas em aplicações de alta pressão e grandes diâmetros, não obstante, são de construção mais complexa e de maior custo comparadas ao tipo de esfera flutuante.

**Figura 3 - Válvulas de esfera - fixação e movimento lateral da esfera.**



(a) Princípio de vedação da esfera flutuante.

(b) Princípio de vedação da esfera apoiada em mancais (*Trunnion*).

**Fonte:** Adaptado de “*Valves, Piping and Pipelines Handbook*” (DICKENSON, 1999).

### 2.3 PROPRIEDADES DO PTFE

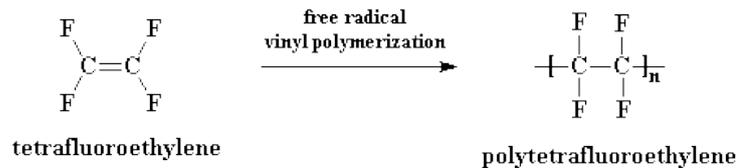
O Politetrafluoretileno, mais conhecido como “Teflon” (marca registrada da *DuPont Company*), é o material base utilizado em vedações de muitos tipos de válvulas. Trata-se de um polímero fluoroplástico, cuja estrutura química consiste em cadeias de átomos de carbono unidos entre eles, com ramificações de átomos de flúor ligados a cadeia principal de carbono.

O PTFE tem se convertido em um importante material em engenharia. Seus maiores benefícios são seu caráter não adesivo, baixo coeficiente de atrito, caráter inerte, resistência ao ataque químico e resistência mecânica relativamente elevada. No entanto, apresenta propriedades mecânicas indesejadas, tais como o relaxamento de tensão, a fluência e a dependência de suas propriedades na temperatura, o que pode causar problemas em determinadas aplicações. Suas propriedades físicas específicas dependem do processo de

manufatura empregado e podem ser alternativamente melhoradas adicionando cargas de enchimento ou “*fillers*” (CLARHED, 2008).

O PTFE, com fórmula química  $\text{CF}_2 = \text{CF}_2$ , se forma por reação de polimerização por adição do monômero TFE (Figura 4), formando-se uma cadeia longa, com milhares de cadeias formando a estrutura macroscópica.

**Figura 4 - Reação de polimerização para obtenção do PTFE.**

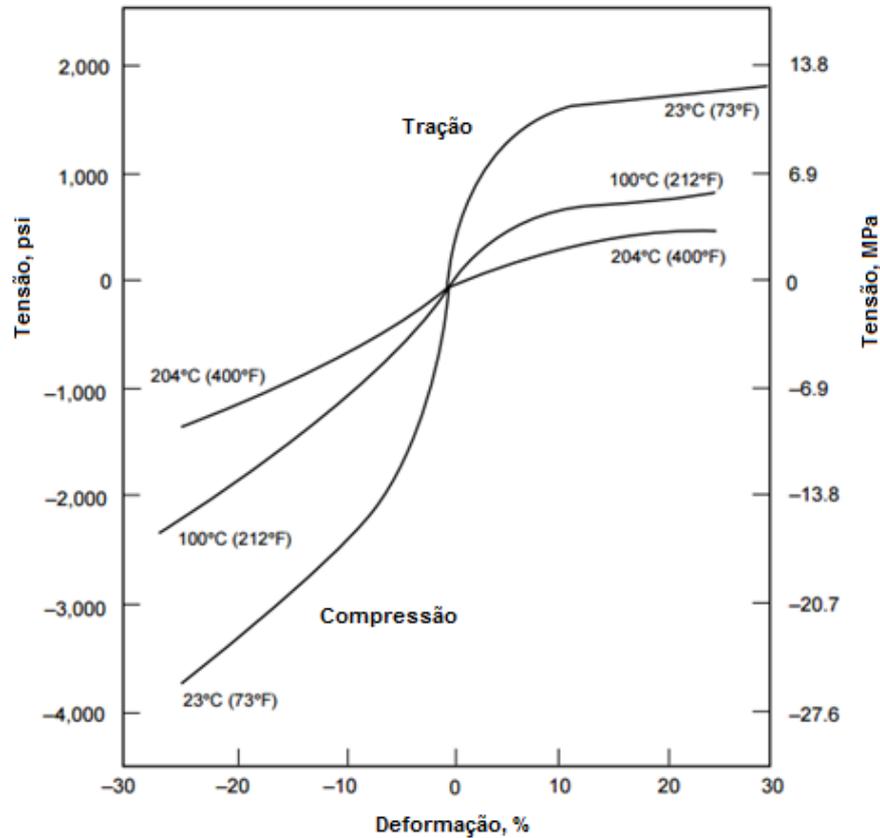


**Fonte:** “Synthetic polymers and polymerization” (BAULD, 2001).

O PTFE é um polímero em estado semicristalino (composto por cadeias cristalinas e amorfas simultaneamente) com um grau de cristalização que depende da temperatura e do método de manufatura. As ligações dentro de cada cadeia são uniões covalentes fortes. As ligações secundárias que atuam entre duas cadeias são mais débeis que as uniões covalentes, e quanto maior a distancia entre duas cadeias, mais débeis serão estas ligações secundárias. Em uma região cristalina as cadeias estão empacotadas apertadamente e conseqüentemente, as ligações secundárias são mais fortes que numa região amorfa. Assim, o grau de cristalização afetará a resistência do polímero (CLARHED, 2008).

É sabido que a temperatura afeta significativamente a resposta mecânica dos polímeros. As curvas tensão-deformação do PTFE em temperaturas na faixa habitual de projeto (Figura 5) mostram uma resposta a carregamentos com característica elástica linear em pequenas deformações e uma resposta de escoamento plástico a maiores deformações, como ocorre com a maioria dos plásticos.

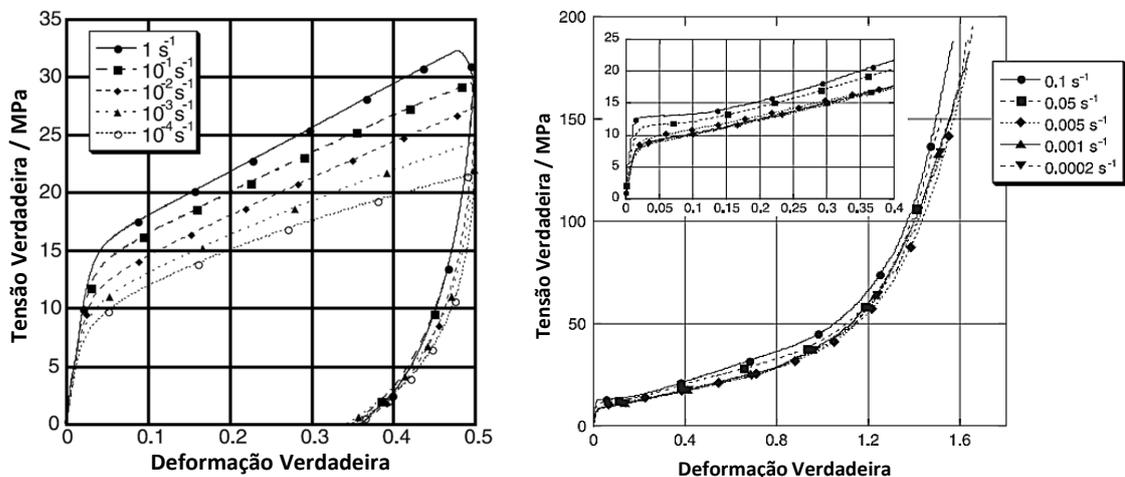
Figura 5 - Tensão x deformação do PTFE em tensão e compressão, para diferentes temperaturas (ASTM D695).



Fonte: Adaptado de “PTFE Properties Handbook” (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

Por outra parte, a resposta do PTFE (assim como em outros termoplásticos) depende também da taxa de deformação aplicada durante o carregamento (Figura 6), caracterizando-se por um incremento linear na tensão de escoamento e um incremento na taxa de encruamento ao aumentar a taxa de deformação (RAE e DATTELBAUM, 2004).

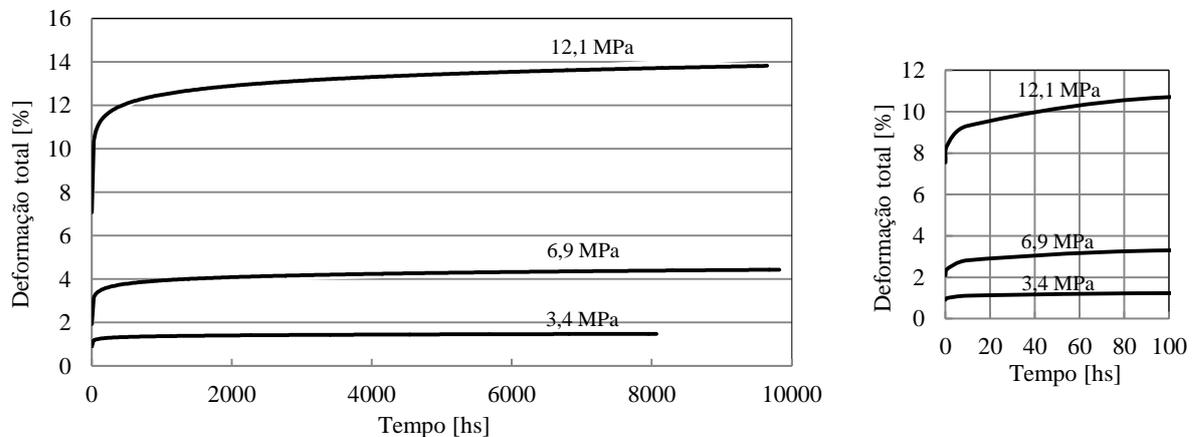
Figura 6 – Curvas tensão-deformação para o PTFE Teflon 7C em compressão, a 26°C, e diferentes taxas de deformação: de  $10^{-4} \text{ s}^{-1}$  (0,15 mm/min) a  $1 \text{ s}^{-1}$  (1524 mm/min).



Fonte: Extraído de RAE e DATTELBAUM (2004).

Adicionalmente, um material plástico submetido à carga contínua sofre uma deformação contínua com o tempo que se denomina, fluência (*creep*) ou fluência fria (*cold flow*); fenômeno semelhante que ocorre com os metais em altas temperaturas. Com a maioria dos plásticos, entretanto, a deformação pode ser significativa mesmo à temperatura ambiente ou abaixo desta, daí o nome de fluência fria. A fluência ou “*creep*” é a deformação total a uma taxa decrescente, que ocorre além da deformação inicial instantânea após a aplicação da carga, se dita carga for mantida durante um período de tempo (Figura 7) (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

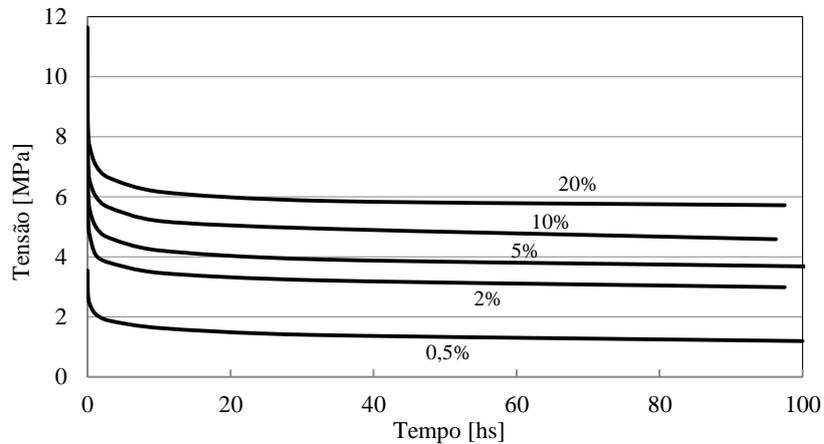
**Figura 7 – Deformação total x tempo do PTFE em diferentes tensões de compressão, à 23°C.**



**Fonte:** Adaptado de “*PTFE Properties Handbook*” (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

Quando os materiais que sofrem *creep* ou fluência a frio são usados como juntas, com carregamento inicial, mas distância comprimida constante, geralmente ocorre o relaxamento da tensão (Figura 8), o que pode resultar em uma junta com vazamento. O relaxamento de tensões é mais significativo logo após o carregamento e durante as primeiras horas, mas continua por muito tempo devido ao deslizamento das cadeias moleculares (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

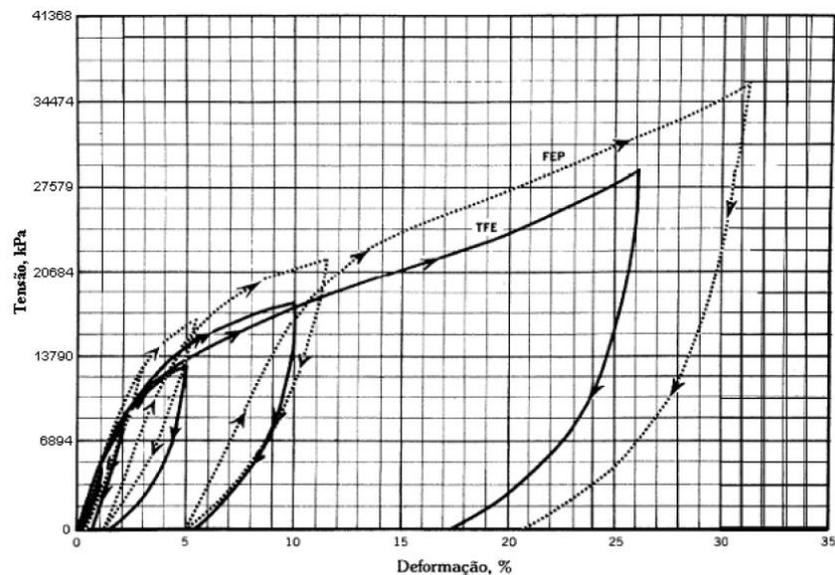
**Figura 8 - Relaxamento da tensão de tração a 23°C.**



**Fonte:** Adaptado de “PTFE Properties Handbook” (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

Amostras que foram sucessivamente comprimidas e deixadas para recuperar de várias porcentagens de deformação mostram que estas não apresentam encruamento por deformação e, claramente, a recuperação da amostra é quase completa desde que a deformação original não ultrapasse o limite de escoamento; apresentando depois disso, ocorrência de plastificação e histerese (Figura 9) (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

**Figura 9 - Recuperação da compressão a 23°C.**



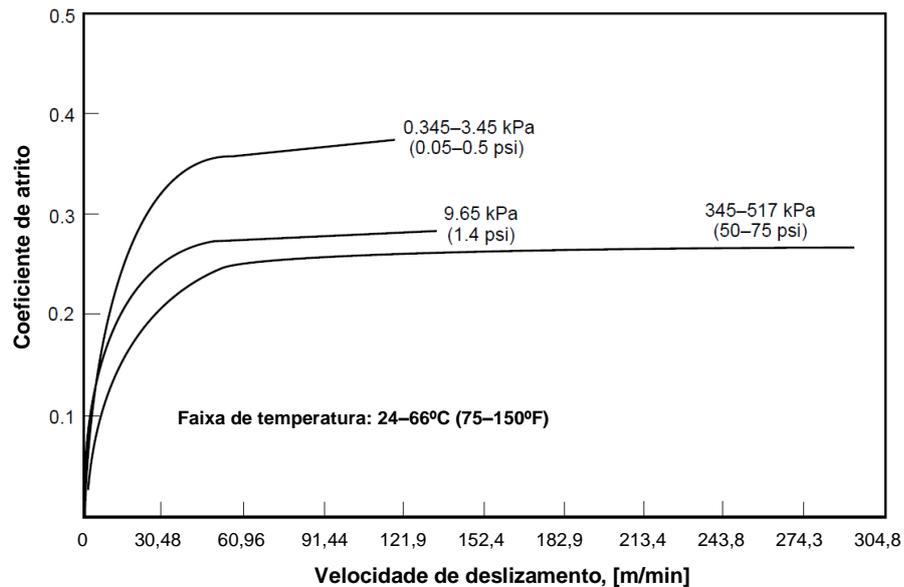
**Fonte:** DU PONT DO BRASIL (1989 *apud* COSTA, 2009)<sup>1</sup>.

O PTFE apresenta um coeficiente de atrito excepcionalmente baixo em aplicações não lubrificadas, principalmente em baixas velocidades de superfícies e pressões acima de 34 kPa; aumentando rapidamente com o aumento da velocidade de deslizamento. A velocidades de

<sup>1</sup> DU PONT DO BRASIL S.A., **Dados de Projeto Mecânico**. 1989 *apud* COSTA.

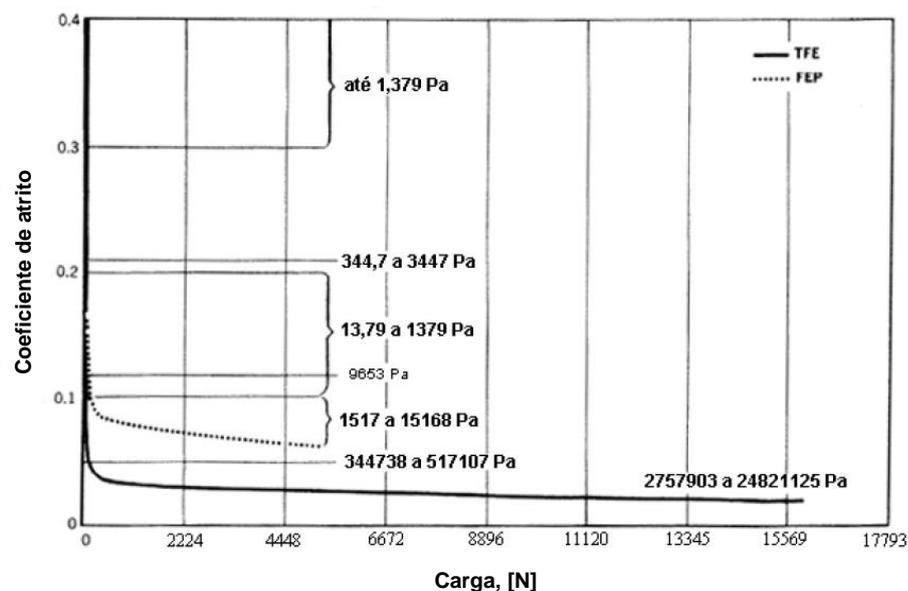
deslizamento acima de 42 m/min o coeficiente de atrito se manterá quase constante, sobre todas as condições de pressão (Figura 10). Adicionalmente, a Figura 11 indica que o atrito estático do PTFE, à velocidade de deslizamento constante, diminui com o aumento da pressão. Logo, a incorporação de cargas de enchimento não altera significativamente o coeficiente de atrito (DU PONT DO BRASIL, 1989 *apud* COSTA, 2009)<sup>1</sup>.

**Figura 10 - Coeficiente de atrito x velocidade de deslizamento.**



Fonte: Adaptado de “PTFE Properties Handbook” (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

**Figura 11 - Coeficiente de atrito x carga, com  $v < 2$  pés/min (0,6096 m/min, ou 10,16 mm/s), a temp. ambiente.**



Fonte: DU PONT DO BRASIL (1989 *apud* COSTA, 2009)<sup>1</sup>.

## 2.4 TORQUE DE ACIONAMENTO E SUAS CARACTERÍSTICAS

Válvulas de esfera estão na família das válvulas chamadas de um quarto de volta. São válvulas que abrem manualmente pelo giro da alavanca conectada à esfera através da haste, ou também mediante acionamento através de atuadores elétricos, pneumáticos, ou hidráulicos acoplados à haste. Quando acionadas, um *ciclo completo de acionamento* é caracterizado pelo movimento da esfera da posição aberta para a fechada, retornando à posição inicial, ou da posição fechada para a aberta, retornando à posição inicial (BENAC e PAGE, 2001).

Em uma válvula de esfera, o *torque ou momento de acionamento* representa o esforço rotativo necessário, ao girar-se a alavanca e/ou o eixo de acionamento, para abrir ou fechar a válvula (GOKILAKRISHNAN, DIVYA, *et al.*, 2014).

O torque total requerido para o acionamento de uma válvula de esfera em operação (sobre condições de pressão, temperatura e de fluxo) se compõe de duas partes principais:

- uma componente de torque devido às forças de atrito que se opõem ao acionamento, seja o atrito nas superfícies de contato das vedações assim como qualquer outro elemento que gere fricção e oposição ao movimento; o qual pode ser chamado de *torque de fricção ou estático* “ $T_f$ ”, e
- uma componente de torque devido aos esforços causados pela velocidade do fluxo de fluido através da válvula, ao qual se denomina *torque hidrodinâmico* “ $T_d$ ”.

Por sua vez ambas componentes são uma função do ângulo de abertura, e suas contribuições individuais ao *torque total* “ $T_t$ ” variam conforme progride o acionamento da válvula.

$$T_t = T_f + T_d \quad \text{(Equação 1)}$$

### 2.4.1 Torque de fricção

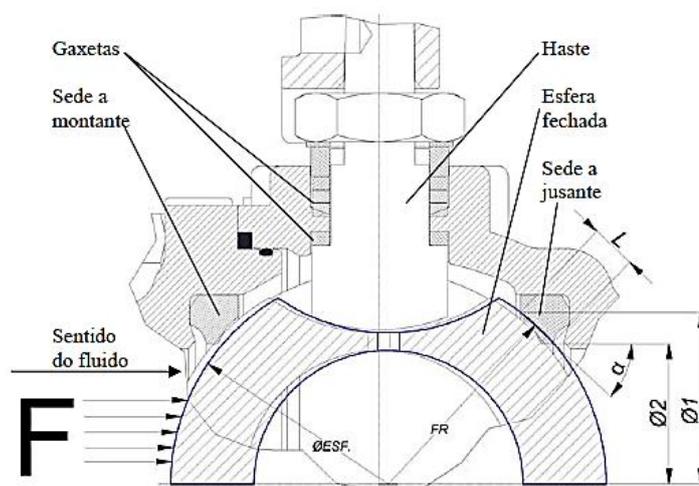
Com um obturador ou esfera do tipo flutuante e sedes resilientes não energizadas, a componente de fricção será, por sua vez, formada por duas subcomponentes:

- *Torque da haste*, ou *torque resistente das gaxetas ou vedações da haste* “ $T_g$ ”: é essencialmente uma função do aperto da porca da haste que comprime o empaque de gaxetas contra a haste;
- *Torque das sedes*, ou *torque resistente das sedes* “ $T_s$ ”: criado inicialmente pelo atrito entre a esfera e as sedes da válvula, em função da pré-carga da sede (determinado pelo projetista).

Ambas surgem como consequência do atrito estático e às forças normais nas superfícies de contato entre as superfícies de vedação dinâmicas (ou que apresentam movimento entre si) (conjuntos esfera-sedes de vedação, e haste-vedações da haste) estabelecidas previamente durante a montagem da válvula através de seus respectivos torques de montagem (Figura 12). A soma desses torques resistentes compõe o *torque de fricção* requerido para o acionamento da válvula:

$$T_f = T_g + T_s \quad (\text{Equação 2})$$

**Figura 12 - Desenho esquemático de válvula de esfera tipo flutuante submetida à pressão.**



Fonte: COSTA (2009).

O *torque de fricção* resultante depende, em primeira instância, de fatores relacionados com o *Projeto, Fabricação, e Materiais* como ser: *Geometria, projeto e seleção de tipo e material das vedações (sedes de vedação e vedações da haste); Geometria e projeto do conjunto da válvula, Acabamento das superfícies de vedação, processos de usinagem e polimento, entre outros.*

Já em operação, desde que a as áreas de fricção entre as partes metálicas e vedações da haste são relativamente baixas, as condições de operação terão uma influência menor no *torque da haste* (HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS, 2017).

No entanto, áreas de fricção relativamente grandes - fazendo-as responsáveis pela maior parte do torque da válvula-, em combinação com o conceito de design de esfera flutuante, fazem com que o *torque das sedes* seja muito sensível às condições de serviço / aplicação, e em particular à pressão do sistema (HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS, 2017). Fatores relacionados com a aplicação incluem a *Pressão do fluido/sistema, Meio/Tipo*

*de fluido, Características tribológicas do fluido, Temperatura, Frequência e Velocidade de operação, entre outros.*

Alguns exemplos dos efeitos destes fatores sobre o torque requerido para o acionamento são:

- Fatores relacionados ao Projeto:

- **Geometria, design e seleção das vedações:**

**Materiais das sedes:** Sedes de vedação macias de baixo coeficiente de atrito como o PTFE ou RTFE, exibirão um torque de operação mais baixo que materiais de maior rigidez e de coeficiente de atrito mais elevado como DELRIN ou PEEK.

**Vedação da haste:** o torque que resulta da vedação da haste é função da profundidade da câmara de empacotamento de gaxetas e do tipo de engaxetamento utilizado. O efeito do empacotamento (gaxetas) é mais dominante em válvulas menores, onde sua proporção de torque resistente é maior, quando comparado com o torque da esfera - sede.

- **Geometria e design do conjunto da válvula:**

**Esfera flutuante:** neste caso, pressões diferenciais mais elevadas resultam em torques superiores da válvula. No entanto, para válvulas pequenas o efeito da pressão diferencial é mínimo quando comparado aos esforços de montagem das sedes de vedação e vedações da haste e como resultado nesse caso, o torque permanece basicamente constante para a pressão diferencial de operação do corpo da válvula (DICKENSON, 1999).

- Fatores relacionados aos processos de Fabricação:

*Usinagem e Acabamento das superfícies de vedação:* refletem nos coeficientes de atrito das superfícies em contato e/ou na interferência entre as mesmas, e por tanto também no requisito de torque. *Irregularidades nestes processos* originam, por exemplo, erros de rugosidade e esfericidade na esfera e nas sedes.

- Fatores relacionados à aplicação (Condições de serviço):

**Pressão do fluido:** atua empurrando a esfera “flutuante” contra a sede de jusante gerando a vedação, com comportamento tal que quanto mais alta a pressão melhor a vedação, porém também maior o torque necessário. Adicionalmente a pressão atuando na cavidade da válvula atua empurrando a haste para cima fazendo com que a porca de aperto das gaxetas também suba, diminuindo a força axial sobre as gaxetas superiores e aumentando ao mesmo tempo a força axial sobre a gaxeta inferior (BOZHKO, 2007);

**Meio/Tipo de fluido:** O tipo de meio/fluido fluindo através da válvula pode ter um efeito significativo no torque da válvula. Meios abrasivos têm a tendência de aumentar a fricção entre a esfera e as sedes, enquanto fluidos lubrificantes reduzem o coeficiente de

atrito. O óleo, a diferença da água, tende a diminuir o atrito; enquanto serviços secos, como gás sem lubrificação, resultarão em torques de operação mais elevados;

**Temperatura:** Aumenta ou reduz a rigidez da vedação, aumentando ou reduzindo respectivamente o torque requerido;

A **Frequência de operação** da válvula afeta o torque resultante de operação. Como exposto por COSTA (2009) quando a válvula permanece na posição fechada por algum tempo (tempo de inatividade), aumenta a aderência e conseqüentemente a força de atrito das sedes sobre a esfera. Ao tentar-se operar a válvula, será necessário um dispêndio maior de força. Vencido o movimento, logo de 2 a 3 ciclos de acionamento o valor normal de torque de acionamento se restabelece.

**Limitações de velocidade de operação:** materiais resilientes como o PTFE podem ser danificados por rotação rápida da esfera.

**Ataque químico:** pode provocar inchamento das sedes, por absorção de água ou reagentes, resultando num aumento da interferência e, portanto, maior torque. Também pode ocorrer o amolecimento das sedes ou vedações por efeito de reagentes. Logo, pode ocorrer também corrosão ou ataque químico da esfera perdendo o polimento e resultando em atrito elevado que aumenta o torque e podendo danificar também as vedações.

**Desgaste em serviço** - Erros ou falta de esfericidade, ou alterações da rugosidade da esfera, podem ocorrer devido a desgaste em serviço. Também podem ocorrer desgastes erosivos devido à cavitação, *flashing*, etc.. Desgastes abrasivos e erosivos afetam tanto as vedações como ao obturador, causando vazamentos e variabilidade no torque (PRINCE e YATES, 2009).

#### 2.4.2 Torque hidrodinâmico

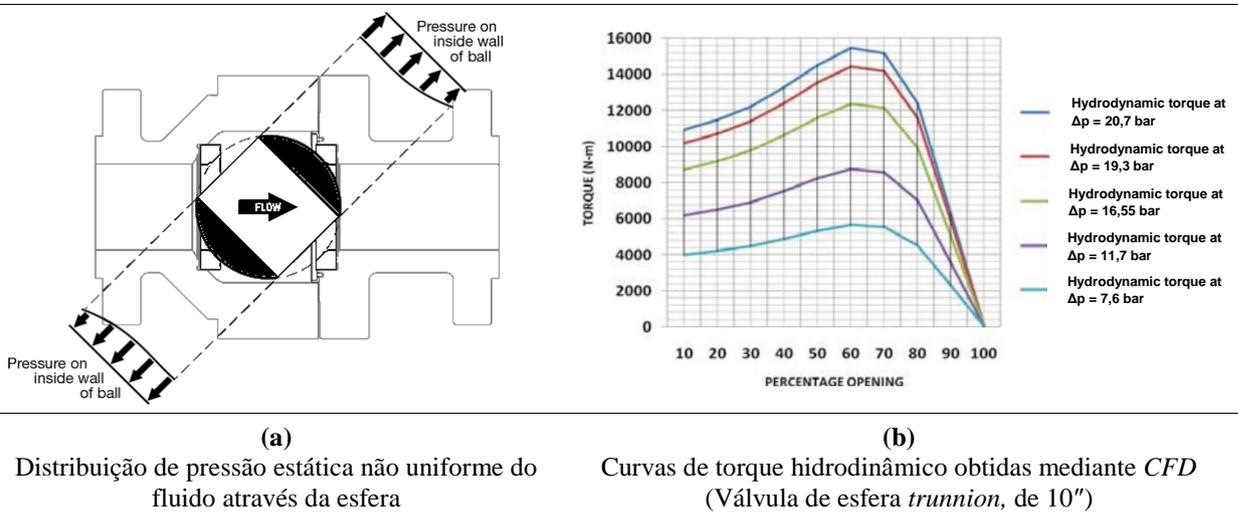
Esta componente surge como consequência do fluxo de fluido através da válvula ocasionando distribuição de pressão estática não uniforme atuando na superfície da esfera. Esta distribuição gera forças desbalanceadas que produzem torque adicional durante o acionamento (Figura 13-a), resultando em um torque total de operação mais elevado. Se seu valor for significativo, também deverá ser considerado ao dimensionar o acionamento.

O *torque hidrodinâmico* resultante varia em função do ângulo de abertura ou posição da esfera ou obturador e depende da velocidade do fluxo, da densidade do fluido, da geometria da válvula e da queda de pressão através desta.

Os gráficos da Figura 13-b mostram curvas de torque hidrodinâmico obtidas mediante análises CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para uma válvula de esfera standard (válvula

de esfera completamente esférica e de passagem plena) de bitola 10" (GAWAS, KALAMKAR e MALI, 2010). Como pode-se apreciar, o torque hidrodinâmico se reduz ao diminuir a queda de pressão através da válvula. Ao mesmo tempo, ao fechar a válvula (isto é, redução no percentual de abertura) sobre uma condição fixa de pressão, o torque hidrodinâmico aumenta até atingir seu valor máximo (quando a válvula está perto da posição completamente aberta) e depois diminui rapidamente. Segundo GAWAS, KALAMKAR e MALI (2010) embora o torque hidrodinâmico mude com a queda de pressão e o percentual de abertura, em todos os casos é visto que seu valor máximo ocorre para 60% ( $\theta \sim 54$  graus) da abertura da válvula.

**Figura 13 - Características de torque hidrodinâmico em válvulas de esfera.**



**Fonte:** a) "An Aerodynamic Torque Study" (MOGAS INDUSTRIES, INC., 2015); b) "Numerical Prediction of Valve Coefficients and Unsteady Cavitating Turbulent Flow in a Ball Valve." (GAWAS, KALAMKAR e MALI, 2010).

Conforme expresso pela METSO AUTOMATION INC. (2011), na prática o torque dinâmico ou hidrodinâmico " $T_d$ " é usualmente calculado a partir da Equação 3, definida experimentalmente.

$$T_d = C_d(h) \cdot D_N^3 \cdot \Delta p \quad (\text{Equação 3})$$

Onde:

$T_d$  = Torque hidrodinâmico;

$C_d(h)$  = Coeficiente de torque hidrodinâmico adimensional e experimental, em função do curso relativo de abertura " $h$ ";

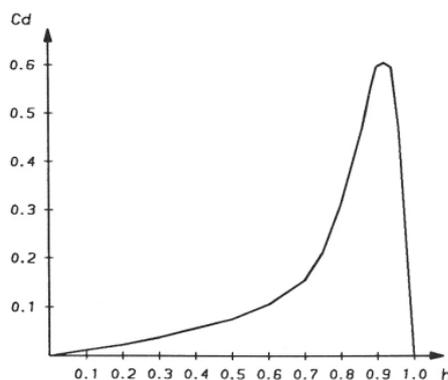
$h$  = Abertura relativa =  $100\% \cdot (\theta - h_0) / (\theta_{max} - h_0)$ ; sendo:  $\theta$  = ângulo de abertura,  $\theta_{max}$  = 90 graus (máxima abertura), e  $h_0$  = ângulo de abertura inicial;

$D_N$  = Diâmetro da válvula / diâmetro da passagem da válvula;

$\Delta p$  = pressão diferencial ou queda de pressão através da válvula.

O coeficiente de torque adimensional “ $C_d$ ” é determinado empregando medições experimentais de laboratório e seu valor é tal que não depende da pressão do sistema (METSO AUTOMATION INC., 2011). Diferentes tipos de válvulas possuem diferentes coeficientes de torque dinâmico e por sua vez estes variam amplamente dependendo do projeto/*design* e tipo de construção destas. Da mesma forma que  $T_d$ , ao fechar a válvula o  $C_d$  aumenta até um valor máximo e logo diminui (Figura 14). Segundo GAWAS, KALAMKAR e MALI (2010) em válvulas de esfera o valor máximo de  $C_d$  ocorre com aprox. 80% ( $\theta \sim 72$  graus) de abertura entanto que o  $T_d$  máximo ocorre em uma posição diferente, a 60%-70% ( $\theta \sim 54$  graus) da abertura. Igualmente ao coeficiente de dimensionamento / coef. de fluxo “ $C_v$ ” de uma válvula, o coeficiente de torque somente dependerá de sua geometria, e não das condições de fluxo (GAWAS, KALAMKAR e MALI, 2010).

**Figura 14 – Características do coeficiente de torque  $C_d$  em válvulas de esfera.**



**Fonte:** “*Flow Control Manual*” (METSO AUTOMATION INC., 2011).

O torque hidrodinâmico é usualmente desprezível para válvulas de pequenas dimensões devido ao pequeno diâmetro destas. O comportamento do torque hidrodinâmico é tal que, tenderá a abrir ou fechar uma válvula, dependendo do tipo desta. Em geral para válvulas tipo borboleta, macho e esfera, o torque dinâmico tenderá a fechar a válvula (METSO AUTOMATION INC., 2011).

### 2.4.3 Assinaturas de torque de acionamento

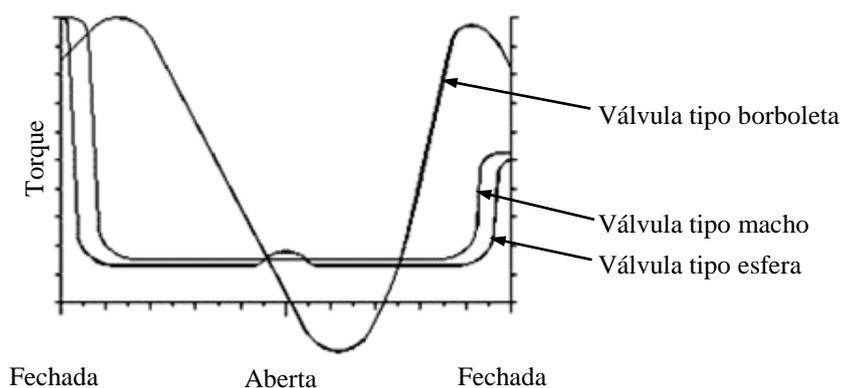
No Brasil a norma ABNT NBR 15827 (2014), junto a Portaria INMETRO N° 272/2011 (2011) é a responsável por normalizar o processo de homologação e certificação de válvulas industriais para utilização em instalações de exploração, refino e transporte de produtos de

petróleo e derivados, no que concerne a requisitos de projeto e ensaios de protótipo. Dentro de alguns dos requisitos exigidos por ela encontram-se os *Ensaio de Assinatura de Torque de Acionamento*. Conforme esta norma, a “assinatura da uma válvula” define-se como: “*Curva característica do torque requerido na haste da válvula e, quando for o caso, também na caixa de redução, medida ao longo do tempo e ao longo do curso de abertura e fechamento da válvula, mantidas as condições controladas de pressão na válvula.*” (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014).

Segundo EUTHYMÍOU (2001) as “Assinaturas” representam o comportamento funcional de um conjunto válvula-atuador, e por sua vez cada válvula, de cada fabricante, apresenta um conjunto característico de curvas para as diversas condições operacionais.

O diagrama da Figura 15 apresenta exemplos de características médias de perfis de assinatura de torque para três tipos de válvulas diferentes, sobre condições de pressão de linha e de fluxo, para uma abertura seguida de um fechamento imediato.

**Figura 15 – Perfis de torque característicos para válvulas tipo esfera, borboleta e macho.**



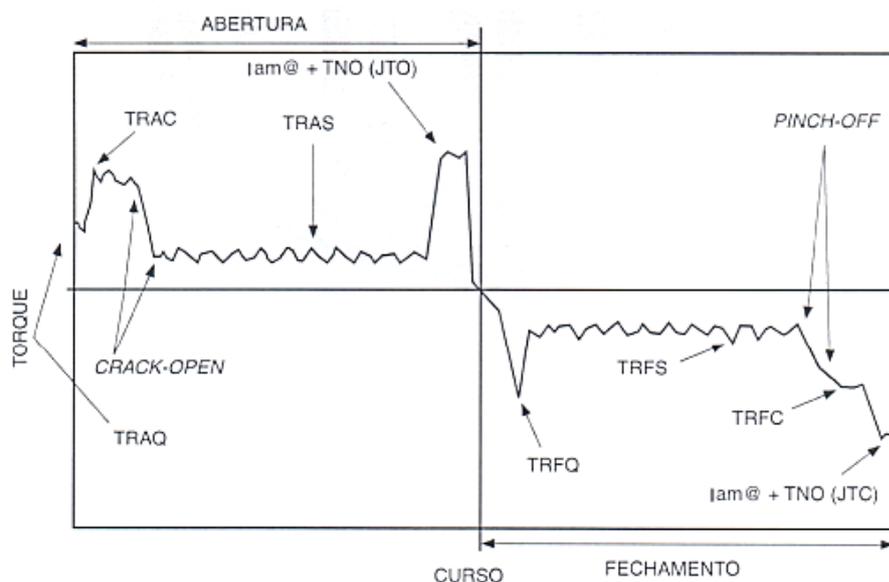
**Fonte:** Adaptado de PRINCE e YATES (2009).

Por sua vez, a ABNT NBR 15827 apresenta, em seu ANEXO D, uma curva típica de assinatura da abertura e fechamento de válvulas (Figura 16), indicando seus pontos notáveis:

- TRAQ: Torque real de abertura na quebra (ou início) de movimento;
- TRAC: Torque real de abertura com diferencial de pressão;
- *CRACK-OPEN*: Valores do torque de abertura no ponto em que ocorre a comunicação entre as pressões de montante e jusante.
- TRAS: Torque real de abertura sem diferencial de pressão;
- JTO: (*Jam to open torque*): Torque aplicado no fim de curso, para garantir a total abertura da válvula;
- TRFQ: Torque real de fechamento na quebra (uo início) de movimento;

- TRFS: Torque real de fechamento sem diferencial de pressão;
- *PINCH-OFF*: Valores do torque de fechamento no ponto em que ocorre o fim de comunicação entre as pressões de montante e jusante.
- TRFC: Torque real do fechamento com diferencial de pressão; e
- JTC: (*Jam to close torque*): Torque aplicado no fim de curso, para garantir o total fechamento da válvula.

**Figura 16 - Curva típica de assinatura de válvulas.**



Fonte: ABNT NBR 15827 (2014).

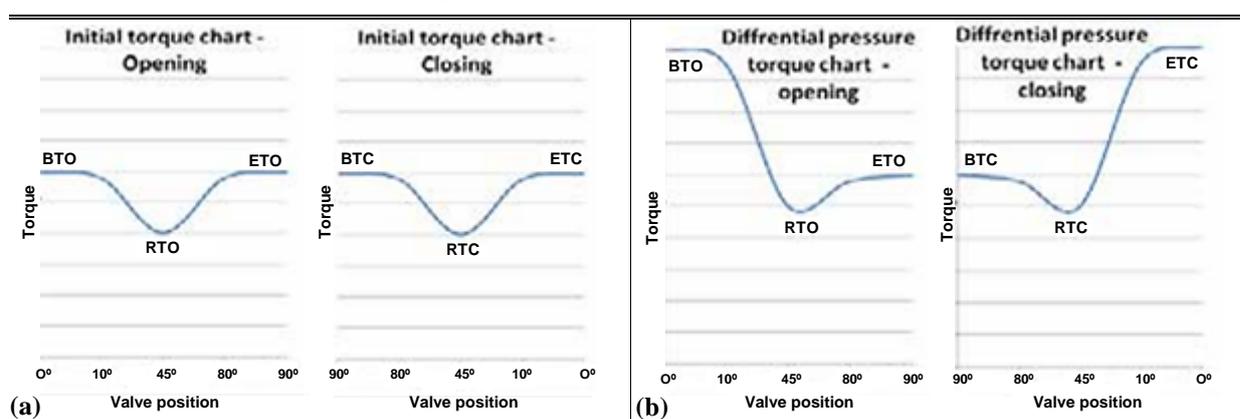
No caso particular de válvulas de esfera, como exposto pela HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS (2017), ao analisar as características de torque durante a operação destas é comum distinguir entre duas diferentes situações:

- Característica inicial do torque: Correspondente a quando uma baixa ou nenhuma pressão diferencial é aplicada na válvula (Figura 17-a). Neste caso, o torque no ponto de início da abertura da válvula conhecido como BTO (*Break To Open torque*, ou “*breakaway torque*” – 0°) e o torque na posição completamente aberta conhecido como ETO (*End To Open torque*, ou “*reseat torque*” - 90°) (ver Figura 18) são mais ou menos iguais, e estima-se que sejam 40% -50% superiores às posições RTO “*Run To Open*” e RTC “*Run To Close*” conhecidas também como “*running torques*”. Esta diferença deve-se à mudança na superfície da esfera que está em contato com as sedes durante o acionamento. Os comportamentos tanto para a abertura como para o fechamento da válvula são considerados iguais.

- Característica de torque diferencial: Correspondente a quando existe uma pressão diferencial aplicada não nula, tendo uma influência significativa no torque de quebra da

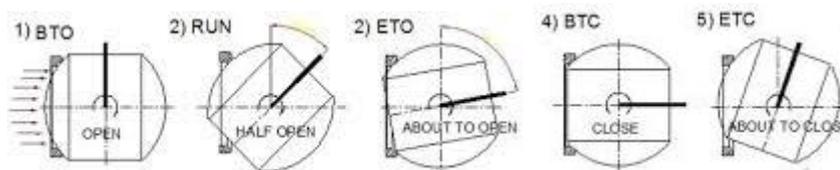
válvula (Figura 17-b). Neste caso, o BTO (*Break To Open torque*) e o ETC (*End To Close torque*) são mais ou menos iguais, e estima-se sejam muito mais altos que nas outras posições. Quanto maior a pressão diferencial, maiores os torques BTO e ETC (HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS, 2017).

Figura 17 - Características de torque.



Fonte: “Technical information - Valve torques.” (HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS, 2017)

Figura 18 - Posição da esfera em diferentes condições de torque.



Fonte: Adaptado de GOKILAKRISHNAN, DIVYA, *et al.* (2014).

Outras fontes como a SVF FLOW CONTROLS, INC. (2013) sugerem adicionalmente que o valor do torque de fechamento (ou *end to close torque*) é aproximadamente 80% do torque de abertura (ou *break to open torque*) para sedes resilientes brandas; enquanto para sedes de materiais mais duros como o PEEK as curvas de abertura e fechamento serão aproximadamente idênticas.

Ao analisar varias fontes percebe-se que existe certa discrepância nas informações, e que em geral os perfis de assinaturas de válvulas e os fatores que os influenciam na grande maioria dos casos são desconhecidos. A grande quantidade de tipos de válvulas, diferentes tipos de construção, projetos, materiais empregados, processos de fabricação e as mais variadas condições de utilização, dificultam ainda mais a obtenção de dados confiáveis.

Ainda, segundo ROSSETTO (2016) as equações e formulações analíticas atualmente adotadas para determinar o torque de acionamento de uma válvula durante a fase de

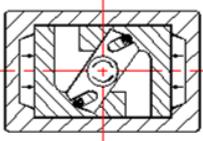
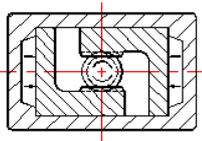
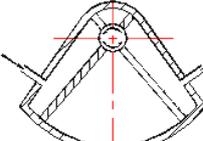
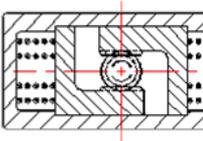
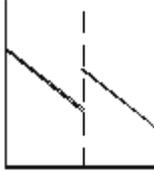
desenvolvimento do projeto não são precisas e confiáveis, levando na maioria das vezes no superdimensionamento e/ou subdimensionamento de redutores e atuadores.

#### 2.4.4 Dimensionamento e seleção do atuador

Certas válvulas críticas precisam ser abertas ou fechadas rapidamente quando ocorrer uma emergência. Com alguns processos requerendo altas pressões e grandes tamanhos de linhas, a quantidade de potência requerida para abrir ou fechar uma válvula pode ser significativamente elevada. O dimensionamento adequado do atuador para acionamento de uma válvula para uma aplicação específica faz com que o desempenho da mesma seja garantido e possibilita também a redução de custos.

Atuadores hidráulicos ou pneumáticos de quarto de volta são amplamente empregados na indústria para efetuar o acionamento de válvulas de esfera. Seus tipos básicos de mecanismos são apresentados na Figura 19. Para um determinado aspecto construtivo do atuador, a pressão aplicada ao pistão, diafragma ou palhetas, determinará o torque ou impulso de saída. Por sua vez, o volume de ar/fluido hidráulico disponível e a taxa na qual ingressa e sai do atuador, determinará a velocidade de atuação (PRINCE e YATES, 2009). Em seguida, deve ser notado que a saída de torque dos atuadores rotativos não é sempre constante e será definida pelo mecanismo empregado.

**Figura 19 - Tipos básicos de mecanismos de atuadores pneumáticos de quarto de volta.**

(a) Design tipo <i>Scotch yoke</i>	(b) Design tipo <i>Rack and pinion</i>	(c) Design tipo <i>Vane</i>	(d) Design de <i>Rack and Pinion</i> de ação simples (retorno por mola)
			
Saída de torque típica (dupla ação)	Saída de torque típica (dupla ação)	Saída de torque típica (dupla ação)	Saída de torque típica (ação simples)
 <p data-bbox="236 1821 485 1935">Linha sólida: Ranhura angular. Linha pontuada: Ranhura paralela com o curso.</p>			 <p data-bbox="1082 1821 1437 1935">De esquerda à direita: Início do curso de ar, final do curso de ar, início do curso por mola, final do curso por mola.</p>

**Fonte:** Adaptado de PRINCE e YATES (2009).

O dimensionamento do atuador é normalmente realizado utilizando programas de dimensionamento ou tabelas do fabricante do atuador. A maioria dos fabricantes de válvulas têm medido o torque necessário para operar as válvulas ao longo do intervalo de pressões de operação, para diferentes tipos de válvulas, diferentes tamanhos e diferentes materiais de vedação (WARNETT, 2004). Estas tabelas são normalmente a principal referência para o processo de dimensionamento.

De forma geral, o requerimento de torque de uma válvula de esfera para a seleção da capacidade do atuador, é calculado de forma simplificada a partir de seu torque de abertura (“*breakaway* ou *breakout torque*”) e adicionando normalmente um fator global de segurança, usualmente composto de um “fator de serviço” e um “fator do tipo de meio”. Outras vezes, o torque necessário é determinado calculando separadamente o torque de abertura (*breakout torque*), o torque de fechamento (*seating torque*) e o torque em posições intermediárias (*running torque* ou torque necessário durante o estrangulamento), empregando para todos os casos a queda de pressão efetiva, respectivas constantes de torque adimensionais e valores empíricos de torque para as vedações da haste, das sedes, do mecanismo de acionamento e do fluxo de fluido - “*Actuator Force Calculation for Ball Valves*” (SKOUSEN, 2004).

## 2.5 CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DOS MATERIAIS DE CONSTRUÇÃO

### 2.5.1 Corpo, tampa e demais componentes de aço

No que concerne a materiais utilizados na construção do corpo de válvulas, a norma ASME B16.34 – “*Valves - Flanged, Threaded, and Welding End*” (2004) especifica correspondentes faixas de utilização ou limites de utilização aplicáveis a cada um destes. O método da faixa característica de pressão-temperatura baseia-se em tensões permitidas, tensões últimas, e limites elásticos de tensão tomados das referências das seções do código ASME “*Boiler and Pressure Vessel Code*” (2010). A Tabela 1 indica as faixas de utilização correspondentes a dois tipos de materiais comuns utilizados na construção de válvulas.

**Tabela 1 - Faixa característica de pressão-temperatura de materiais do corpo de válvulas.**

Material	Máxima pressão de trabalho - PMT (bar)					
	CL.150 -29 a 38 °C	CL.150 100 °C	CL.150 150 °C	CL.300 -29 a 38 °C	CL.300 100 °C	CL.300 150 °C
Aço Carbono (WCB)	19,65	17,7	15,8	51,1	46,6	45,1
Aço Inox (CF8M)	19	16,2	14,8	49,6	42,2	38,5

**Fonte:** ASME B16.34 (2004).

### **2.5.2 Vedações**

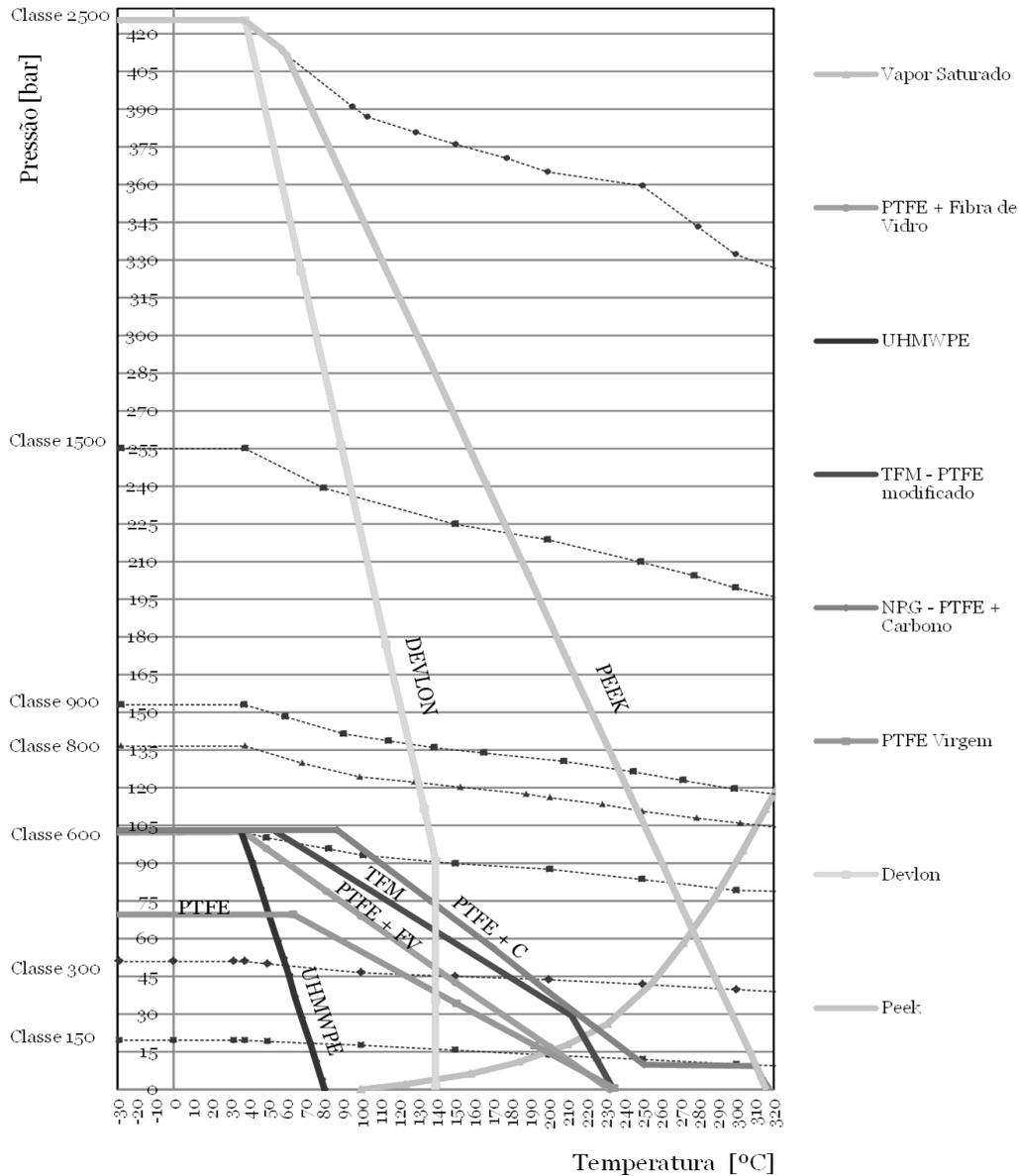
As vedações de uma válvula são diretamente responsáveis pela capacidade de vedação e corte de fluxo desta, assim como também do torque necessário para o acionamento. A escolha do material correto para as sedes de vedação é uma das questões mais importantes na seleção de uma válvula para uma determinada aplicação.

No concernente a materiais de construção de vedações, seus limites de utilização ou faixas características de pressão-temperatura, baseiam-se em tensões permitidas em função dos limites elásticos de tensão do material escolhido.

### **2.5.3 Faixas características de operação / limites operacionais**

Assim finalmente, *gráficas de pressão-temperatura* como a da Figura 20, representam as “*faixas características de operação ou limites operacionais*” tanto de materiais do corpo - em acordo a ASME B16.34 (2004) (ver Tabela 1) - como de diferentes tipos de materiais resilientes típicos disponíveis para vedações. Estas estabelecem as pressões de trabalho máximas permitidas que uma válvula de uma dada classe de pressão pode suportar para qualquer dada temperatura de operação; e são em geral fornecidas pelos fabricantes de válvulas de forma a permitir sua correta seleção e aplicação em função dos materiais empregados e das condições de operação.

**Figura 20 - Faixas características de pressão e temperatura para válvulas de aço carbono e vedações resilientes.**



**Fonte:** Dados extraídos de catálogos: (HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS, 2008; MICROMAZZA, 2015; FLO-TITE - VALVES & CONTROLS, 2013).

## 2.6 VEDAÇÕES E CONFIABILIDADE

Válvulas de esfera possuem vedações na haste, assentos, corpo e na conexão com o sistema, as quais são geradas ao momento da montagem da válvula e são parte do projeto básico da mesma. As *vedações do corpo*, são *vedações estáticas*, geralmente de Grafite e/ou Viton<sup>®</sup>. Estas são completamente contidas e encapsuladas e não são cicladas mecanicamente durante o serviço. Por outra parte, as *vedações da haste e dos assentos (sedes)* são *vedações dinâmicas* e devem manter-se a prova de vazamentos durante e depois da *ciclagem mecânica e térmica* (SIMKO, 2002).

Vedações da haste: Sua função consiste em prevenir vazamentos internos e externos pelo elemento de acionamento da válvula. São geralmente construídas em PTFE e/ou Grafite.

Vedações dos assentos (Sedes): São também vedações dinâmicas que funcionam durante a ciclagem da válvula. Sua função consiste em fornecer estanqueidade entre a esfera e as extremidades e evitar vazamentos internos com a esfera em posição fechada. Há diferentes tipos de sedes ou anéis de vedação, ao mesmo tempo em que diferentes materiais - tanto metálicos como poliméricos resilientes - podem ser empregados em suas construções.

A *confiabilidade das vedações* será, portanto, função do projeto, qualidade, seleção de materiais, instalação da válvula e dos parâmetros de serviço (pressão, temperatura, fluxo, etc.). No caso de vedações resilientes, a condição mais difícil que as válvulas devem suportar é a *ciclagem térmica*, a qual afeta a durabilidade dos materiais plásticos e elastômeros das vedações, resultando em uma causa comum de vazamentos (SIMKO, 2002).

## 2.7 VIDA ÚTIL

Segundo DHILLON (1999 *apud* COSTA 2009)<sup>2</sup> vida útil é a quantidade de tempo que um produto opera dentro de uma taxa de falhas aceitável. A vida útil total de máquinas e equipamentos é estimada em função de fatores técnicos, físicos, econômicos e de obsolescência. Não entanto, segundo COSTA (2009) para válvulas, não existe um critério claro do que seja a vida útil. Segundo este Autor, as normas de testes de válvulas novas com vedações poliméricas, como a ISO 5208: “*Industrial valves - Pressure testing of metallic valves*”, indicam a aprovação de válvulas nas quais não haja sequer o vazamento de uma gota ou bolha durante o período de teste. Para alguns clientes mais exigentes, o critério adotado para o fim da vida útil das sedes é quando ocorre a primeira gota caracterizando um vazamento pela passagem.

Conforme COSTA (2009) no caso de válvulas, por serem componentes mecânicos, a vida útil não está associada simplesmente à sua existência. Uma válvula que não é operada, isto é “que permanece estática”, tem vida útil longa e muitas vezes indeterminada. Contrariamente, para uma válvula que sofra acionamentos frequentes, sua vida útil estará estreitamente ligada ao número total de acionamentos; e, portanto, o fator determinante da vida útil de uma válvula é o número de ciclos em que ela é operada (SKOUSEN, 2004).

---

<sup>2</sup> DHILLON, B. S., **Design Reliability – Fundamentals and Applications**, CRC Press LLC, Boca Raton, Florida, USA, 1999, *apud* COSTA.

## 2.8 MECANISMOS DE DESGASTE

Segundo ZANÓN (2014) os tipos de falhas mecânicas que podem ocorrer em um componente podem ser divididos em três grandes grupos: (i) Falhas estruturais. Falhas de fratura e distorção. (ii) Falhas de desgastes ou tribológicas. Falhas de degradação das superfícies. (iii) Falhas de movimento ou travamento. Falhas que impedem ou dificultam o movimento.

Em falhas do tipo de desgaste ou tribológicas, o desgaste ocorre quando a tensão de resistência da superfície do material é ultrapassada por algum meio (ZANÓN, 2014). A degradação ou desgaste de um componente pode ocorrer por vários mecanismos: 1- Desgaste abrasivo; 2- Desgaste adesivo; 3- Desgaste erosivo (por partículas abrasivas; por cavitação); 4- Desgaste por oxidação ou corrosão; 5- Desgaste por fadiga.

Em válvulas, os desgastes alteram e degradam o desempenho destas, alterando sua vida útil. Na ausência de outros problemas ou falhas, a vida útil de uma válvula será função do desgaste natural das vedações devido à utilização. Segundo COSTA (2009), este tipo de desgaste em válvulas de esfera se apresenta tanto nas sedes de vedação – assumindo estas uma superfície esférica mais perfeita, porém aumentando sua rugosidade – assim como na esfera – assumindo uma superfície irregular menos esférica, porém de menor magnitude devido a sua maior dureza.

## 2.9 CONFIABILIDADE

Segundo PIAZZA (2000 *apud* COSTA 2009)<sup>3</sup> a confiabilidade é conceituada como a probabilidade de um sistema, operando sob condições ambientais estabelecidas, apresentar um desempenho desejado (sem falhas) ao longo de um intervalo de tempo especificado. Segundo COSTA (2009) para o caso de válvulas, a confiabilidade refere-se à probabilidade destas a sobreviver, sem vazamentos, a um número de ciclos determinado. Neste sentido, a norma ABNT NBR 15827 (2014), especifica estimativas de uso em 20 anos para válvulas industriais de diferentes diâmetros nominais, a partir das quais determina o número de ciclos de acionamento esperados sem falhas, para ter uma confiabilidade de 98% em 10 anos de vida útil (Figura 21).

---

<sup>3</sup> PIAZZA, GILBERTO; **Introdução à Engenharia da Confiabilidade**, Caxias do Sul, EDUCS, 2000, *apud* COSTA.

**Figura 21 - Requisitos de ciclagem para válvulas.**

Diâmetro nominal DN (NPS)	Estimativa de uso para 20 anos		Ciclagem nos ensaios de protótipo				Ensaio de vedação	Desempenho (Assinatura)	Número de ciclos aplicados com TMO
	Número de ciclos		Quantidade de protótipos e número de ciclos						
	Mínimo	Máximo	Mínimo de protótipos	Ciclo mínimo por protótipo	Total de ciclos	Confiabilidade (em 10 anos de vida útil)			
15 a 40 (½ a 1 ½)	500	5 000	5	1 000	10 000	98 %	Ver Tabela 10	Realizar em cada parada da ciclagem seis "assinaturas" em baixa pressão e seis "assinaturas" em alta pressão. No início e no final da ciclagem, colher seis "assinaturas" também em média pressão	50
50 a 150 (2 a 6)	100	200	2	500	2 000	98 %			50
200 a 300 (8 a 12)	50	100	1	250	1 000	98 %			30
350 a 600 (14 a 24)	50	100	1	250	500	95 %			20
> 600 (>24)	50	100	1	250	500	95 %			10

**Fonte:** Adaptado de ABNT NBR 15827 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014).

## 2.10 FALHAS EM VÁLVULAS

A integridade e vida útil de válvulas estão diretamente relacionadas aos parâmetros de projeto destas. Uma falha em uma válvula pode ocorrer durante o serviço, mesmo que o projetista / engenharia (do fabricante) tenha verificado a integridade dela através de testes. Falhas em plantas de geração, refinarias e linhas de transmissão, não devem colocar em risco a transmissão do produto ou a segurança da unidade (BENAC e PAGE, 2001). É essencial assegurar que a válvula seja apropriada para suportar a demanda especial do processo e o produto na linha de processo. Será o processo ou o produto quem deverá ditar ou indicar o tipo de válvula, o elemento de fechamento, acabamento e os materiais de construção adequados (WARNETT, 2004).

De entre os parâmetros de projeto de válvulas a "Utilização / Condições de serviço" é provavelmente o fator mais significativo que afeta a vida em serviço e a integridade estrutural. A experiência demonstra que uma válvula não é sempre utilizada dentro das condições de projeto. Em algumas situações, uma perturbação no processo ou transporte de um meio indesejado, pode inesperadamente mudar as condições de serviço e promover uma falha (BENAC e PAGE, 2001).

Os fatores de serviço - como ser: pressão, temperatura, grau de flutuação da pressão, grau de flutuação térmica, tipo de fluido, velocidade do fluido, velocidade de operação da válvula e frequência de ciclagem - estão inter-relacionados. Por conseguinte, vida útil máxima

pode ser obtida através da redução da intensidade ou severidade de qualquer um destes fatores (FLO-TITE - VALVES & CONTROLS, 2013).

### **2.10.1 Análise e avaliação de falhas em válvulas**

PETERS (2003) do *National Engineering Laboratory* (NEL) em “*Assessment Of Valve Failures In The Offshore Oil & Gas Sector*” apresenta um estudo de avaliação de informações sobre problemas em válvulas na indústria *Offshore Oil & Gas* do Reino Unido, realizado para a *Offshore Safety Division* (OSD). O mesmo baseou-se em três conjuntos de dados - identificados como DS1 (proveniente da base de dados “*OSD Hydrocarbon Releases*” que cataloga todos os incidentes de liberação de hidrocarbonetos, com 250 entradas de dados), DS2 e DS3 (provenientes de dados e registros de incidentes de dois diferentes operadores de óleo e gás, com 41 e 1900 entradas de dados respectivamente) - recolhendo um total de 2191 entradas de incidentes, no período entre os anos 1993 e 2001.

A partir da população investigada, segundo PETERS (2003), válvulas de bloqueio standard, de bloqueio especiais *ESDV's* e de controle, foram as responsáveis pela maior quantidade de incidentes (69 % dos incidentes); e também as segundas maiores responsáveis de horas perdidas/tempo de parada da produção (37%); ocorrendo estes majoritariamente com sistemas de Gás (74% dos incidentes) seguido em segundo lugar por incidentes com sistemas de óleo em válvulas *ESDV's* e de controle; sendo que do total de incidentes a maior parte (52%) ocorreu em válvulas pequenas ( $D \leq 80$  mm), 38% em válvulas de tamanho médio ( $80 \text{ mm} < D \leq 275 \text{ mm}$ ), e apenas 10% em válvulas grandes ( $D > 275$  mm). Cabe aclarar que, embora este estudo não analise unicamente válvulas de esfera, ambos os tipos (bloqueio e controle) incluem válvulas de esfera em sua classificação.

De forma geral, PETERS (2003) classificou os “problemas em válvulas” dividindo-os em três níveis. No primeiro nível ou “*Problemas iniciais*” (Tabela 2) (isto é: a classificação inicial, ou razão inicial para remoção, necessidade de troca, ou manutenção da válvula), para os conjuntos de dados DS2 e DS3, os resultados diferem bastante. O Autor atribuiu esta variabilidade a diferentes fatores, tais como: condições de operação, tipo de meio de serviço, manutenção e critérios de remoção de cada um destes operadores.

No nível 2 ou “*Problemas Primários*” (apos investigação preliminar, em que a válvula foi removida / desmontada ou examinada mais de perto) (Tabela 3), vemos novamente aos problemas relacionados às sedes de vedação no conjunto DS3, como o maior responsável (76% dos incidentes).

**Tabela 2 - Problemas Iniciais – Nível 1.**

	DS2	DS3
. Falha ao mover ou operar (abrir, fechar)	43%	2%
. Vazamento excessivo através da válvula (na posição fechada)	14%	65%
. Vazamento para o ambiente (exterior)	7%	4%
. Operação difícil	17%	16%
. Corrosão externa		2%
. Outros (por exemplo: válvula não opera corretamente)	19%	
. Linha ou válvula redundante		9%
. Mudança de especificação da válvula		2%

**Fonte:** Adaptado de PETERS (2003).

**Tabela 3 - Problemas Primários – Nível 2.**

	DS2	DS3
. Válvula travada ou emperrada ( <i>seized</i> )	12 %	6 %
. Problema nas vedações da haste	7 %	4 %
. Problema no atuador (probl. elétrico, hidráulico, pneumático)	26 %	1 %
. Problema no sistema do controle (por exemplo, falhas de comunicação, falhas de software)	21 %	
. Erro humano	5 %	
. Problema nas vedações das sedes	12 %	76 %
. Problemas no flange do corpo/castelo e no mancal ( <i>trunnion</i> )	7 %	3 %
. Erosão ou abrasão		1%
. Defeito de projeto	5 %	
. Corrosão		9% (interna e externa)
. Depósitos calcários ( <i>Scaling</i> )		1 %
. Válvula não desmontada		1 %
. Desconhecidos	5 %	

**Fonte:** Adaptado de PETERS (2003).

Um exame posterior mais detalhado das válvulas do conjunto DS3 evidenciou que o desgaste adesivo do tipo *scoring* (escoriação) e *galling* (goivadura) do obturador, haste e vedações foi o maior responsável (80% dos incidentes), seguido do desgaste e dano das vedações (10%), corrosão (5%), carcaças corroídas (3%), erosão (1%), e depósitos calcários (*Scaling*) 1%.

Finalmente, a classificação de Nível 3 - “Causas subjacentes” (ou seja, o veredito final ou conclusões, informações aprofundadas e circunstâncias que levaram ao problema da válvula) apresentam como responsáveis de incidentes:

- Por uma parte, as falhas devido a um “Projeto Inadequado, e/ou a Deficiências dos Materiais”, - como podem ser: corrosão interna/externa, falha mecânica, fadiga mecânica, desgastes, defeito do material (metalúrgico), debilidade do projeto, deficiências na manufatura, etc. - é dizer: problemas com as próprias

válvulas; e que ficam unicamente sob a responsabilidade dos fabricantes destas;  
e,

- Por outra parte, as falhas devido a “*Problemas de gestão ou operacionais*” - tais como: incorreta instalação, incorreta especificação, incorreta inspeção, procedimentos de operação impróprios, incorreta manutenção, erro humano, mudanças das condições de operação originais, procedimento de funcionamento defeituoso; e falhas de software, de sistema de controle, de comunicação, etc.-- que ficam sob a responsabilidade dos operadores, da manutenção ou do setor de engenharia.

Outro estudo, efetuado por GROVE, DIBIASIO e CARBONARO (1994) do *Brookhaven National Laboratory* (BNL) sobre contrato com a Comissão reguladora de energia nuclear dos Estados Unidos (USNRC), foi concebido com a intenção de avaliar a efetividade do programa IST (*In-service testing*) para detectar degradação em bombas e válvulas. Este estudo foi realizado a partir de registros no *NPRDS database* de 8593 falhas em válvulas operadas por atuadores elétricos ou pneumáticos (*AOV – Air operated valves, MOV – motor operated valves*), em usinas nucleares nos Estados Unidos da América, no período entre os anos 1988 e 1992.

Segundo GROVE, DIBIASIO e CARBONARO (1994) as causas mais comuns de falha foram os vazamentos, tanto externos (para o meio ambiente), como internos (de passagem, através da válvula). Em geral 35% das falhas ocorreram devido a vazamentos externos, 34% por vazamentos internos, 9% devido à válvula não fechar, 8% devido à válvula não operar conforme requerido, 6% devido à válvula não abrir e 8% das falhas ocorrem por outros motivos. A principal causa das falhas nas válvulas foi a degradação mecânica devido a desgaste mecânico e o envelhecimento por fadiga cíclica.

Em termos gerais, em base aos estudos de PETERS (2003) e GROVE, DIBIASIO e CARBONARO (1994) pode-se afirmar que os modos de falha (ou problemas iniciais) mais comuns que se apresentam em válvulas são:

- Os **Vazamentos**, (tanto internos como externos), abarcando em torno de 69-70 % dos incidentes de falhas; e,
- As **Dificuldades de operação**, (devido a emperramentos, travamentos, falhas ao operar, falha no comando, no atuador, etc.) com diferentes distribuições de falhas dependendo do tipo de válvula, abarcando em torno de 18 -20 % dos incidentes de falhas.

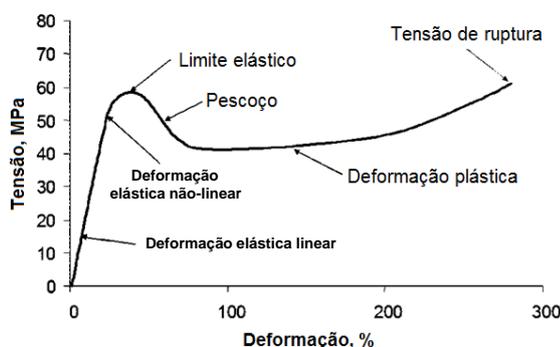
Por sua vez, diversas são as causas que levam a ocorrência destes e outros modos de falha em uma válvula. Entre as principais causas podemos citar:

- (a) *Desgastes abrasivos - haste / gaxetas, esfera / sedes;*
- (b) *Desgastes erosivos – esfera / sedes;*
- (c) *Efeitos da pressão;*
- (d) *Efeitos térmicos;*
- (e) *Ataque químico ou corrosão: esfera/ haste /sedes;*
- (f) *Acabamento superficial;*
- (g) *Irregularidades nos processos de manufatura;*
- (h) *Problemas de montagem;*
- (i) *Problemas no atuador;*
- (j) *Problemas nos sistemas de controle (comunicação, software, etc.);*
- (k) *Problemas de projeto.*

## 2.11 ESTRUTURA E COMPORTAMENTO MECÂNICO DE POLÍMEROS TERMOPLÁSTICOS

Na Figura 22 é apresentada a curva tensão-deformação característica de um polímero termoplástico. A mesma é representativa da forma em que as cadeias se movem e que os diferencia de outros materiais. Vemos que diferentemente dos metais dúcteis como o alumínio, para o caso dos polímeros a tensão não diminui rapidamente quando começa a região de plasticidade.

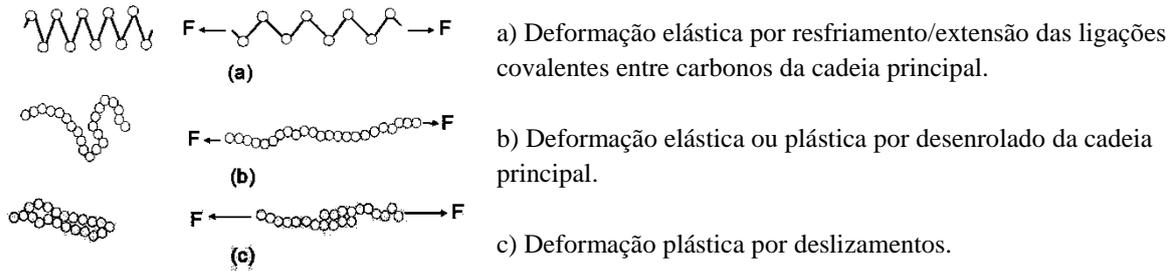
**Figura 22 - Curva típica tensão-deformação de materiais termoplásticos.**



**Fonte:** “*Materiales Poliméricos y Compuestos – FCM*” (UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA).

Os mecanismos que regem o comportamento dos polímeros termoplásticos vêm esquematizados na Figura 23, sendo basicamente o alongamento da cadeia principal, seu desenrolamento e o deslizamento das mesmas.

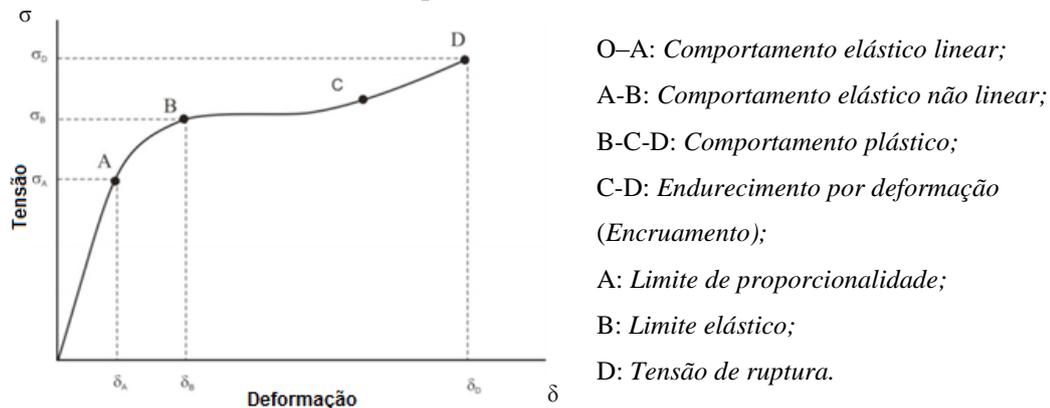
**Figura 23 - Mecanismos de deformação em polímeros.**



**Fonte:** “*Materiales Poliméricos y Compuestos – FCM*” (UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA).

Respondendo a estes mecanismos de deformação e dependendo de sua microestrutura, os materiais poliméricos podem apresentar diferentes tipos de comportamento mecânico: elástico, plástico e/ou visco-elástico.

**Figura 24 - Gráfica tensão – deformação de materiais poliméricos, apresentando as diferentes regiões de comportamento mecânico.**



**Fonte:** Adaptado de “*Materiales Poliméricos y Compuestos – FCM*” (UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA).

Na Figura 24 apresentam-se as diferentes regiões de comportamento mecânico, as quais são descritas a continuação:

### Comportamento Elástico

*A deformação elástica nos Polímeros Termoplásticos deve-se a dois mecanismos:*

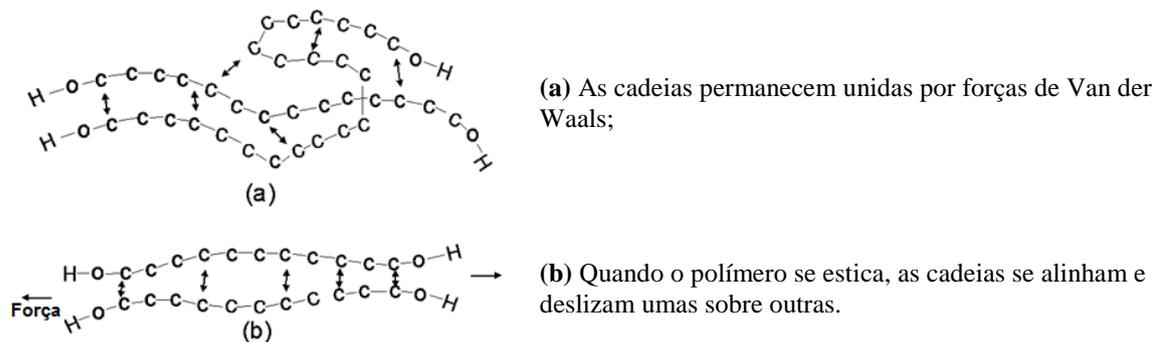
No primeiro mecanismo as ligações covalentes dos átomos de carbono da cadeia principal do polímero sofrem deformação elástica produzindo o alongamento das mesmas (Figura 23-a). No momento em que a tensão se elimina, a distorção da cadeia pode desaparecer quase instantaneamente. Esta região (seção linear OA da Figura 24) corresponde ao *comportamento elástico linear*, indicando proporcionalidade entre tensão e deformação, em que o material comporta-se segundo a *lei de Hooke*, e onde a inclinação da seção OA ( $\sigma_A/\delta_A$ ) é o módulo de elasticidade.

O segundo mecanismo tem lugar quando fragmentos da cadeia do polímero que se deformam, retornam a suas posições de origem ao suprimir a tensão, porém não instantaneamente, demorando um período de tempo variável, de horas até meses (Figura 23-b). Esta região (*seção AB* da Figura 24) aparece uma vez superado o ponto A (*limite de proporcionalidade*), e corresponde a um *comportamento elástico não linear*, com uma elasticidade dependente do tempo.

### Comportamento Plástico

A *deformação do tipo plástico* aparece quando a tensão supera o limite elástico. Ao contrário dos metais que deformam por movimento de discordâncias, os polímeros deformam devido ao deslizamento de umas cadeias sobre outras, quebrando desta maneira as débeis ligações de *Van der Waals*, (Figura 23-c). Ao retirar a carga, as cadeias permanecem em suas novas posições e de este modo o material deforma de maneira permanente.

**Figura 25 - Mecanismo de deformação plástica.**



**Fonte:** “*Materiales Poliméricos y Compuestos – FCM*”. (UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA).

O *Comportamento plástico* aparece no gráfico tensão–deformação a partir do ponto B (*limite elástico ou ponto de fluência*). Em *polímeros semicristalinos*, a partir deste ponto observa-se a estrição (ou formação de pescoço) no espécime ao ser tracionado. Logo, depois do ponto C e para continuar deformando o material, deve-se aplicar uma tensão um pouco maior, devido a que este pode experimentar reordenamento de sua estrutura, resultando numa ação de reforço ou endurecimento. Este fenômeno é comum em polímeros semicristalinos onde se observa *cristalização da fase amorfa induzida por deformação*.

### Viscoelasticidade

O comportamento visco-elástico explica as *propriedades dinâmicas* ou que tem uma influência notável com o tempo. Para deformar um material precisa-se de certa porcentagem de tensão que depende da porcentagem total de deformação e da velocidade da deformação.

Se a *tensão é aplicada lentamente* durante um longo período de tempo, umas cadeias podem deslizar mais rapidamente que outras, apresentando um fluxo viscoso importante, inclusive a baixas temperaturas, ocorrendo alongamentos permanentes contínuos. Se a *tensão é aplicada rapidamente* o deslizamento pode diminuir e o polímero pode manifestar uma tendência pronunciada de comportamento frágil, apresentando valores mais baixos de tenacidade e de resistência à fratura. Logo, *elevadas temperaturas ou tensões* produziram um maior incremento do alongamento (UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA).

## 2.12 MODELOS NUMÉRICOS

### 2.12.1 Método dos elementos finitos

O método dos elementos finitos (*FEM*) é um método de cálculo computacional amplamente utilizado hoje em dia, a fim de realizar análises de tensões. Sua principal vantagem é que trata um corpo contínuo, como construído a partir de um número finito de elementos pequenos, aos quais são assignadas as propriedades do material e condições de contorno. Os cálculos são realizados elemento a elemento e, logo compilados, dando a resposta do corpo como um todo. Mesmo sendo o *FEM* um método aproximado, o uso de condições de contorno apropriadas e modelos constitutivos adequados dará uma previsão perto da situação de carregamento real (CLARHED, 2008).

### 2.12.2 Introdução ao software *ABAQUS*<sup>®</sup>

*Abaqus FEA* é um pacote de software multipropósito, conformado por um conjunto de programas informáticos para análise de elementos finitos e engenharia assistida por computador. Aplica o *FEM* para realizar cálculos estruturais estáticos lineares e não-lineares, dinâmicos incluindo simulação de impactos, problemas de contato de sólidos, térmicos, acoplamentos acústico-estruturais, mecânica dos fluidos, piezelétricos e outros. Seus *solvers*, *ABAQUS/Standard* e *ABAQUS/Explicit*, são capazes de lidar com análises muito complexas, combinados com a interface interativa *ABAQUS/CAE*, desenvolvida para pré e pós-processamento (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP., 2013).

*ABAQUS/Standard* é um solver implícito geral de elementos finitos, desenvolvido para resolver problemas estáticos e dinâmicos, lineares e não lineares. A solução é obtida através da resolução simultânea de um conjunto de equações dependentes. O incremento de tempo é ajustado conforme a solução progride, a fim de obter uma solução estável. Há situações em que *ABAQUS/Standard* encontra problemas para obter uma solução convergente. Em tais

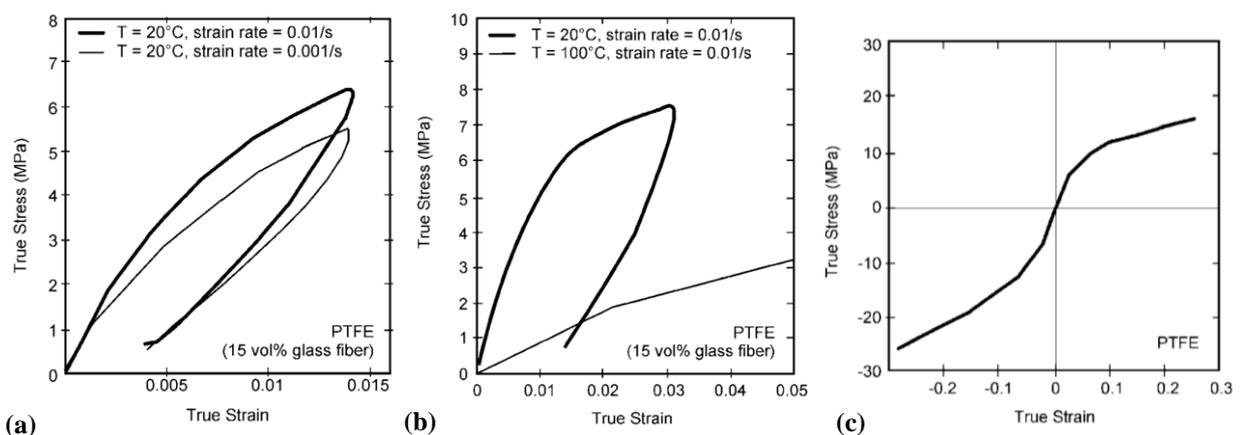
situações, é vantajoso utilizar o solver explícito fornecido por *ABAQUS/Explicit*. Este utiliza incrementos de tempo suficientemente pequenos, garantindo uma solução estável sem ter que verificar o equilíbrio global (CLARHED, 2008).

### 2.13 MODELAMENTO CONSTITUTIVO DE COMPONENTES FLUOROPOLIMÉRICOS

Um modelo constitutivo é uma descrição matemática de um material, que tem como objetivo inter-relacionar fenômenos físicos como ser tensões, deformações, temperatura e tempo, um com o outro (CLARHED, 2008).

Os fluoropolímeros, bem como outros materiais termoplásticos, exibem uma resposta não linear complexa quando sujeitos a cargas. Como exposto por BERGSTRÖM e BROWN (2005) seu comportamento é caracterizado por uma viscoelasticidade linear inicial em pequenas deformações, seguido por escoamento distribuído, fluxo viscoplástico, e encruamento do material em grandes deformações até ocorrer a falha final. A resposta é ainda mais complicada devida a uma forte dependência na taxa de deformação, na temperatura e nas tensões hidrostáticas. Taxas de deformação mais elevadas e temperaturas mais baixas, aumentam a rigidez do material, enquanto que tensões hidrostáticas afetam a resposta de escoamento nos diferentes estados de tensão. Estes comportamentos são ilustrados na Figura 26-a, Figura 26-b, e Figura 26-c respectivamente (BERGSTRÖM e HILBERT, 2005).

**Figura 26 – Curvas tensão-deformação do PTFE + 15 %vol. de fibra de vidro. (a) Dependência na taxa de deformação; (b) Influência da temperatura na resposta mecânica; (c) Diferença na magnitude da tensão em tração e compressão.**



Fonte: BERGSTRÖM e BROWN (2005).

O modelo constitutivo mais apropriado para um determinado material depende do escopo do projeto e da precisão necessária nas análises. Normalmente um modelo mais preciso requererá maior quantidade de dados experimentais para calibração e maior tempo

computacional ao executar análises de EF (BERGSTRÖM, J. S.; BROWN, S.- EXPONENT ENGINEERING, INC., 2005).

Existem diversos conjuntos de modelos constitutivos disponíveis em softwares gerais de EF e que são comumente utilizados para diferentes tipos de materiais. Entre eles encontram-se: 1) *Modelos de Elasticidade Linear* (Lei de Hooke); 2) *Modelos de Hiperelasticidade* (Modelo *Neo-Hookean*, Modelo Polinomial, Modelo de *Ogden*, etc.); 3) *Modelos de Viscoelasticidade Linear* (Modelo de *Voigt*, Modelo de *Maxwell* generalizado (*Series Prony*), etc.); 4) *Modelos de Plasticidade* (Modelo de *Von Mises*, Modelo de *Drucker-Prager Linear*, Modelo de *Drucker-Prager Exponencial*, entre outros).

Adicionalmente, existem *Modelos Constitutivos Avançados mais recentes*, tipicamente modelos de viscoplasticidade e de viscoelastoplasticidade; como ser: a). Modelo de *Bergstrom-Boyce (BB)*; b). Modelo *Dual Network Fluoropolymer (DNF)*; c). Modelo *Three Network (TNM)*; d). Modelo *Parallel Network (PN)*; entre outros. Segundo BERGSTRÖM e BROWN (2005) as previsões destes estão em significativa melhor concordância com o conjunto completo dos comportamentos observados experimentalmente para os fluoropolímeros (incluindo a dependência com o tempo, a histerese e o fluxo/escoamento deviatório e volumétrico). Contudo, sua implementação requer componentes de software adicionais e, portanto, não foram empregados em este estudo.

Os modelos de plasticidade de *Drucker-Prager* são extensões do modelo original de *Drucker-Prager* de 1952<sup>4</sup>. São os modelos de materiais mais precisos incorporados em *Abaqus* para prever a resposta de materiais com comportamento granular e materiais poliméricos, sendo assim, são os mais adequados para modelar o comportamento constitutivo do PTFE. Conforme exposto por CLARHED (2008), dado que as sedes poliméricas sofrem deformação plástica (ou seja, deformação não recuperável) durante a montagem e operação, modelos elasto-plásticos parecem ser apropriados, ao contrário dos modelos elásticos e hiperelásticos, nos quais a deformação é recuperada após descarregamento.

### 2.13.1 Introdução aos modelos elasto-plásticos

Em modelos elasto-plásticos, os cálculos das distribuições de tensões e de deformações para as *deformações elásticas* são baseados na *elasticidade linear*.

O início da não-linearidade é atribuído à deformação plástica e ocorre a um nível de tensão considerado como a primeira tensão de escoamento ou de início de escoamento  $\sigma_y$ .

---

<sup>4</sup> DRUCKER, D. C.; PRAGER, W.; “**Soil Mechanics and Plastic Analysis or Limit Design.**”. Quarterly of Applied Mathematics, Vol. 10, No. 2; 1952, p. 157-165.

Nesta região não linear, a deformação total “ $\varepsilon_{ij}$ ” é considerada como a soma de uma componente elástica -recuperável-  $\varepsilon_{ij}^e$  e de uma componente plástica -não recuperável -  $\varepsilon_{ij}^p$ . (Figura 27).

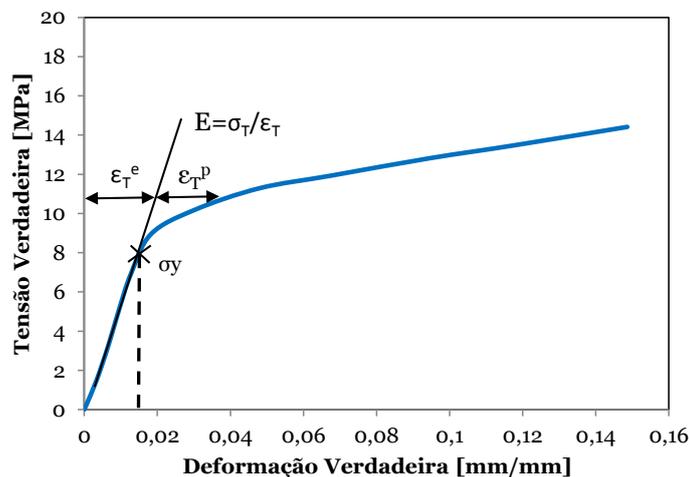
Os cálculos de análise de tensão para modelar a deformação plástica envolvem o uso de *critérios de escoamento* multiaxiais, a definição de uma *função de encruamento da deformação* e uma *lei de fluxo*.

O *critério de escoamento* relaciona componentes do campo de tensão aplicado, a parâmetros de materiais após o início do escoamento.

Uma *função de encruamento da deformação*  $\sigma(\varepsilon^p)$  relaciona o aumento subsequente na tensão com a deformação devido aos efeitos do encruamento por deformação.

A *regra de fluxo ou lei de fluxo* (que relaciona incrementos de deformação plástica com um potencial de fluxo plástico) permite o cálculo das *componentes de deformação plástica*. Se o comportamento de fluxo para um determinado material é tal que o potencial de fluxo pode ser identificado com a função de escoamento, então, este é denominado “*fluxo associado*”, o qual será em geral uma aproximação. Usualmente o *fluxo* será “*não associado*” (ver *Seção 2.13.2.1*) e será necessária informação adicional para ser definido (DEAN e CROCKER, 2001).

**Figura 27: Dados experimentais do PTFE em tração uniaxial a 23°C.**



Fonte: Adaptado de DEAN e CROCKER (2001).

### 2.13.2 Critério de escoamento de *Drucker-Prager*

De acordo com DEAN e CROCKER (2001) o *critério de Drucker-Prager* é uma simples modificação do *critério de Von Mises*, que introduz o parâmetro “ $\mu$ ” - dependente do material - para incluir a sensibilidade do escoamento à tensão hidrostática (ou componente hidrostática do tensor de tensões).

No *critério de escoamento de Von Mises* de 1913<sup>5</sup> interpreta-se ao escoamento como um processo de deformação puramente de cisalhamento que ocorre quando a tensão de cisalhamento efetiva “ $\sigma_e$ ” (ou tensão equivalente de *Von Mises*) atinge um valor crítico (DEAN e CROCKER, 2001).

Resolvendo as equações de estado, o início do escoamento para os estados de tração uniaxial, compressão uniaxial e cisalhamento, ocorrerá respectivamente quando:

$$\sigma_e = \sigma_T \quad (\text{Equação 4})$$

$$\sigma_e = \sigma_C \quad (\text{Equação 5})$$

$$\sigma_e = \sqrt{3} \cdot \sigma_S \quad (\text{Equação 6})$$

Onde  $\sigma_T$ ,  $\sigma_C$ , e  $\sigma_S$  são as tensões de início de escoamento para tração, compressão e cisalhamento uniaxial. Desta forma, as tensões de escoamento para os três diferentes estados estarão relacionadas como:

$$\sigma_T = \sigma_C = \sqrt{3}\sigma_S \quad (\text{Equação 7})$$

Por outra parte, o critério de *Drucker Prager* é definido pela seguinte equação:

$$\sigma_e = \sigma_o - \mu \cdot \sigma_m \quad (\text{Equação 8})$$

No software de elementos finitos *ABAQUS* este mesmo critério (Equação 8) é referido como o critério de *Drucker-Prager Linear* e expressa-se como a seguinte notação:

$$q = d + p \cdot \tan \beta \quad (\text{Equação 9})$$

Onde:

- $q = \sigma_e = \sqrt{(3 \cdot J_2)} = \sqrt{3/2 S_{ij} \cdot S_{ij}} \sqrt{(3 \cdot J_2)}$  é a *tensão equivalente de Von Mises*; onde  $J_2$  representa o segundo invariante da tensão deviatórica “ $S_{ij}$ ” (KELLY, 2013).  $\sigma_e$  é dada em termos das tensões principais por:

$$\sigma_e = \left\{ \frac{1}{2} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (\text{Equação 10})$$

---

<sup>5</sup> MISES, R. V.. “**Mechanik der festen Körper im plastisch- deformablen Zustand.**” Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Mathematisch-Physikalische Klasse 1913 (1913), p. 582-592.

- $p = -\sigma_m = -I_1/3$  (*pressão hidrostática*); onde  $I_1 =$  (*primeiro invariante do tensor de tensões*); e  $\sigma_m$  é a “*tensão hidrostática ou tensão média*” dada em termos das tensões principais por:

$$\sigma_m = \frac{1}{3}(\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3) \quad (\text{Equação 11})$$

- $\mu = \tan \beta$  (*sensibilidade do escoamento à tensão hidrostática*), sendo  $\beta =$  *ângulo de atrito interno do material no plano meridional de tensões*, e  $d = \sigma_o = \sqrt{3} \cdot \sigma_s$  (*coesão*).

O valor de  $\mu$  é determinado a partir de testes sobre dois diferentes estados de tensão. A partir de dados de tensões de escoamento dos testes de cisalhamento e de tração, de cisalhamento e de compressão, e de tração e compressão,  $\mu$  resulta respectivamente:

$$\mu = 3[(\sqrt{3}\sigma_s/\sigma_T) - 1] \quad (\text{Equação 12})$$

$$\mu = 3[1 - (\sqrt{3}\sigma_s/\sigma_C)] \quad (\text{Equação 13})$$

$$\mu = \frac{3[(\sigma_C/\sigma_T) - 1]}{[(\sigma_C/\sigma_T) + 1]} \quad (\text{Equação 14})$$

No espaço tridimensional de tensões as *superfícies de escoamento* de *Von Mises* e de *Drucker-Prager* são descritas respectivamente como:

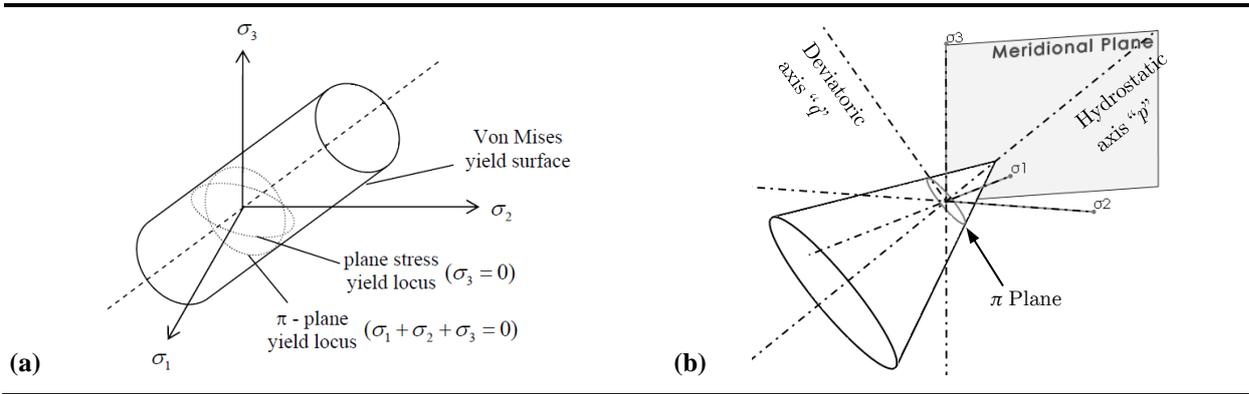
$$\sqrt{(3 \cdot J_2)} - \sigma_{yo} = 0 \quad (\text{Equação 15})$$

e

$$\sqrt{(3 \cdot J_2)} + I_1 \cdot \tan \beta - d = 0 \quad (\text{Equação 16})$$

Pode ser visto que no *critério de D-P*, em adição ao *segundo Invariante deviatórico de tensões “ $J_2$ ”*, é incluso o *primeiro Invariante de tensões “ $I_1$ ”* dependente da *pressão hidrostática*. A causa desta dependência, (ao contrario da *superfície de escoamento de Von Mises* representada por um cilindro no espaço tridimensional de tensões – Figura 28-a), a *superfície de escoamento de D-P* é representada tridimensionalmente por um cone, confinado ao longo do eixo hidrostático (Figura 28-b).

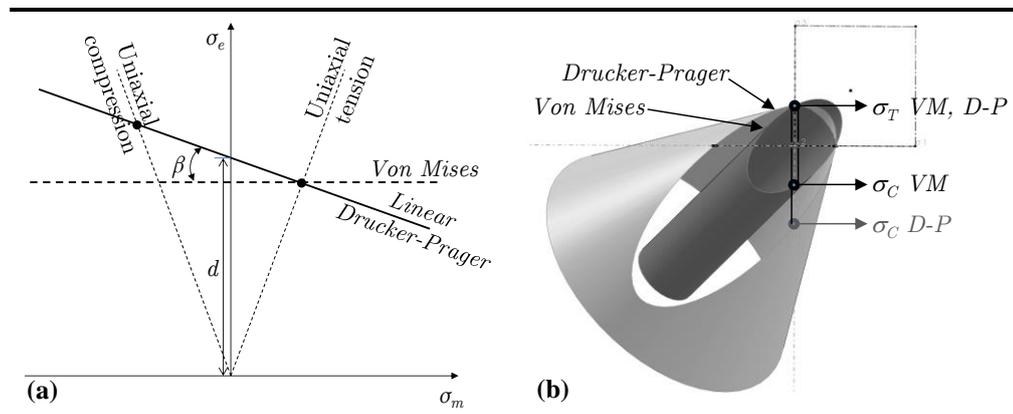
**Figura 28 – Superfícies de escoamento no espaço tridimensional de tensões: a) Von Mises ; b) Drucker-Prager Linear.**



**Fonte:** a) Adaptado de KELLY (2013); b) O AUTOR (2018).

Na Figura 29-a, podemos apreciar a diferença entre ambos os critérios de escoamento no plano meridional (plano contendo o *eixo hidrostático*). Como apresentado na Figura 29-b, o *critério de Von Mises* prevê o mesmo limite de elasticidade e as mesmas tensões de escoamento em tensão e compressão, o que não está de acordo com os dados experimentais para o PTFE, resultando em uma sobreestimativa do nível de carregamento para um dado deslocamento ou deformação aplicado.

**Figura 29 – Critérios de escoamento de Von Mises e Drucker-Prager; (a) No plano meridional; (b) Superfícies de escoamento para um estado de tensão uniaxial  $\sigma_3$ - $\sigma_3$ .**



**Fonte:** O AUTOR (2018).

### 2.13.2.1 Regra de fluxo

Como exposto por DEAN e CROCKER (2001), o cálculo das componentes de deformação plástica é alcançado na teoria de plasticidade utilizando a *Regra de fluxo*; sendo esta uma magnitude vectorial que define a relação entre incrementos da deformação plástica e o nível de tensão aplicada, pela equação seguinte:

$$d\varepsilon_{ij}^P = d\lambda \frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}} \quad (\text{Equação 17})$$

Onde:  $F$  é o *potencial de fluxo plástico*,  $\frac{\partial F}{\partial \sigma_{ij}}$  é um vetor que indica a direção de aumento das subsequentes superfícies de escoamento, e  $d\lambda$  é uma quantidade escalar que define a magnitude do incremento de deformação plástica, que depende do estado de tensão e que pode ser determinada assegurando a equivalência do trabalho plástico realizado sobre todos os estados de tensão utilizando a expressão:

$$\sigma_e d\varepsilon_e^P = \sigma_{ij} d\varepsilon_{ij}^P \quad (\text{Equação 18})$$

Aqui,  $\sigma_e$  e  $\varepsilon_e^P$  são a “tensão efetiva” (Equação 10) e a “deformação plástica efetiva” (Equação 19), respectivamente.

$$\varepsilon_e^P = \frac{\sqrt{2}}{3} [(\varepsilon_1^P - \varepsilon_2^P)^2 + (\varepsilon_2^P - \varepsilon_3^P)^2 + (\varepsilon_3^P - \varepsilon_1^P)^2]^{1/2} \quad (\text{Equação 19})$$

### 2.13.2.2 Fluxo associado e fluxo não associado

Se o *potencial de fluxo plástico*  $F$  para um determinado material pode ser identificado com a *função de escoamento*, então este diz-se “*fluxo associado*” (Equação 8):

$$F = \sigma_e + \mu \cdot \sigma_m - \sigma_o \quad (\text{Equação 20})$$

Neste caso a resultante do incremento da deformação durante o fluxo é dirigida perpendicularmente à superfície de escoamento, o qual será em geral uma aproximação. Para a maioria dos polímeros o fluxo “ $F$ ” será “*não associado*” (DEAN e CROCKER, 2001).

*Fluxo não associado* é expresso em forma geral como:

$$F = \sigma_e + \mu' \cdot \sigma_m - \sigma_o \quad (\text{Equação 21})$$

e, em ABAQUS, por analogia com a Equação 21 é expresso como:

$$F = q - p \cdot \tan \psi - d \quad (\text{Equação 22})$$

Onde  $\psi$  = “*ângulo de dilatação*”, no diagrama  $p-t$  – *plano meridional* (Figura 30-a). O parâmetro de fluxo  $\mu' = \tan \psi$  é um novo parâmetro de material; seu cálculo requer o conhecimento de valores medidos da *componente plástica do coeficiente de Poisson*  $\nu^p$  para

as mesmas deformações plásticas efetivas correspondentes ao cálculo de  $\beta$ . Das equações 17 e 21, segue-se que:

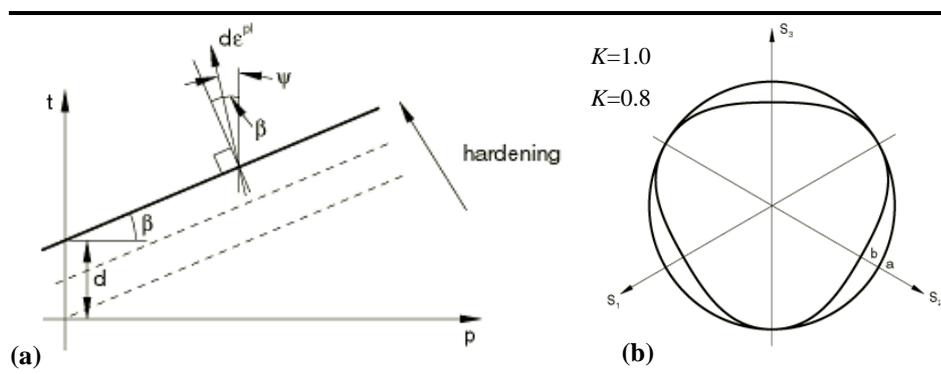
$$\mu' = \frac{3(1 - 2\nu^P)}{2(1 + \nu^P)} \quad (\text{Equação 23})$$

Uma interpretação geométrica de  $\psi$  é mostrada no *diagrama p-t* da Figura 30-a. Para materiais granulares e para materiais poliméricos é normalmente assumido fluxo não associado, o que implica um *fluxo "F"* normal à superfície de escoamento no *plano  $\pi$* , mas em um ângulo " $\psi$ " com respeito ao eixo "*t*" no *plano p-t*, onde usualmente  $\psi < \beta$ .

Por simplicidade, quando valores experimentais de  $\nu^P$  não encontram-se disponíveis, pode ser assumido um fluxo associado definindo  $\mu'$  igual a  $\mu$  (ou  $\psi = \beta$ ), mas assumindo uma perda da precisão incerta nos cálculos de tensão e deformação (DEAN e CROCKER, 2001).

Outro parâmetro que deve ser especificado é  $K$  ("*Flow Stress Ratio*" = relação entre a tensão triaxiais de escoamento em tração e compressão) (Figura 30-b).

**Figura 30 – a) Representação do parâmetro  $\psi$ , esquemático do encruamento, e direção do fluxo plástico no diagrama *p-t* (plano meridional); b) Representação do parâmetro  $K$  no plano "deviatórico"  $\pi$ .**



Fonte: DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP. (2013).

### 2.13.3 Fluência e relaxamento de tensões

Os fluoropolímeros, como o PTFE, são materiais denominados viscoelastoplásticos, é dizer que apresentam simultaneamente comportamentos viscoelástico (deformação elástica recuperável taxa/tempo-dependente) e viscoplástico (deformação inelástica –“plástica”- não recuperável taxa/tempo-dependente). Estas características podem dar origem a dois fenômenos associados em estes materiais – o relaxamento de tensões e a fluência – quando sujeitos a carregamentos (Bak, 2015). O primeiro fenômeno - *relaxamento de tensões* (Figura 8) - ocorre se a deformação inicial “instantânea” for mantida por um período de tempo suficiente, como acontece após o processo de montagem de sedes de vedação em válvulas,

experimentando perda de rigidez, diminuição nas tensões iniciais, e diminuição das pressões de contato e capacidade de vedação ao longo do tempo. O segundo fenômeno - *fluência* (Figura 7) - ocorre quando um certo nível de tensão / carregamento for mantido por um período suficientemente longo, causando deformação contínua até que a carga seja removida. As variáveis independentes que afetam tanto a fluência quanto o relaxamento de tensões são o tempo sob carga, a temperatura e a carga ou nível de tensão.

### 2.13.3.1 Modelagem de fluência e relaxamento de tensões

A fluência e o relaxamento de tensões são fenômenos diferentes, mas relacionados entre si, desde que governados pelo mesmo mecanismo: o aumento da *deformação de fluência* ao longo do tempo. Devido a esta relação, tem sido demonstrado para a maioria dos materiais de engenharia, como exposto por JUNJIE, DONGSHENG, e XIAOQIANG (2015) e BAK (2015), que um modelo constitutivo de fluência pode ser utilizado para prever tanto o comportamento de fluência, como o comportamento de relaxamento de tensões, e até mesmo estados combinados de fluência e relaxamento.

### 2.13.3.2 Modelos de fluência para o modelo de Drucker-Prager linear

A definição do modelo de plasticidade de Drucker-Prager em *Abaqus* permite a adição do comportamento clássico de fluência mediante a característica de fluência de *D-P*, e através da utilização de algum dos modelos constitutivos de fluência disponíveis (DASSAULT SYSTEMES SIMULIA CORP., 2013).

### 2.13.3.3 Modelo Power-law

Desenvolvido por NORTON<sup>6</sup> e BAILEY<sup>7</sup>, é a forma mais simples de representar o comportamento de fluência entre os modelos disponíveis em *Abaqus*. Este modelo pode ser utilizado em suas formulações “*tempo-encruamento*” ou “*deformação-encruamento*” para prever o histórico de deformações para níveis fixos de tensão e temperatura.

As formas “*tempo-encruamento*” e “*deformação-encruamento*” são definidas para o modelo *D-P* em *Abaqus* respectivamente como:

$$\dot{\epsilon}^{cr} = A * (\bar{\sigma}^{cr})^n * t^m \quad (\text{Equação 24})$$

<sup>6</sup> NORTON, F. H.; “**The creep of steel at high temperature.**” New York (NY): McGraw-Hill Book; 1929.

<sup>7</sup> BAILEY R. W.; “**Creep of steel under simple and compound stress.**” Engineering. 1930; 121:129–265.

e como:

$$\dot{\bar{\varepsilon}}^{cr} = \left( A * (\bar{\sigma}^{cr})^n * [(m + 1) * \bar{\varepsilon}^{cr}]^m \right)^{\frac{1}{m+1}} \quad (\text{Equação 25})$$

Onde, para ambos os casos:

$\dot{\bar{\varepsilon}}^{cr}$  é a taxa de deformação uniaxial de fluência equivalente;

$\bar{\sigma}^{cr}$  é a tensão de fluência equivalente;

$\bar{\varepsilon}^{cr}$  é a deformação de fluência equivalente;

$t$  é o tempo total; e

$A$ ,  $n$  e  $m$  são constantes do material, dependentes da temperatura, e geralmente independentes da tensão, e que são definidas de acordo com dados experimentais (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP., 2013).

#### 2.13.4 Ajuste e calibração do modelo constitutivo

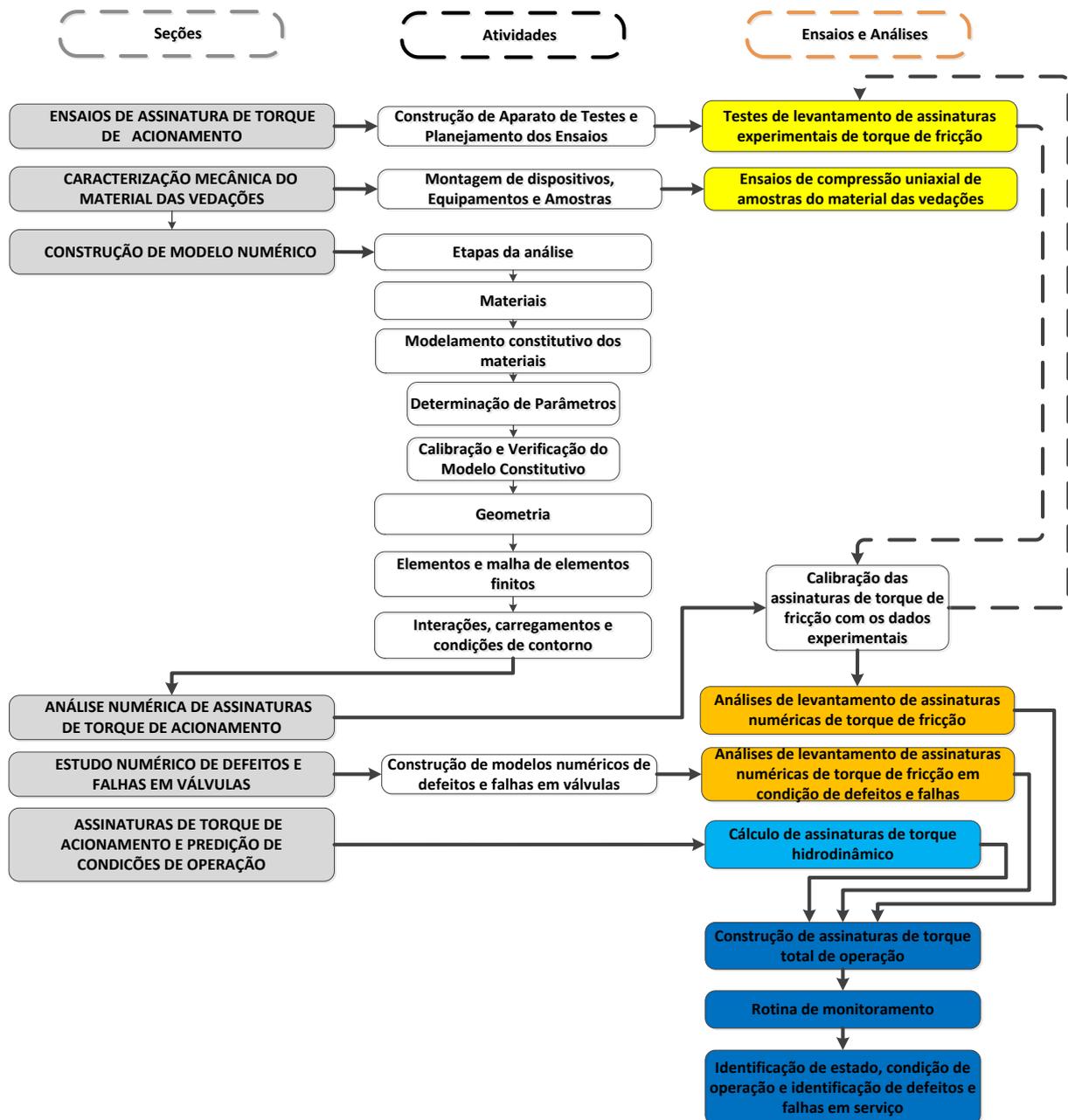
Uma vez escolhido o modelo constitutivo para representar o material, este deve ser calibrado com uma série de dados obtidos de testes experimentais de amostras do material em análise para poder determinar os parâmetros do modelo constitutivo. A quantidade e complexidade dos *testes experimentais necessários* dependerão do comportamento do material e do modelo constitutivo de material que será utilizado (BERGSTRÖM, JÖRGEN S., 2012).

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 DESCRIÇÃO GERAL

Neste capítulo são descritos os materiais utilizados e os procedimentos empregados para a execução deste trabalho. Este capítulo foi organizado em seis partes ou seções principais. O fluxograma da Figura 31 apresenta um esquemático das atividades, ensaios e análises que foram realizadas e representa a forma como se relacionam cada uma das distintas etapas.

**Figura 31 – Fluxograma geral das etapas da pesquisa desenvolvida.**



Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.2 ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO

Os materiais utilizados e os procedimentos empregados para a execução de ensaios de torque de acionamento são descritos nesta seção. O objetivo destes ensaios é a caracterização e estudo do torque de acionamento necessário para acionar uma válvula de esfera flutuante sobre diferentes condições representativas de operação.

#### 3.2.1 Definição do ensaio

Os ensaios de obtenção de assinatura de torque de acionamento de protótipo foram efetuados seguindo as diretrizes estabelecidas pela norma ABNT NBR 15827 - *Anexo D (normativo) - "Procedimento e critérios de aceitação para obtenção da assinatura de torque de acionamento em válvulas"*. (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014). O objetivo destes testes é avaliar o desempenho de acionamento, realizando ensaios funcionais em baixa (0 ou 5% da pressão de trabalho), média (50% da pressão de trabalho) e alta pressão (100% da pressão de trabalho) dos protótipos. Durante estes testes deve ser empregado um sistema de registro contínuo das seguintes variáveis: a) pressões da válvula a montante e jusante; b) torque de acionamento; e c) deslocamento angular ao longo dos acionamentos.

#### 3.2.2 Características do protótipo em análise

O protótipo testado corresponde a uma válvula de esfera tipo flutuante, de 3" de diâmetro nominal, Classe 300, de construção bipartida e passagem plena (Figura 32), utilizada para bloqueio de fluxo, em diversos tipos de fluidos com ampla faixa de temperatura e pressão, projetada conforme a norma ASME B16.34 (2004). Dito protótipo pertence a uma linha completa de válvulas de esfera flutuante Classe 300, de 2 a 8 polegadas de diâmetro, produzidas por uma importante empresa no mercado brasileiro de válvulas industriais.

**Figura 32 - Válvula de esfera flutuante.**



**Fonte:** "MGA - Válvulas Industriais".

### 3.2.2.1 *Materiais de construção*

- *Sedes*: PTFE Reforçado “*CompL*”;
- *Corpo e Tampa*: Aço carbono ASTM A 216 WCB;
- *Esfera e Haste*: Aço inox ASTM A276 – AISI 410;
- *Gaxetas*: Grafite flexível com fios de *Inconel*;
- *Juntas*: Viton ® / FKM.

### 3.2.2.2 *Especificações e dados de teste de protótipos*

- Diâmetro Nominal: 3 polegadas;
- Classe de Pressão: ANSI 300# (PN 50 bar);
- Diâmetro nominal da porca da haste: 7/8”;
- Diâmetro nominal dos estojos de fechamento Corpo-Tampa: 1/2”; Quantidade: 7 conjuntos porca/estajo;
- Diâmetro de superfície de vedação da haste: 23,90 mm;
- Diâmetro externo da esfera/obturador: 108,54 mm ( $r = 59,27$  mm);
- Ângulo de abertura inicial ( $h_0$ ) ou Ângulo de *Crack-Open / Pinch-Off*  $\approx 8,5$  graus.
- Torques de aperto/montagem recomendados:
  - Aperto da porca da Haste: 22 - 32 N.m;
  - Aperto dos estojos de fechamento Corpo-Tampa: 40 - 46 N.m;
- Máxima Pressão de Trabalho: 51,1 bares de -29 a 38°C, e 45.1bares a 150°C – segundo ASME B16.34 (Máxima Pressão de Trabalho em função da classe da válvula e do material de construção do corpo da válvula);
- Pressão de Teste de Cavidade: 78 bares – segundo API 598 (Pressão de teste em função da classe da válvula - Para *CL. 300*) (AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE, 2009);
- Faixa de Temperaturas de Teste:  $T_{\min}$ : -29°C;  $T_{\max}$ : +150°C. – segundo ABNT NBR 15827. (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014).

### 3.2.3 Aparato de teste

O equipamento de teste utilizado (Figura 33) foi desenvolvido pelo próprio Autor no LAMEF–UFRGS, e consiste de diversas partes e dispositivos:

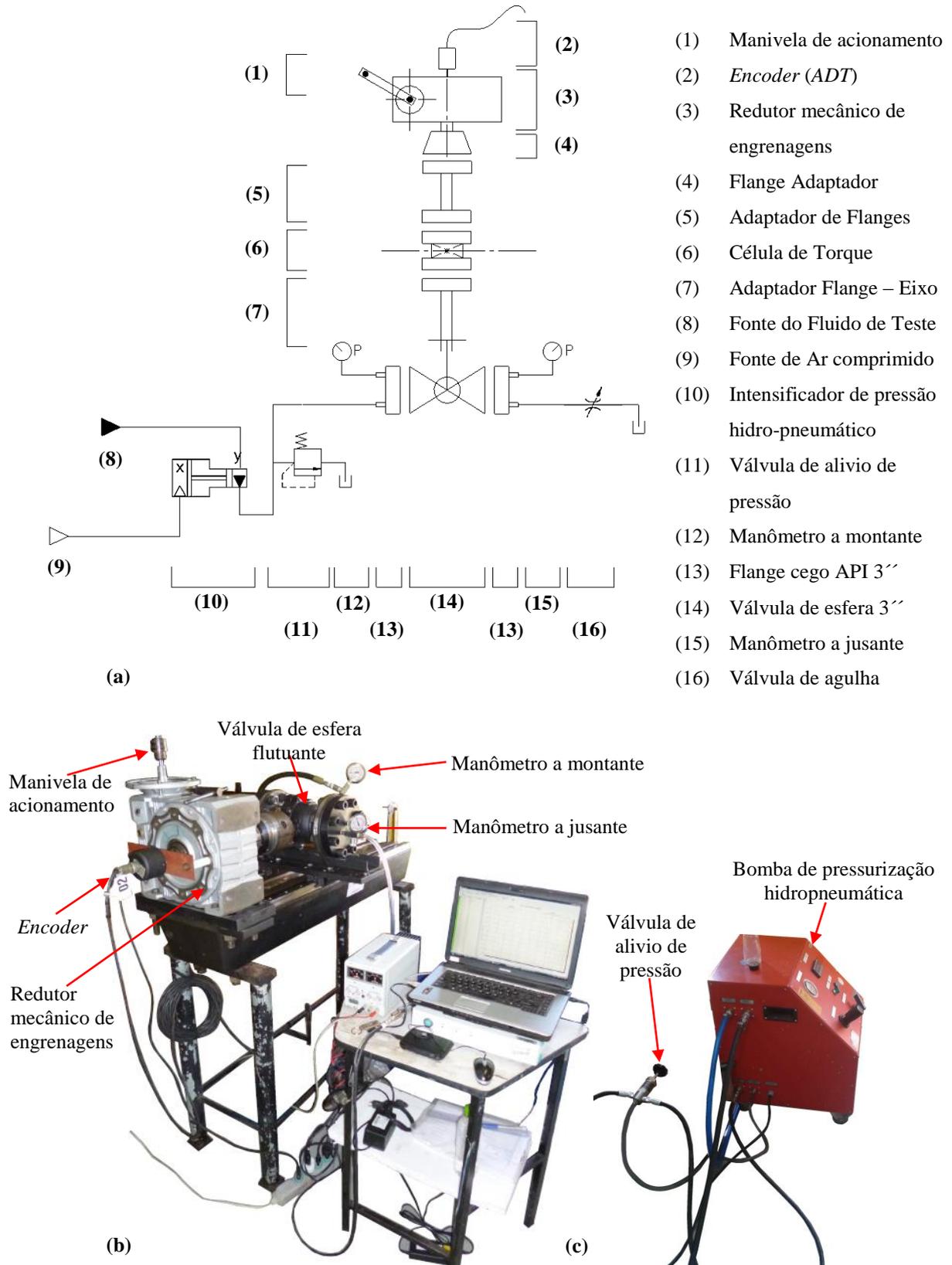
Sistema de acionamento: composto por um *reductor mecânico* para o acionamento manual através de *manivela* num lado do reductor e o sistema de *engate/acoplamento* ao eixo de acionamento da haste de válvula do outro lado, acoplado em série com uma *célula de medição de torque* (utilizada para medição e registro do torque de acionamento da válvula) e um *encoder* (utilizado para medição e registro do deslocamento angular do eixo da válvula).

Sistema de pressurização: composto por uma *bomba de pressurização hidropneumática (Booster)* a pistão, alimentada por uma *fonte de pressão pneumática* (ar comprimido), gerando pressão hidráulica no outro lado para pressurização da válvula, e instalada em série com uma *válvula de alívio de pressão* utilizada como sistema de segurança, prevenindo picos de pressão durante os ensaios de assinatura e como meio de fixar a pressão em um valor constante durante os ensaios. Uma *válvula de agulha*, instalada a jusante da válvula e conectada a uma *linha de dreno*, foi utilizada para o alívio da pressão a jusante de modo a identificar o fim da comunicação do fluido de teste coincidente com o fechamento da válvula, bem como também para a visualização de eventuais vazamentos. Medidores de pressão (Manômetros): utilizados para visualização imediata dos valores de pressão nos flanges a montante e a jusante da válvula.

Sistema de aquecimento: composto por uma *manta térmica* (resistência elétrica) utilizada para atingir temperaturas de ensaio. Termopares tipo J foram utilizados para monitorar e verificar temperaturas de ensaio no corpo da válvula e no fluido de teste.

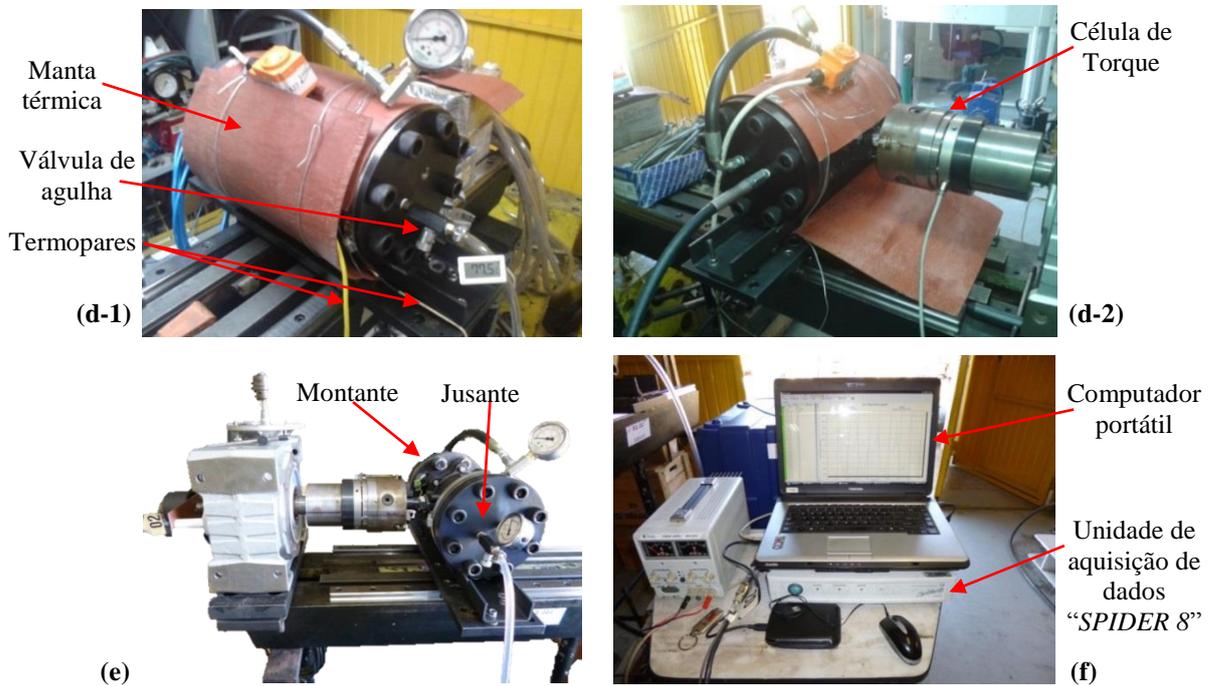
Sistema de aquisição de dados: composto por uma unidade de aquisição de dados “*SPIDER 8*”, por um computador portátil, junto ao software de aquisição de dados “*CatmanEasy*”. O sistema permitiu coletar e armazenar sinais das medidas dos diferentes sensores durante os ensaios (temperatura, pressão, torque e deslocamento angular do eixo).

**Figura 33 – Aparato de teste. (a) Layout do aparato de testes; (b) Aparato de testes de assinaturas de torque; (c) Sistema de pressurização; (d -1,2) Sistema de aquecimento; (e) Sistema de acionamento; (f) Sistema de aquisição.**



Fonte: O AUTOR (2018)

**Figura 33 – Aparato de teste. (a) Layout do aparato de testes; (b) Aparato de testes de assinaturas de torque; (c) Sistema de pressurização; (d -1,2) Sistema de aquecimento; (e) Sistema de acionamento; (f) Sistema de aquisição - (Continuação)**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação)

### 3.2.4 Parâmetros de teste e fatores controláveis

Como exposto na *Seção 2.4.3*, o torque de acionamento varia a cada posição angular da esfera e depende por sua vez de vários fatores relacionados com o projeto, fabricação e materiais, assim como também de fatores relacionados às condições de operação/serviço.

No entanto, na execução dos ensaios de assinatura de torque deste trabalho os fatores a serem investigados são os referentes unicamente a condições de operação: pressão e temperatura de trabalho (Tabela 4).

**Tabela 4 - Fatores controláveis adotados e seus respectivos intervalos de investigação.**

	Fatores controláveis	Intervalo de investigação
1	Pressão de trabalho [bar]	0 -100
2	Temperatura de trabalho [°C]	23 – 100

Fonte: O AUTOR (2018).

Os demais fatores, considerados não convenientes de alterar no estudo, foram mantidos constantes durante os testes nos valores apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Fatores mantidos constantes.

	Fatores mantidos constantes	Níveis fixos
3	Torque de aperto da porca da Haste (conformação das Gaxetas) [N.m]	32
4	Torque de aperto dos estojos de fechamento Corpo-Tampa (conformação das Sedes) [N.m]	46
5	Diâmetro Nominal [polegadas]	3
6	Material das Sedes	PTFE Reforçado <i>CompL</i>
7	Material das Gaxetas	Grafite com fios de <i>Inconel</i>
8	Fluido	Ar / Água
9	Velocidade de acionamento [%/s]	~3,91

Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.2.5 Procedimentos de ensaio

A sequência de operações para a obtenção das assinaturas de torque de acionamento das válvulas consistiu de:

- a) Montagem de válvula seguindo o procedimento recomendado pelo Fabricante e aplicando os torques de aperto/montagem recomendados por éste (ver *Seção 3.2.2.2*);
- b) Montagem da válvula na bancada de teste verificando o correto alinhamento do eixo (haste) da válvula com o eixo do sistema de acionamento; fixação da válvula na bancada e aperto do acoplamento haste/eixo de acionamento;
- c) Instalação de manta térmica ao redor da válvula cobrindo toda a superfície da mesma; instalação de termopares; ligação da resistência da manta térmica, regulagem de temperatura e tempo de estabilização desta, verificando o valor atingido mediante os termopares instalados;
- d) Estabelecimento da pressão de teste correspondente a montante da válvula;
- e) Executar o “amaciamento” do conjunto, executando 6 acionamentos completos (abertura e fechamento). Esta etapa faz-se necessária para homogeneizar a deformação inicial devido a conformação das vedações na montagem, e adaptar o conjunto as condições de teste;
- f) Levantamento de assinaturas, sob pressão e temperatura de teste correspondentes, mediante execução de 6 acionamentos completos vagarosamente, registrando assinaturas completas de abertura e fechamento;
- g) Repetir os passos anteriores empregando conjuntos de vedações novas para cada condição a ser analisada.

### 3.2.6 Planejamento dos ensaios

A Tabela 6 apresenta as diversas configurações dos testes, e os níveis em que os parâmetros foram variados.

**Tabela 6 – Tabela de ensaios.**

Testes	Torque de aperto das Gaxetas [N.m]	Torque de aperto das Sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Fluido	
1	32	0	23	0	Ar	
2	0	46	23	0	Ar	
3	32	46	23	0	Ar	
4	32	46	60	0	Ar	
5	32	46	23	8	Ar	
6	32	46	23	10	Ar	
7	32	46	23	51,1	Água	
8	32	46	23	78	Água	***
9	32	46	23	100	Água	***
10	32	46	60	100	Água	***

**Fonte:** O AUTOR (2018).

**\*\*\* Advertência:** Uma válvula de Classe 300, projetada para operar com uma pressão máxima admissível de 51,1 [bar] a temperatura ambiente (ver Seção 3.2.2.2), não deve ser testada nem operada em condições fora deste limite. Os testes apresentados em este trabalho foram efetuados sobre condições controladas, com a única finalidade de avaliar o efeito de condições fora da faixa nominal de operação, e não devem ser reproduzidos sem a expressa ciência dos riscos envolvidos.

### 3.3 CARACTERIZAÇÃO MECÂNICA DO MATERIAL DAS VEDAÇÕES

Nesta seção apresentam-se de forma sucinta os materiais e métodos utilizados na caracterização mecânica do material de construção das sedes de vedação do protótipo em análise.

A finalidade destes testes é a determinação da resposta mecânica do material das sedes de vedação, para permitir a compreensão do seu comportamento sob carregamento, e obter dados de tensão-deformação e propriedades mecânicas que permitam modelar posteriormente sua resposta.

Estes testes consistiram em ensaios de compressão uniaxial, executados para determinar as propriedades em compressão a temperatura ambiente e temperaturas elevadas do material das sedes das sedes de vedação (*PTFE CompL*), e foram conduzidos empregando como referência a norma ASTM D695: “*Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics*”. (AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS, 2015). Os testes foram realizados em amostras deste material, especialmente preparadas pelo fabricante na forma de corpos de prova padronizados de dimensões: Diâmetro=12,7 mm, Altura= 25,4 mm (Figura 34).

**Figura 34 - Corpos de prova padronizados; Material: *PTFE CompL*.**

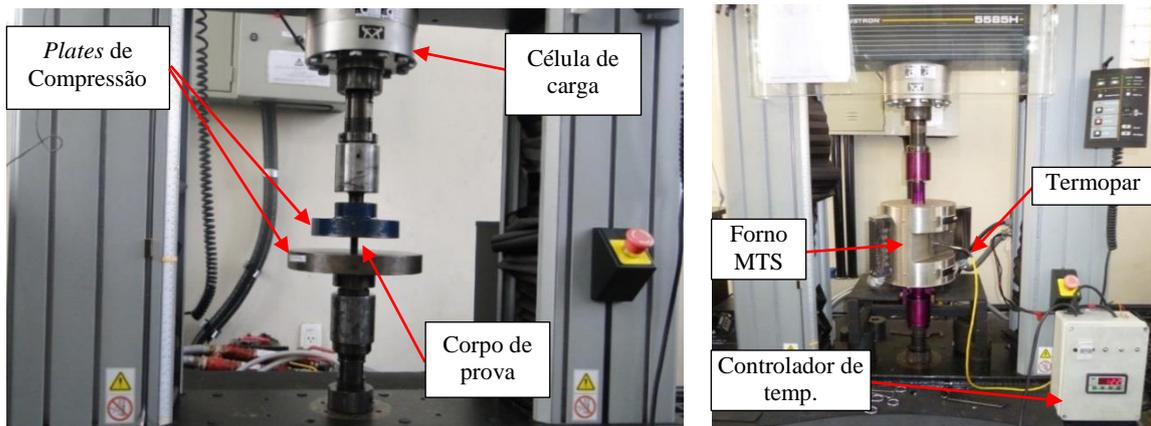


**Fonte:** O AUTOR (2018).

Para a execução dos testes foi empregada uma máquina de ensaios universal eletromecânica *Instron 5585H* (Figura 35-a). A aplicação de temperaturas elevadas de ensaio foi efetuada mediante utilização de um forno de altas temperaturas *MTS 652.01D* adaptado para a aplicação (Figura 35-b).

A taxa de deslocamento da máquina foi de 1,3 mm/min e a base de medida ( $L_0$ ) para determinação do alongamento foi de 25,4 mm. Do anterior resulta um taxa de deformação do ensaio sendo  $= v(t)/L_0 = (1,3 \text{ mm}/60 \text{ s.}) / 25,4 \text{ mm} = 0,00085 / \text{s.} = 8,5 \times 10^{-4} / \text{s.}$

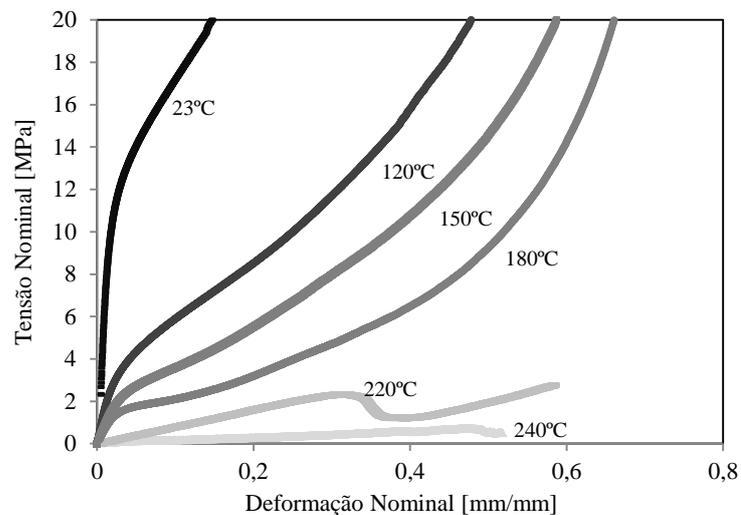
**Figura 35 - Máquina e dispositivos de ensaio.**



Fonte: O AUTOR (2018).

Amostras de PTFE *CompL* foram ensaiadas em 6 patamares de temperaturas ( 23, 120, 150, 180, 220, e 240 °C). A Figura 36 apresenta as curvas tensão-deformação nominal (ou de engenharia) obtidas. Os resultados obtidos a partir dos ensaios foram resumidos na Tabela 7.

**Figura 36 - Curvas tensão-deformação em diferentes temperaturas do PTFE *CompL* em compressão; taxa de deformação:  $8,5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ .**



Fonte: O AUTOR (2018).

**Tabela 7 – Resultados dos ensaios de compressão uniaxial de amostras de PTFE *CompL*.**

Temperatura [°C]	Módulo de Young $E$ [MPa]	Limite de Elástico $\sigma_y$ [MPa]	Limite de Ruptura [MPa]
23	938,65	10,22	n/a.
120	152,18	2,62	10,27
150	83,56	1,61	6,57
180	51,60	1,10	3,76
220	8,24	0,49	2,21
240	1,18	0,13	0,49

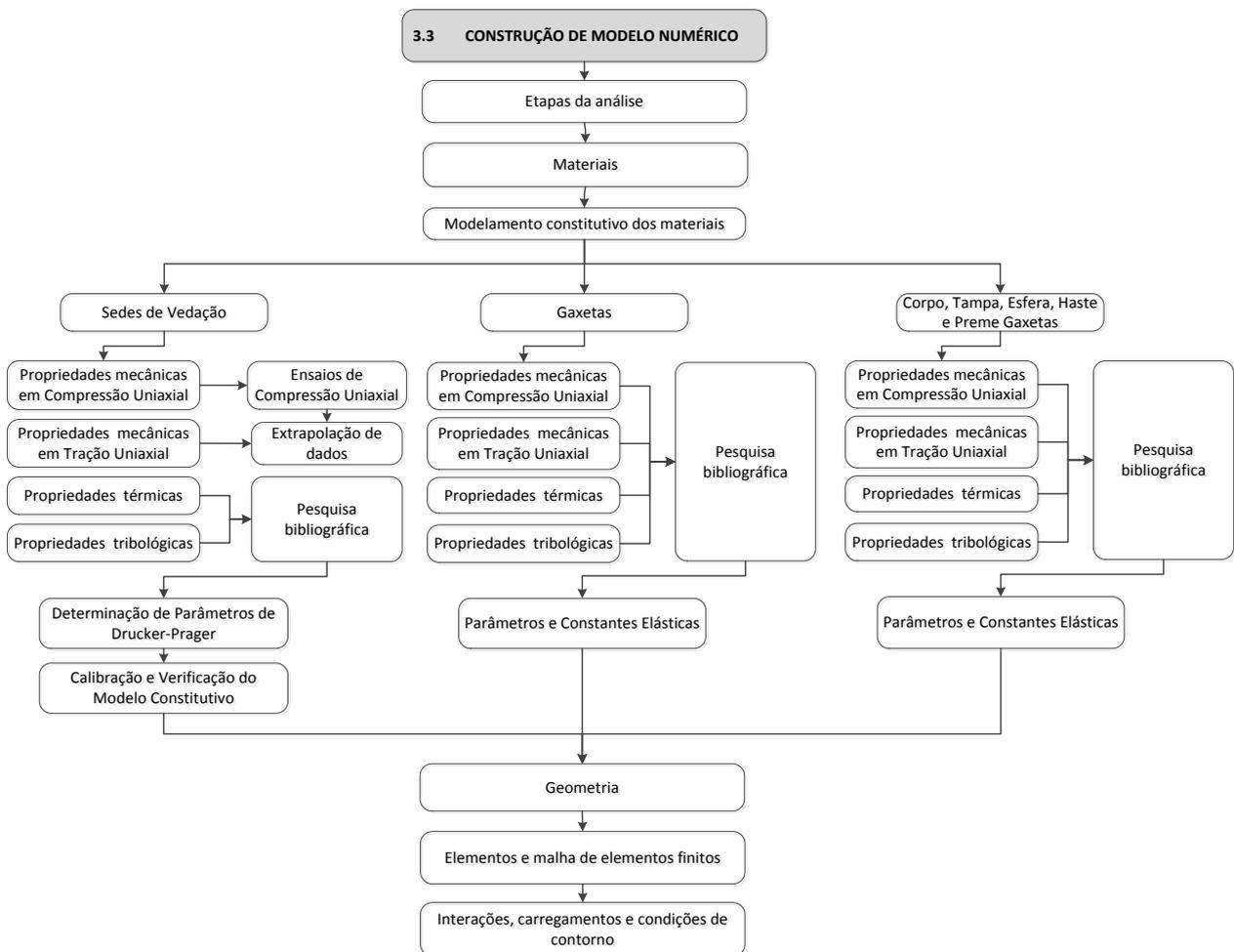
Fonte: O AUTOR (2018).

Referências: (n/d.): Valor não disponível

### 3.4 CONSTRUÇÃO DE MODELO NUMÉRICO

Esta seção trata do desenvolvimento de um modelo de elementos finitos do ciclo completo de abertura e fechamento de uma válvula de esfera flutuante utilizando o software comercial *ABAQUS*<sup>®</sup>. Este modelo servirá posteriormente como “modelo de referência ou de base” para a execução das análises apresentadas em este trabalho. O fluxograma da Figura 37 resume as etapas e atividades envolvidas na construção do modelo numérico. Nas subseções seguintes descreve-se sua construção e conteúdo.

**Figura 37 – Etapas e atividade envolvidas na construção do modelo numérico.**



Fonte: O AUTOR (2018).

#### 3.4.1 Etapas da análise

Para modelar o ciclo completo de abertura e fechamento da válvula a análise foi dividida em vários “steps” ou etapas, descritas na Tabela 8, compostas de análises elasto-plásticas estáticas e quase-estáticas e abarcando todas as etapas correspondentes ao processo de montagem da válvula em que são impostos carregamentos ou deslocamentos, assim como as etapas correspondentes ao efeito das condições de serviço e as condições correspondentes

às fases de abertura e fechamento da válvula. Para a resolução de todas as etapas da análise foi empregado o solver *ABAQUS / Standard*®.

**Tabela 8 – Etapas da análise de elementos finitos.**

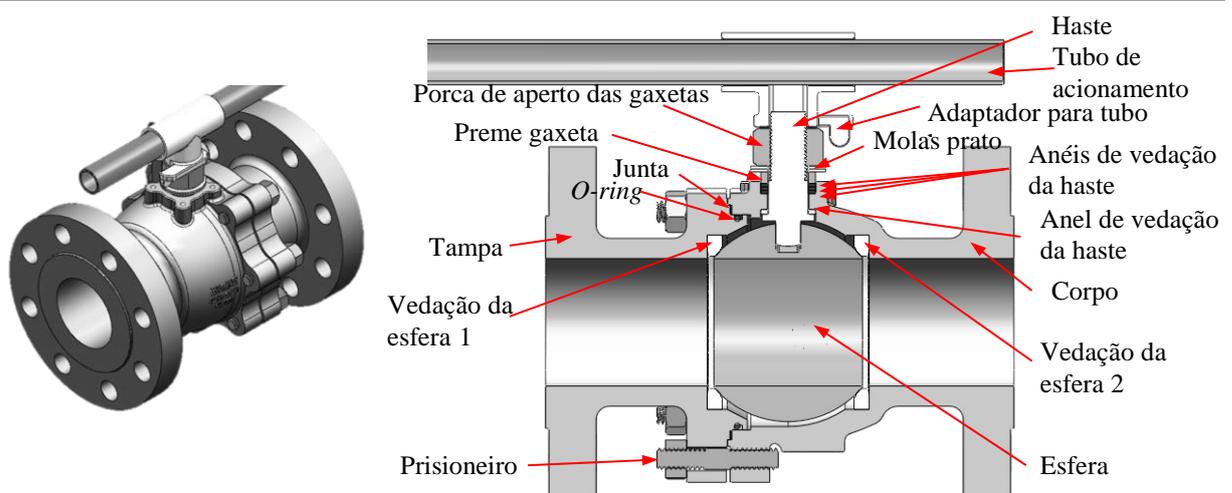
<i>Steps</i>	Identificação	Descrição	Geral / Etapas
<i>Step 1</i>	Aperto da porca da haste	Conformação das vedações da haste	Montagem completa da válvula
<i>Step 2</i>	Aperto das porcas de fechamento do corpo-tampa	Fechamento corpo-tampa/Conformação das sedes de vedação	
<i>Step 3</i>	Expansão Térmica	Aplicação de temperatura	Aplicação das condições de serviço (temperatura e pressão)
<i>Step 4</i>	Aplicação de Pressão interna	Pressão do fluido de operação	
<i>Step 5</i>	Relaxamento de tensões	Comportamento viscoplástico das vedações	Relaxamento de tensões
<i>Step 6 a 14</i>	Abertura 0 a 90 graus	Ciclo de abertura	Acionamento, com velocidade angular constante, em ângulos discretizados (as áreas sob pressão variam com a posição angular)
<i>Step 15 a 23</i>	Fechamento 90 a 0 graus	Ciclo de fechamento	

Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.2 Geometria

A geometria original da válvula analisada consiste de várias partes como mostrado na Figura 38.

**Figura 38 - Desenho em formato CAD; Válvula de esfera flutuante.**



Fonte: O AUTOR (2018), Adaptado de “MGA - Válvulas Industriais”.

Com a finalidade de efetuar análises de torque de acionamento é importante representar corretamente as geometrias diretamente envolvidas, tais como: as superfícies de contato, as

partes sob carregamento, as áreas/superfícies sob pressão, as partes submetidas à temperatura e as partes envolvidas no acionamento.

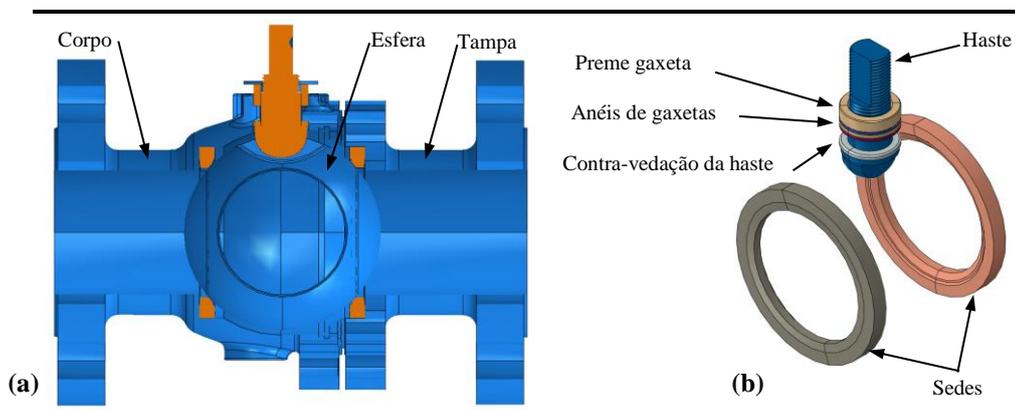
- Do conjunto completo, as partes julgadas relevantes para a análise foram: corpo, tampa, esfera, sedes de vedação, haste, anéis de gaxetas, contravedação da haste e preme gaxeta.
- Todos os prisioneiros, *o-rings*, juntas, porcas de aperto e tubo de acionamento foram removidos.
- Não foram efetuadas alterações ou simplificações na geometria das sedes de vedação
- Não foram utilizadas condições de simetria.

### 3.4.2.1 Aperfeiçoamento e simplificação do modelo numérico

Uma comparação das propriedades dos materiais componentes da válvula mostra que existe tanto uma grande diferença de rigidezes como também uma apreciável diferença de coeficientes de dilatação térmica entre as peças de aço e os materiais das vedações. Esta apreciável diferença de propriedades possibilita, para a presente análise com foco na determinação de assinaturas do torque, considerar o corpo, tampa e esfera como corpos rígidos (não deformáveis) desconsiderando suas deformações a respeito das deformações a que serão submetidas as vedações. Esta simplificação adotada não apresenta influência significativa na resposta de torque de acionamento e tem como vantagem a diminuição do custo computacional das análises. As demais peças de aço - haste e preme gaxetas - foram mantidas convenientemente como sólidos deformáveis, desde que sofrem deformação considerável por estarem diretamente envolvidas com a transmissão do torque de acionamento, e/ou por formar parte de superfícies de vedação e de contato relevantes.

Na Figura 39 são apresentadas as partes incluídas no modelo de EF.

**Figura 39 - (a) Desenhos CAD/CAE considerando corpo, tampa e esfera como corpos rígidos não deformáveis (geometria simplificada); (b) Partes da válvula modeladas como sólidos deformáveis.**



Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.3 Materiais

A definição das propriedades de cada material é efetuada a partir da escolha e especificação dos comportamentos característicos que representam suas respostas; o que se conhece comumente como “modelamento constitutivo do material”. No presente trabalho, diferentes modelos constitutivos foram empregados para modelar as propriedades dos diferentes materiais.

### 3.4.4 Modelo constitutivo dos materiais da haste e preme gaxeta

A haste e preme-gaxetas – ambas constituídas por diferentes tipos de aços – foram modeladas empregando *modelos isotrópicos elasto-plásticos perfeitos* (“*perfect plasticity*”). As constantes elásticas e plásticas que devem ser especificadas, assim como as propriedades para caracterizar os efeitos do contato entre partes e os efeitos da temperatura, são apresentados na Tabela 9.

**Tabela 9 - Propriedades lineares dos componentes de aço da válvula.**

Partes	Materiais	$E$ [MPa]	$\sigma_Y$ [MPa]	$\nu$	$\mu_s$	$\lambda$ [W/m <sup>o</sup> K]	$\alpha$ [ <sup>o</sup> C]
Haste, Preme_gaxeta	ASTM A 276 - AISI 410	200000	550	0,29	0,18 (aço - aço)	24,9	9,9 x 10 <sup>-6</sup>

**Fonte:** O AUTOR (2018); Extraído de ASME Boiler & Pressure Vessel Code, Section II, Part D (2010).

Onde:

$E$	Modulo de <i>Young</i> ;
$\sigma_Y$	Limite elástico;
$\nu$	Coefficiente de <i>Poisson</i> ;
$\mu_s$	Coefficiente de atrito estático;
$\lambda$	Condutividade térmica;
$\alpha$	Coefficiente de expansão térmica linear.

### 3.4.5 Modelo constitutivo dos anéis de gaxetas e contravedação da haste

Os materiais que conformam estas partes da válvula foram também modelados empregando *modelos isotrópicos elasto-plásticos perfeitos*. Desde que se trata de componentes que são carregadas em espaços confinados (compressão volumétrica), os efeitos do relaxamento de tensões e da fluência podem ser desconsiderados. As constantes elásticas e plásticas que devem ser especificadas, assim como as propriedades térmicas e tribológicas requeridas para as análises são apresentadas na Tabela 10.

**Tabela 10 - Propriedades lineares dos materiais das vedações da haste.**

Partes	Materiais	$E$ [MPa]	$\sigma_Y$ [MPa]	$\nu$	$\mu_s$	$\lambda$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha$ [°C]
Anel de vedação da Haste	PTFE Reforçado - <i>CompL</i>	938,65	10,22	0,46	0,025 (ptfe - aço)	0,24	125 x 10 <sup>-6</sup>
Anéis de Gaxetas	Grafite Flexível com fios de <i>Inconel</i>	186	4	0,285	0,2 (grafite-aço)	5	27 x 10 <sup>-6</sup>

Fonte: O AUTOR (2018); Extraído de ARGÜELLO (2014).

### 3.4.6 Modelo constitutivo das sedes de vedação

Por outra parte, ao modelar as sedes de vedação, uma abordagem diferente deve ser considerada. Como foi anteriormente exposto, o PTFE exibe uma resposta não-linear complexa quando sujeito a cargas que, assim como outros polímeros termoplásticos, dependente da taxa de deformação, da temperatura, das tensões hidrostáticas e do tempo sob carregamento (BERGSTRÖM e HILBERT, 2005) (Figura 26-a,b,c). Ao modelar as sedes de vedação, desde que se trata de vedações não completamente contidas, o efeito de suas propriedades visco-elastoplásticas deve ser levado em conta. Das classes de modelos constitutivos expostos na *Seção 2.13*, o *modelo de plasticidade de Drucker-Prager Linear* - disponível em *ABAQUS* - será empregado para modelar o comportamento das sedes de vedação poliméricas.

#### 3.4.6.1 Determinação dos parâmetros do modelo Drucker-Prager

Os parâmetros  $\mu$ ,  $\psi$ , e  $K$  do modelo *Drucker-Prager Linear* foram determinados empregando o procedimento descrito em “*Manual for the calculation of elastic-plastic materials models parameters*” (NATIONAL PHYSICAL LABORATORY - NPL, 2007). Para este modelo em particular são requeridos testes e análise de dados sobre dois estados de tensão diferentes, na mesma taxa de deformação.

Na presente análise, foram utilizados dados de compressão uniaxial provenientes de ensaios efetuados pelo Autor (ARGÜELLO, 2014) e apresentados previamente na Figura 36 da *Seção 3.3*; e dados de tração uniaxial adaptados a partir de dados de teste disponíveis em publicações e textos acadêmicos para o PTFE “*Teflon®*” (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013; RAE e DATTELBAUM, 2004).

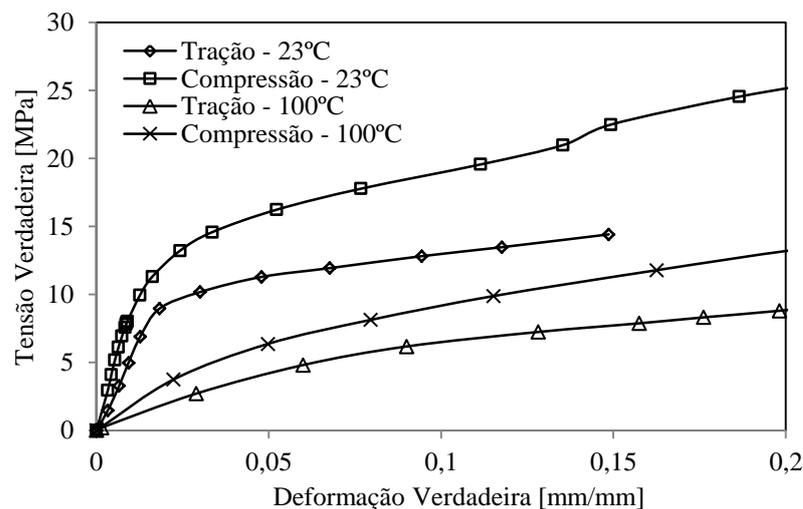
##### 3.4.6.1.1 Cálculo de dados

Como mencionado anteriormente na *Seção 2.13.1*, os modelos elásto-plásticos em sistemas de EF requerem dados sobre a forma de constantes elásticas para descrever o

comportamento elástico (*linear*), e parâmetros que descrevem os comportamentos de escoamento, de encruamento e de fluxo, para descrever o comportamento plástico (*não linear*).

Os dados obtidos a partir das medições nos testes de tração e compressão são valores nominais (ou de engenharia), onde as tensões e deformações foram calculadas utilizando as dimensões iniciais de amostras. Para o cálculo dos parâmetros do modelo, estes dados devem ser primeiramente convertidos na forma de tensões e deformações verdadeiras (NATIONAL PHYSICAL LABORATORY - NPL, 2007). O gráfico da Figura 40 apresenta as curvas tensão verdadeira - deformação verdadeira em tração e compressão obtidas da análise dos dados experimentais.

**Figura 40: Curvas tensão-deformação em tração e compressão uniaxial, para o PTFE *Compl*; taxa de deformação:  $8,5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ .**



Fonte: O AUTOR (2018).

#### 3.4.6.1.2 Constantes elásticas

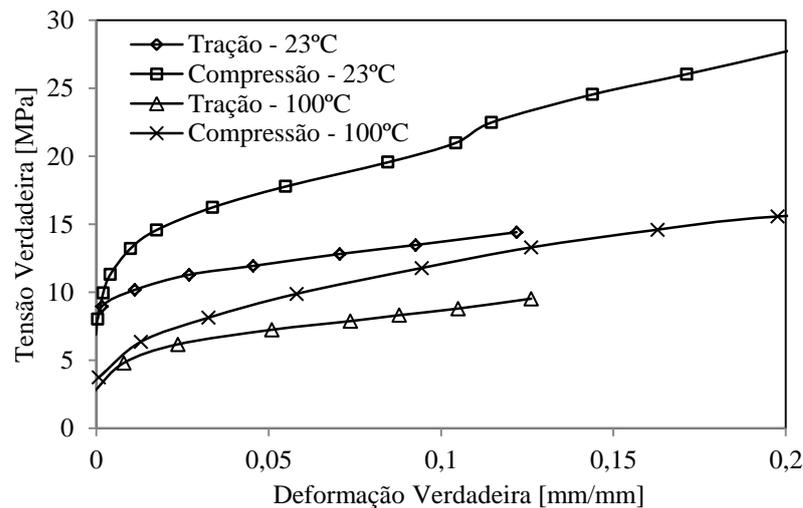
As constantes elásticas que devem ser especificadas são o *módulo de Young* “ $E$ ”, e a *componente elástica do coeficiente de Poisson* “ $\nu$ ”. Valores para o módulo de Young foram calculados a partir das inclinações de regressão na região linear. Logo, a componente elástica do coeficiente de Poisson (determinável como a razão entre a deformação transversal e a deformação longitudinal) não foi calculada. De acordo com a DUPONT FLUOROPRODUCTS (2013) o PTFE sólido possui um coef. de Poisson de 0,46 a 23°C e se aproxima ao valor limite de 0,5 com o incremento da temperatura. As propriedades elásticas lineares, junto as propriedades térmicas e tribológicas necessárias para as análises são apresentadas adiante na Tabela 12.

### 3.4.6.1.3 Funções de encruamento da deformação

Uma função de encruamento da deformação “ $\sigma(\epsilon^P)$ ” é obtida a partir de uma curva tensão-deformação subtraindo ponto a ponto a componente elástica de deformação instantânea da deformação total instantânea.

Como mostram os gráficos da Figura 6 do referencial teórico, as curvas tensão-deformação do PTFE (assim como outros termoplásticos) mudam com a taxa de deformação, resultando em diferentes curvas de encruamento para cada taxa de deformação. Para a presente análise foi assumida uma taxa média de deformação e por tanto, a partir de cada par único de curvas tensão – deformação (tração e compressão) para cada temperatura da Figura 40, são obtidos pares únicos de curvas de encruamento (Figura 41).

**Figura 41 – Curvas de encruamento em compressão e tração uniaxial, para o PTFE *Compl*; taxa de deformação:  $8,5 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$ .**



Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.6.1.4 Parâmetro de sensibilidade à tensão hidrostática $\mu = \tan \beta$

Este parâmetro - correspondente ao modelo de Drucker-Prager Linear (ver Equação 8 e Equação 9) - é determinado a partir de pares de tensões de escoamento referentes a dois diferentes estados de tensão na mesma taxa de deformação e na mesma temperatura, utilizando a Equação 12, Equação 13, ou Equação 14 dependendo dos testes escolhidos. Em nosso caso será empregada a Equação 14, partindo de dados de tração uniaxial e compressão uniaxial.

As tensões de escoamento -  $\sigma_C$  e  $\sigma_T$  - a serem empregadas para o cálculo de  $\mu$  devem ser tensões equivalentes; isto é, correspondentes com a mesma deformação plástica efetiva  $\epsilon^P_e$

(DEAN e CROCKER, 2001). De acordo com o NPL (2007), dita equivalência se cumpre quando o *trabalho plástico efetivo* para estas tensões de escoamento for igual; é dizer que:

$$\sigma_T * \varepsilon_T^P = \sigma_C * \varepsilon_C^P \quad (\text{Equação 26})$$

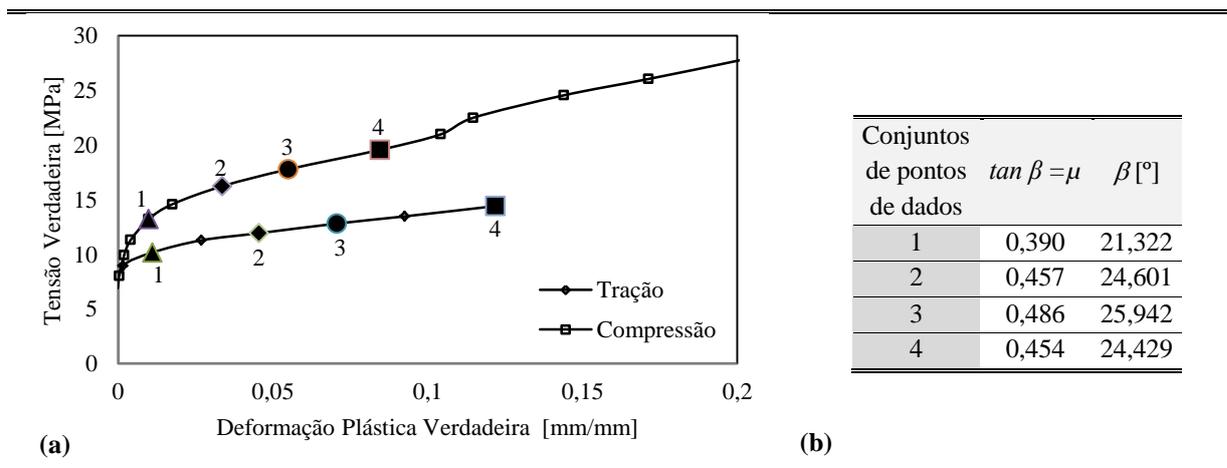
Calculando e comparando estas quantidades  $\sigma_T * \varepsilon_T^P$  e  $\sigma_C * \varepsilon_C^P$  (ver Tabela 11) para os pontos de dados das curvas de encruamento de tração e compressão uniaxial da Figura 41, foram obtidos 4 pares de pontos de dados equivalentes / tensões de escoamento equivalentes (Figura 42-a).

**Tabela 11 - Pontos de dados equivalentes.**

	Tração	Compressão
	Tensão verdadeira [Mpa] x Deformação plástica verdadeira [mm/mm]	Tensão verdadeira [Mpa] x Deformação plástica verdadeira [mm/mm]
		2,579
1	1,757	2,186
	1,247	1,654
2	0,904	0,976
3	0,542	0,546
	0,303	0,255
4	0,113	0,130
	0,014	0,045

Fonte: O AUTOR (2018).

**Figura 42 – a) Pontos de dados equivalentes; b) Parâmetros de sensibilidade à tensão hidrostática  $\mu = \tan \beta$ .**



Fonte: O AUTOR (2018).

Como evidenciado na Figura 42-b, o valor dos parâmetros calculados varia dependendo do par de tensões de escoamento equivalentes utilizadas. Assim o valor de  $\beta$  a ser empregado deve ser aquele que melhor represente o comportamento experimental observado do material.

#### 3.4.6.1.5 Parâmetro de fluxo $\mu' = \tan \psi$

O cálculo do parâmetro de fluxo requer o conhecimento do valor medido da componente plástica do coeficiente de Poisson  $\nu^p$  para a mesma deformação plástica efetiva correspondente às tensões equivalentes utilizadas no cálculo de  $\beta$ , e utilizando a Equação 23. No presente estudo não foi medido o coeficiente de Poisson, portanto foi somente feita uma estimativa a partir de dados de ensaios recolhidos da literatura. Assumindo um valor de  $\nu^p = 0,35$  obtém-se:

$$\mu' = 3(1-2 \times 0,35) / 2(1+0,35) = 0,32 \quad (\text{Equação 27})$$

e portanto,

$$\psi = 17,82 [^\circ] \quad (\text{Equação 28})$$

#### 3.4.6.1.6 Parâmetro $K$

O parâmetro  $K$  (ou “*Flow Stress Ratio*”) é uma medida da relação entre a tensão de escoamento em tração triaxial e a tensão de escoamento em compressão triaxial. Seu valor é tipicamente 1.

Finalmente na Tabela 12 apresentam-se os valores dos parâmetros do *modelo de plasticidade de Drucker-Prager* que foram determinados para o material das sedes nas diferentes condições de temperatura em análise. Estes foram obtidos empregando a mesma metodologia anteriormente descrita, e baseados em dados do material a partir de ensaios experimentais já mencionados anteriormente no início desta seção (*Seção 3.4.6.1 - Determinação dos parâmetros do modelo Drucker-Prager*).

**Tabela 12 - Propriedades elásticas lineares, térmicas e tribológicas do PTFE; e parâmetros para o modelo de D-P Linear.**

Materiais	$E$ [MPa]	$\nu^e$	$\mu_s$	$\lambda$ [W/m <sup>2</sup> K]	$\alpha$ [ <sup>o</sup> C]	$\beta$ [°]	$K$	$\psi$ [°]
PTFE CompL – 23°C	938,65	0,46	0,025 (ptfe - aço)	0,24	125 x 10 <sup>-6</sup>	25,94	1	17,82
PTFE CompL – 60°C	376,58	0,465	0,025 (ptfe - aço)	0,24	125 x 10 <sup>-6</sup>	19,48	1	13,97
PTFE CompL – 100°C	172,78	0,47	0,025 (ptfe - aço)	0,24	125 x 10 <sup>-6</sup>	18,72	1	12,5

Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.6.2 Determinação dos parâmetros do modelo Power Law

Para incluir no modelo a representação dos fenômenos de relaxamento de tensões e fluência, e representar as propriedades viscoplásticas das vedações, foi utilizada a formulação tempo-encruamento do modelo “Power Law”. Os parâmetros  $A$ ,  $n$ , e  $m$  deste modelo foram determinados através do procedimento de ajuste de dados exposto por MAY, GORDON e SEGLETES (2013) em “*The application of the Norton-Bailey law for creep prediction through power-law regression*”, juntamente com dados de ensaios de fluência disponíveis em “*PTFE Properties Manual Handbook*” (Figura 7, Seção 2.3 do Referencial Teórico) (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

#### Análise de regressão:

Este procedimento baseia-se em análises de regressão não lineares do tipo “ajuste de curvas”. A análise de regressão fornece um método pelo qual podem ser calculadas as constantes que permitem que uma determinada função (em este caso uma “lei de fluência”) corresponda aos dados dos experimentos.

O modelo *Power-Law* disponível em *Abaqus* tem a expressão geral apresentada na Equação 29.

$$\dot{\varepsilon}^{cr} = A * \bar{\sigma}^n * t^m \quad (\text{Equação 29})$$

Onde:

$\dot{\varepsilon}^{cr}$ : Taxa de deformação uniaxial de fluência equivalente;

$\bar{\sigma}$ : Tensão de fluência equivalente;

$t$ : Tempo total;

$A$ : Constante de fluência [ $s^{-1}/MPa^n$ ];

$n$ : Ordem da tensão equivalente de fluência;

$m$ : Ordem de Tempo.

Se esta expressão (Equação 29) é integrada a respeito do tempo, obtém-se como resultado a *deformação de fluência*:

$$\varepsilon^{cr} = \int \dot{\varepsilon}^{cr} * dt = \int A * \bar{\sigma}^n * t^m * dt =$$

$$\varepsilon^{cr} = \frac{A}{(m + 1)} * \bar{\sigma}^n * t^{m+1} \quad (\text{Equação 30})$$

Assumindo a separabilidade das variáveis de dita equação como  $\varepsilon = g(\sigma)h(t)$ , podemos aplicar análises de regressão separadamente aos termos da mesma (análises de regressão bivariada), e determinar valores de parâmetros  $A$ ,  $n$  e  $m$  que ajustam às *curvas/dados de deformação de fluência vs. tempo experimentais*. A determinação de parâmetros foi realizada a partir de dados de ensaios de fluência disponíveis em “*PTFE Properties Manual Handbook*” (Figura 7 do *Referencial Teórico*), através do ajuste de leis de potências do tipo “ $y = B * x^C$ ” para cada nível de tensão e para cada nível de tempo, mediante o emprego da ferramenta de ajuste/regressão de curvas do *Excel*.

Devemos ter em conta que, igualmente à resposta tensão-deformação, o comportamento de fluência do material também varia em função da temperatura e por tanto os parâmetros  $A$ ,  $n$  e  $m$  devem ser determinados para as diferentes condições de temperatura em análise. A Tabela 13 resume todos os parâmetros determinados empregando a metodologia anteriormente descrita.

**Tabela 13. Parâmetros utilizados para o modelo de fluência “Power Law”.**

Material	$A$	$n$	$m$
<i>PTFE</i> – 23°C	4,06E-6	1,815	-0,781
<i>PTFE</i> – 60°C	2,20E-5	1,581	-0,766*
<i>PTFE</i> – 100°C	4,05E-05	1,347	-0,751

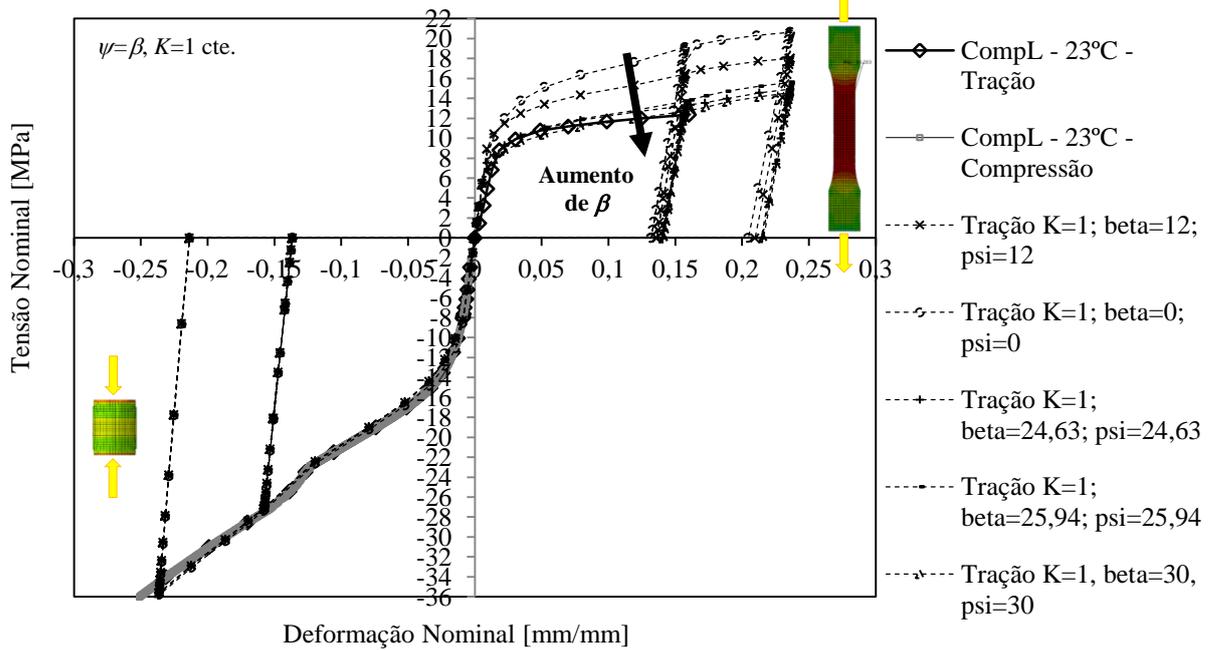
**Fonte:** O AUTOR (2018);

\*Obs: Valores médios das constantes para a condição 60°C; curva de fluência do material não disponível para dita condição.

### 3.4.6.3 Testes de calibração e validação do modelo constitutivo

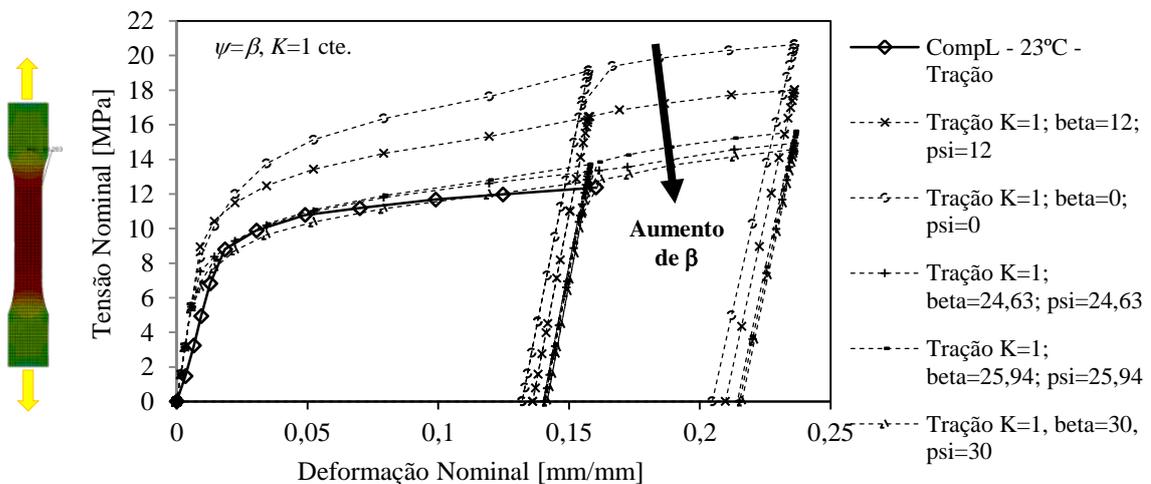
Como exposto anteriormente na *Seção 2.13.4 do Referencial Teórico*, testes de calibração são efetuados com a finalidade de validar a configuração do modelo numérico constitutivo. Primeiramente, a Figura 43 e Figura 44 apresentam a resposta tensão-deformação do modelo empregado em testes numéricos (de EF) de tração e compressão uniaxial (baseados nas normas ASTM D695 – “*Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics*” e ASTM D638 – “*Standard Test Method for Tensile Properties of Plastics*”) para calibração ao respeito dos dados experimentais.

Figura 43 - Curvas tensão-deformação nominal em tração e compressão uniaxial do PTFE *CompL* – Testes de calibração.



Fonte: O AUTOR (2018).

Figura 44 - Curvas tensão-deformação nominal em tração uniaxial - PTFE *CompL* – Testes de calibração.



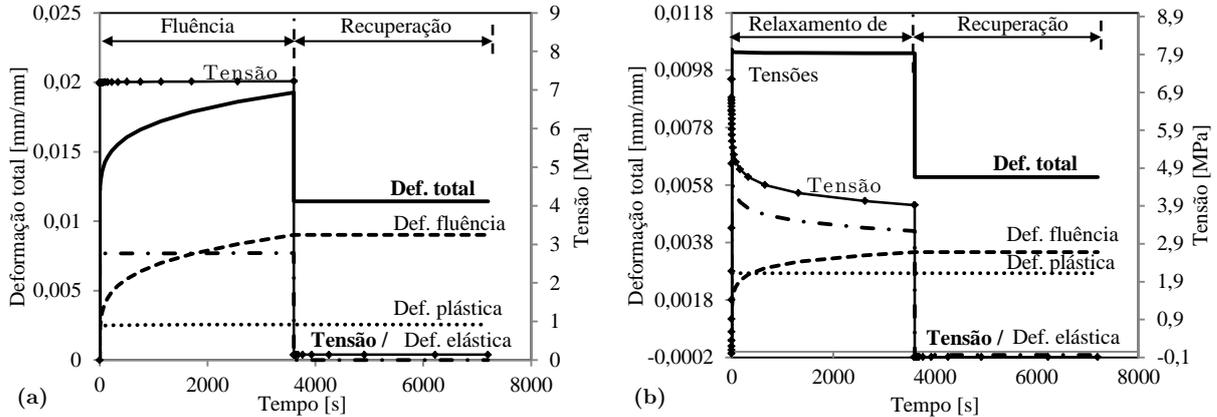
Fonte: O AUTOR (2018).

Estas gráficas mostram previsões obtidas com diferentes parâmetros de *Drucker-Prager* desde  $\beta = \psi = 0$  (correspondente com o modelo de *Von Mises*, de encruamento isotrópico) até  $\beta = \psi = 30$  (encruamento não isotrópico), evidenciando que as previsões de tensão-deformação com  $\beta \sim 25$  são mais consistentes com os valores experimentais para o material em análise (PTFE *CompL*).

Logo, a Figura 45 apresenta ambas as respostas de deformação verdadeira vs. tempo e tensão verdadeira vs. tempo do modelo calibrado para o material em análise, em teste de *EF*

de *Fluência-Recuperação* (Figura 45-a) e em teste de *EF de Relaxamento de tensões-Recuperação* (Figura 45-b), sob compressão uniaxial.

**Figura 45 – (a) Teste de fluência-recuperação sob compressão uniaxial; (b) Teste de relaxamento de tensões-recuperação sob compressão uniaxial. – Modelo D-P plasticity + Modelo D-P Creep; Lei de fluência: *time-hardening*; Tempo de fluência: 3600 s.**



Fonte: O AUTOR (2018).

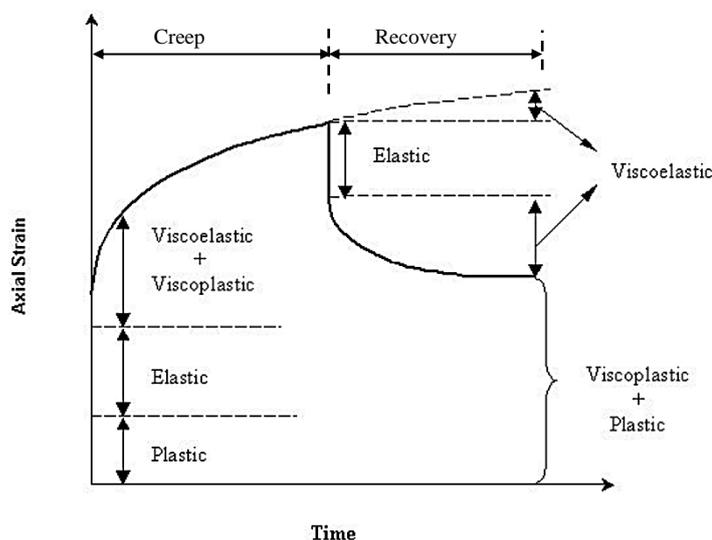
Igualmente a como foi expresso por BAK (2015), em uma *análise de fluência pura* (parte de Fluência da Figura 45-a) a carga/tensão permanece constante no tempo, enquanto a deformação total aumenta ao longo do tempo composta por uma deformação elástica constante (a qual está diretamente relacionada à tensão e permanece constante uma vez que a tensão é constante), mais a deformação plástica inicial, mais uma deformação de fluência crescente ao longo do tempo ( $\epsilon_{total} = \epsilon_{elástica} + \epsilon_{plástica} + \epsilon_{fluência}$ ).

Logo, ao efetuar uma *análise de relaxamento de tensões pura* (parte de Relaxação da Figura 45-b) o deslocamento aplicado é mantido constante no tempo, enquanto a tensão diminui ao longo do tempo. Uma vez que o deslocamento é fixado após aplicada a carga, a deformação total não pode mudar. Desde que a deformação de fluência está sendo acumulada ao longo do tempo e a deformação plástica inicial se mantém constante, a deformação elástica (novamente, diretamente relacionada à tensão) deve diminuir, resultando em diminuição da tensão e causando o relaxamento da tensão.

Comparando a resposta obtida de fluência-recuperação da Figura 45-a com a resposta típica do teste de fluência-recuperação para materiais visco-elastoplásticos mostrada na Figura 46 (ZHAO, 2002), pode-se apreciar que ao utilizar uma abordagem baseada no *modelo constitutivo de fluência* – no nosso caso: modelos *Drucker-Prager Plasticity + Drucker-Prager Creep* - durante a recuperação, apenas as respostas *elastoplástica* e *viscoplástica* (*deformações elásticas e plásticas tempo-independentes + deformações inelásticas tempo-dependentes*) serão modeladas, desconsiderando a resposta de *recuperação viscoelástica*

(*recuperação elástica tempo-dependente*) do material. Tal simplificação foi adotada uma vez que a implementação simultânea de modelos elastoplásticos, viscoelásticos e viscoplásticos incorporados no software *Abaqus* não está disponível.

**Figura 46 – Esquemático do teste de fluência-recuperação.**



Fonte: ZHAO (2002).

### 3.4.7 Elementos e malha de elementos finitos

Há vários fatores a serem considerados ao gerar ou construir a malha de elementos finitos de uma geometria, como ser o tipo de elemento, a densidade de malha, etc. A escolha dos elementos pode influenciar grandemente os resultados obtidos a partir de uma análise.

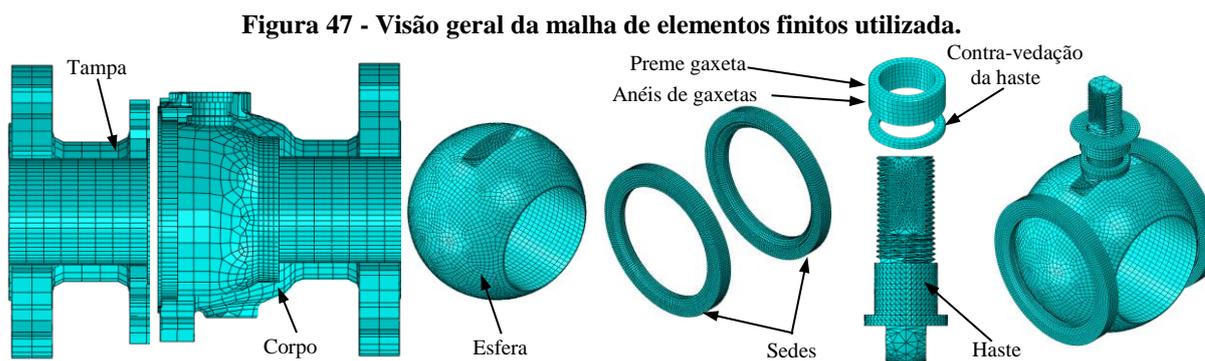
Na construção da malha de elementos finitos para esta análise em particular, apresentada na Figura 47, os anéis de gaxetas da haste, a contravedação da haste, e as sedes de vedação foram modeladas com elementos sólidos deformáveis de formato hexaédrico, interpolação linear, 8 nós e com integração reduzida C3D8R. Elementos hexaédricos fornecem melhor desempenho em problemas lineares e não lineares complexos envolvendo plasticidade, grandes deformações e materiais quase incompressíveis; e têm uma melhor taxa de convergência comparados a elementos tetraédricos. (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP., 2013). Logo, elementos contínuos de primeira ordem são recomendados em análises não-lineares e que envolvem múltiplas condições de contato. Elementos de segunda ordem fornecem maior precisão do que os elementos de primeira ordem, porém têm um maior custo computacional.

A geometria da haste foi modelada com elementos sólidos deformáveis de formato tetragonal, interpolação linear e de 4 nós, C3D4. Elementos tetragonais foram empregados

pela dificuldade de geração de uma malha adequada a partir da geometria da haste, desde que dita escolha não alterasse a precisão das predições de tensão e deformação de interesse. Finalmente as partes não deformáveis (corpos rígidos) foram modeladas com elementos rígidos bidimensionais, de formatos quadrilátero e triangular, de interpolação linear, R3D4 e R3D3.

A seleção da densidade da malha, isto é, o número (e portanto, o tamanho) dos elementos utilizados na malha deve considerar: Se forem requeridas apenas predições força / deslocamento, o refinamento da malha não alterará as predições. Por outro lado, predições de tensão / deformação requererão refinamento da malha, já que estas podem apresentar grande variação devido a singularidades em regiões de concentração da deformação (ou tensão) (DEAN e CROCKER, 2001).

A malha final resultante consiste de 68.337 elementos. Na Figura 47 apresenta-se a visão geral da malha de elementos finitos empregada nas análises.



Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.8 Interações, carregamentos e condições de contorno

Diversas interações, carregamentos e condições de contorno foram prescritas no modelo para:

- Fixação do modelo no espaço tridimensional.
- Restrições de movimentos gerais;
- Interações de contato entre as partes do modelo;
- Aplicação de forças de aperto e deslocamentos das partes durante a montagem;
- Aplicação de temperatura;
- Aplicação de pressões do fluido nas superfícies internas;
- Acionamento de abertura e fechamento.

As interações, condições de contorno e os carregamentos precisam ser aplicados cuidadosamente para duplicar o mais próximo possível a situação real.

### 3.4.8.1 Interações

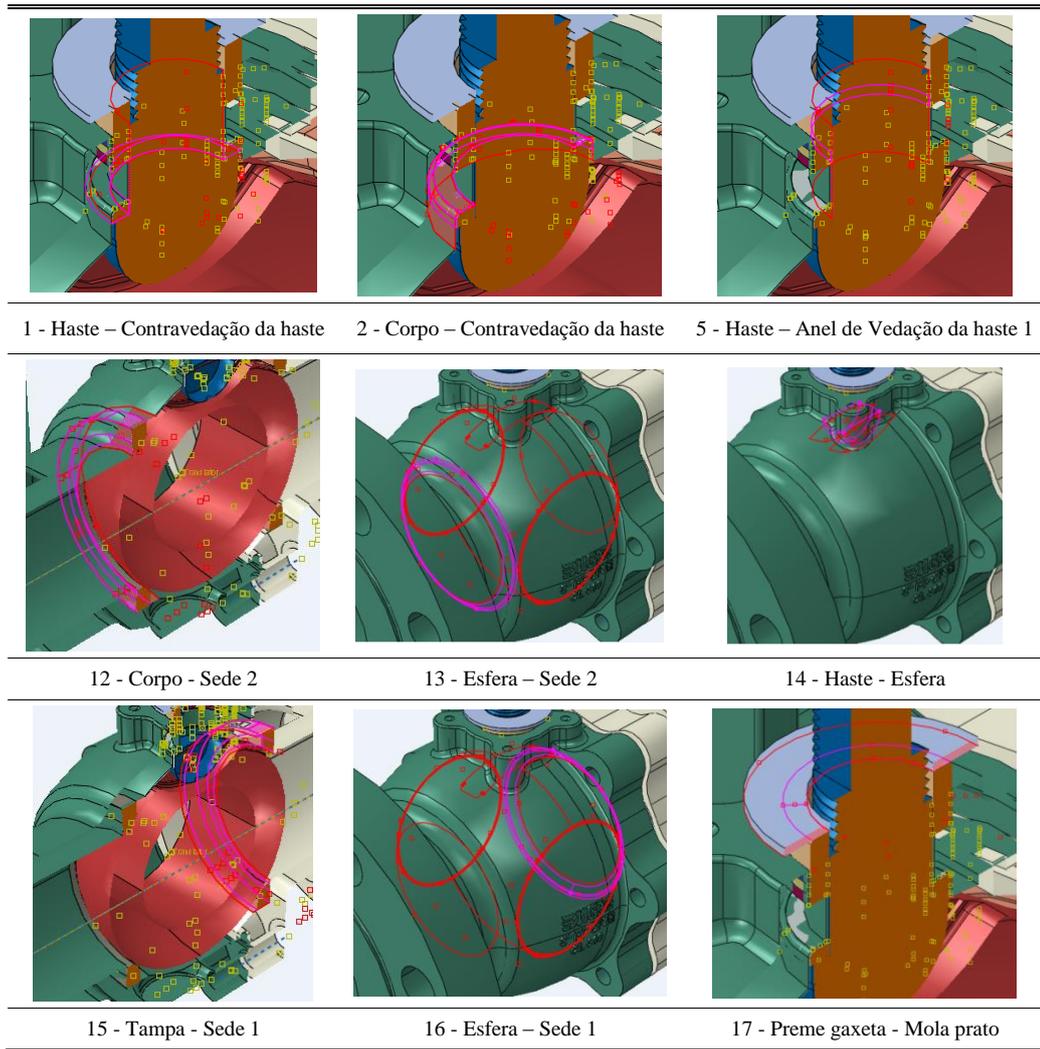
As interações de contato entre superfícies adjacentes de peças do conjunto foram modeladas empregando a formulação de tipo de contato “*Surface-to-Surface (Standard)*” e utilizando os correspondentes coeficientes de atrito aplicáveis a cada par de contatos. Em um par de contatos, uma superfície é a superfície mestre e a outra é a superfície escrava. Em geral, a superfície com maior módulo de *Young* deve agir como uma superfície mestre. Na Tabela 14 listam-se os pares de contato *Master-Slave* configurados para o modelo. A Figura 48 mostra exemplos dos pares de contato do modelo.

**Tabela 14 - Pares de contato configurados.**

Pares de Contato “ <i>Master – Slave</i> ”	<i>Friction Formulation</i>	Coefficiente de atrito $\mu_s$
1 Haste – Contravedação da haste	<i>Penalty</i>	0,025
2 Corpo – Contravedação da haste	<i>Penalty</i>	0,025
3 Anel de Vedação da haste 1 - Anel de Vedação da haste 2	<i>Penalty</i>	0,2
4 Anel de Vedação da haste 3 - Anel de Vedação da haste 2	<i>Penalty</i>	0,2
5 Haste – Anel de Vedação da haste 1	<i>Penalty</i>	0,2
6 Haste - Anel de Vedação da haste 2	<i>Penalty</i>	0,2
7 Haste - Anel de Vedação da haste 3	<i>Penalty</i>	0,2
8 Corpo- Anel de Vedação da haste 1	<i>Penalty</i>	0,2
9 Corpo- Anel de Vedação da haste 2	<i>Penalty</i>	0,2
10 Corpo- Anel de Vedação da haste 3	<i>Penalty</i>	0,2
11 Preme gaxeta - Anel de Vedação da haste 3	<i>Penalty</i>	0,2
12 Corpo - Sede 2	<i>Penalty</i>	0,025
13 Esfera – Sede 2	<i>Penalty</i>	0,025
14 Haste - Esfera	<i>Penalty</i>	0,18
15 Tampa - Sede 1	<i>Penalty</i>	0,025
16 Esfera – Sede 1	<i>Penalty</i>	0,025
17 Preme gaxeta - Mola prato	<i>Penalty</i>	0,18

**Fonte:** O AUTOR (2018).

**Figura 48 - Pares de contato.**

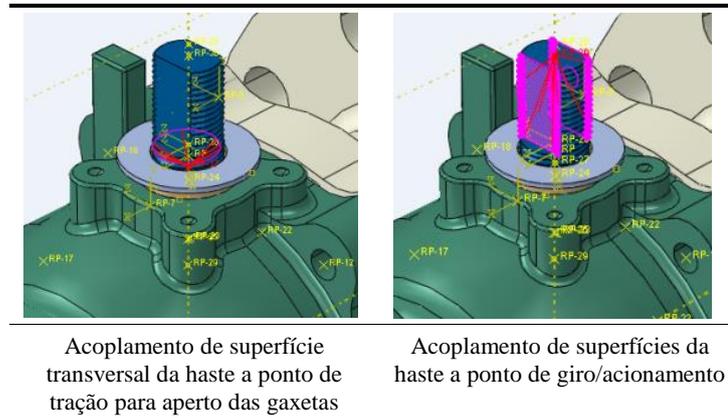


Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.8.2 Restrições

“Constraints” (Restrições) do tipo “Coupling” foram configurados para as análises. Estes são apresentados na Figura 49.

**Figura 49 - Restrições empregadas nas análises.**



Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.4.8.3 Conectores

“Connectors” (Conectores) do tipo “translator” (translação) foram empregados nas análises para representar o efeito dos conjuntos porcas-estojos e porca-haste que fazem tanto a conexão/fixação corpo-tampa e aperto das sedes de vedação, assim como a fixação e aperto das gaxetas da haste. Através do recurso “Wire” podemos especificar uma conexão entre dois corpos seguindo uma direção de interação.

### 3.4.8.4 Carregamentos

#### 3.4.8.4.1 Connector Forces

O aperto dos parafusos de fechamento entre o corpo e tampa, bem como o aperto da porca da haste são condições de contorno essenciais na análise como parte das etapas de montagem da válvula prévia ao acionamento. Os efeitos destes esforços foram adicionados nas análises de EF's empregando “Loads” (Carregamentos) do tipo “Connector Forces” em conjunto com o recurso *wire* (Figura 50). Para tal fim, as forças axiais equivalentes aos torques de aperto de montagem estabelecidos pelo fabricante devem ser determinadas. De acordo com BUDYNAS e NISBETT em “Shigley's Mechanical Engineering Design” (2006), a relação entre o torque aplicado a um parafuso e força de tração resultante pode ser expressa pela seguinte fórmula:

$$T_{ap} = k * Fi * d_p \quad \text{(Equação 31)}$$

Onde:

$T_{ap}$  : Torque aplicado [N.mm];

k: Coeficiente de torque;

$Fi$  : Força axial devido ao torque [N];

$d_p$  : Diâmetro nominal do parafuso [mm].

Na Tabela 15 apresentam-se as forças axiais equivalentes calculadas para a faixa de torques de aperto recomendados pelo fabricante para a haste e para o fechamento corpo-tampa.

**Tabela 15 – Forças de aperto equivalentes.**

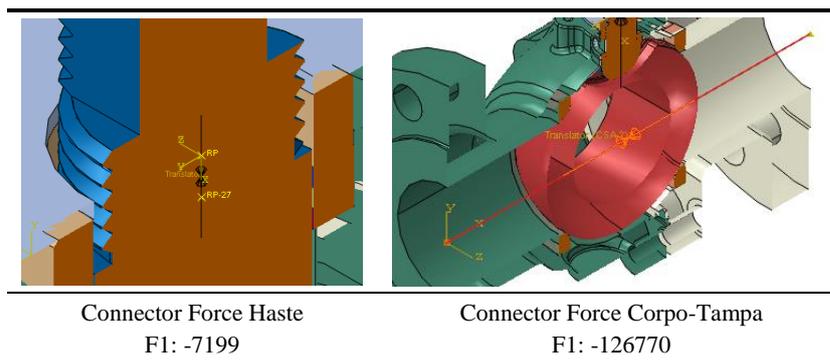
Torque de aperto/montagem recomendado [N.m]	Porca de aperto da haste (Gaxetas)		Porcas/Prisioneiros de fechamento Corpo-Tampa (Sedes)	
	Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
	22	32	40	46
Diâmetro nominal [polegadas] / [mm]	7/8" / 22,225		1/2" / 12,7	

Fonte: O AUTOR (2018).

**Tabela 15 – Forças de aperto equivalentes – (Continuação).**

Fator k	0,2 (zincado)		0,2 (zincado)	
Força de aperto individual [N]	4.949,38	7.199,10	15.748,03	18.110,23
Quantidade de parafusos	1		7	
Força total de aperto [N]	4.949,38	7.199,10	110.236	126.770

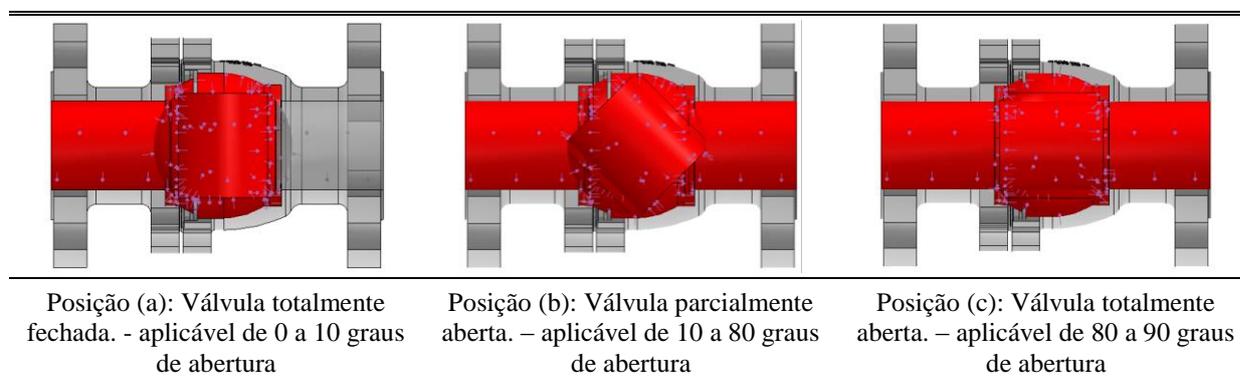
Fonte: O AUTOR (2018); (Continuação).

**Figura 50 – Connector Forces configuradas para as análises.**

Fonte: O AUTOR (2018).

#### 3.4.8.4.2 Pressure loads

Carregamentos do tipo “Pressure” foram empregados para representar a aplicação da pressão do fluido nas superfícies internas da válvula. A pressão interna foi variada entre as análises, em valores entre 0 e 100 [bar], correspondentes as mesmas condições dos experimentos. A válvula foi inteiramente pressurizada, salvo em aquelas regiões onde a vedação bloqueia a pressão, como nas gaxetas da haste, na contravedação da haste e nos contatos sedes-esfera, sede-corpo e sede-tampa. A Figura 51 apresenta as superfícies selecionadas para cada condição.

**Figura 51 - Áreas com carregamento de pressão interna.**

Posição (a): Válvula totalmente fechada. - aplicável de 0 a 10 graus de abertura

Posição (b): Válvula parcialmente aberta. – aplicável de 10 a 80 graus de abertura

Posição (c): Válvula totalmente aberta. – aplicável de 80 a 90 graus de abertura

Fonte: O AUTOR (2018).

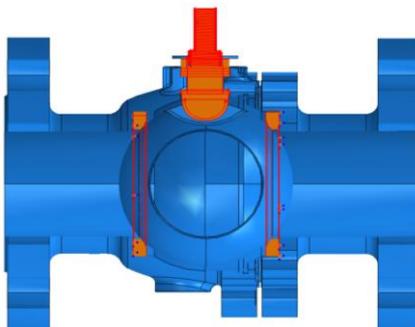
### 3.4.8.5 Condições de contorno

Diversas “*Boundary Conditions*” (BC’s) do tipo “*Symmetry / Antisymmetry / Encastre*”, “*Displacement / Rotation*”, e “*Connector Displacement*” foram empregadas para representar condições e restrições em geral, e assim como BC’s do tipo “*Velocity / Angular Velocity*” para representar o *acionamento* na haste da válvula, a velocidade angular constante. Por simplicidade o ângulo de abertura inicial da válvula foi assumido como sendo de 10 graus, e partindo desta consideração, o acionamento completo foi dividido em *steps* de 10 graus de giro cada, permitindo deste modo a configuração das diferentes áreas internas sob pressão para cada faixa angular do acionamento (ver Figura 51).

### 3.4.8.6 Campos Predefinidos

Finalmente, “*Predefined Fields*” do tipo “*Temperature*” foram empregados para representar o efeito da aplicação de temperaturas do fluido e a expansão térmica resultante. Para tal fim a definição de propriedades dos materiais deve incluir os coeficientes de expansão térmica e de condutividade térmica correspondentes. Como evidente, as partes configuradas como corpos rígidos não-deformáveis não possuem definição de temperatura, sendo por tanto aplicável somente aos corpos sólidos deformáveis (Figura 52).

**Figura 52 - Superfícies com condição de temperatura aplicada.**



**Fonte:** O AUTOR (2018).

### 3.5 ANÁLISE NUMÉRICA DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO

A partir do modelo numérico de EF “de referência” desenvolvido na *Seção 3.4: “CONSTRUÇÃO DE MODELO NUMÉRICO”* foram configurados e calibrados distintos modelos - cada um deles representando uma condição de operação determinada - a fim de reproduzir os resultados obtidos na *Seção 3.2: “ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO”*.

#### 3.5.1 Definição de parâmetros de teste

Para a definição das análises de torque de acionamento – esta vez numéricas – os parâmetros de teste/processo foram adaptados para corresponder com parâmetros aplicáveis a modelos de EF. Os fatores controláveis serão novamente os parâmetros de serviço: Pressão e Temperatura de trabalho (Tabela 16). Já os restantes fatores, serão mantidos constantes entre as análises (Tabela 17).

**Tabela 16 - Fatores controláveis adotados.**

	Fatores controláveis	Intervalo de investigação
1	Pressão de trabalho [bar]	0 - 100
2	Temperatura de trabalho [°C]	23 - 100

Fonte: O AUTOR (2018).

**Tabela 17 - Fatores mantidos constantes.**

	Fatores mantidos constantes	Níveis fixos
3	Torque de aperto da porca da Haste [N.m]	32
4	Torque de aperto dos estojos de fechamento Corpo-Tampa [N.m]	46
5	Diâmetro Nominal [polegadas]	3
6	Coeficiente de atrito PTFE-Aço (Sedes-Esfera)	0,025
7	Coeficiente de atrito Grafite-Aço (Haste-Gaxetas)	0,2
8	Material das Sedes	PTFE Reforçado <i>CompL</i>
9	Material das Gaxetas	Grafite com fios de <i>Inconel</i>
10	Velocidade de acionamento [%/s]	3,91

Fonte: O AUTOR (2018).

#### 3.5.2 Procedimentos de ensaio

a) A primeira parte consiste na criação e configuração dos modelos numéricos correspondentes a cada condição a ser ensaiada partindo do modelo de referência, assim, temos um modelo particular para cada condição;

b) Cada “ensaio” implica executar a análise de EF de cada modelo criado. Para cada um destes, o procedimento padronizado de ensaio é representado pelas etapas (ou *Steps*) em que

foi subdividida a análise numérica, apresentadas anteriormente na Tabela 8 (ver *Seção 5 - “CONSTRUÇÃO DE MODELO NUMÉRICO”*).

**Tabela 8 – Etapas da análise de elementos finitos (Repetida).**

<i>Steps</i>	Identificação	Descrição	Geral / Etapas
<i>Step 1</i>	Aperto da porca da haste	Conformação das vedações da haste	Montagem completa da válvula
<i>Step 2</i>	Aperto das porcas de fechamento do corpo-tampa	Fechamento corpo-tampa/Conformação das sedes de vedação	
<i>Step 3</i>	Expansão Térmica	Aplicação de temperatura	Aplicação das condições de serviço (temperatura e pressão)
<i>Step 4</i>	Aplicação de Pressão interna	Pressão do fluido de operação	
<i>Step 5</i>	Relaxamento de tensões	Comportamento viscoplástico das vedações	Relaxamento de tensões
<i>Step 6 a 14</i>	Abertura 0 a 90 graus	Ciclo de abertura	Acionamento, com velocidade angular constante, em ângulos discretizados (as áreas sob pressão variam com a posição angular)
<i>Step 15 a 23</i>	Fechamento 90 a 0 graus	Ciclo de fechamento	

**Fonte:** O AUTOR (2018).

c) Por último, a partir das variáveis de saída *Momento de Reação* e *Tempo* geradas durante cada análise, serão plotadas as curvas de torque de acionamento para cada condição ensaiada.

### 3.5.3 Planejamento das análises

As condições em análise (de teste) correspondem às mesmas dos ensaios experimentais da *Seção 3.2* (Tabela 6), com a diferença de que esta vez não será feita distinção no meio de teste (água ou ar) utilizando unicamente coeficientes de atrito correspondentes a condição ao ar.

**Tabela 6 – Tabela de ensaios (Repetida).**

Testes	Torque de aperto das Gaxetas [N.m]	Torque de aperto das Sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]
1	32	0	23	0
2	0	46	23	0
3	32	46	23	0
4	32	46	60	0
5	32	46	23	8
6	32	46	23	10
7	32	46	23	51,1
8	32	46	23	78
9	32	46	23	100
10	32	46	60	100

**Fonte:** O AUTOR (2018).

### 3.6 ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS EM VÁLVULAS

Nesta seção são descritas as metodologias e procedimentos utilizados no estudo numérico de assinaturas de torque de acionamento de válvulas de esfera sobre condições de falhas e defeitos, empregando modelos de EF's.

Válvulas são utilizadas em processos que envolvem o controle de uma ampla variedade de fluidos em elevadas pressões e temperaturas. É sabido que durante a operação, várias vezes os limites de operação são ultrapassados devido a flutuações ou mudanças nas condições de serviço. Tais ocorrências resultam inconvenientes quanto à resistência dos materiais das válvulas e demais elementos que compõem o sistema.

Válvulas são compostas por vários elementos (corpo, obturador, sedes, etc.) construídos por sua vez de diferentes materiais e destarte, de diferentes limites de utilização aplicáveis a cada um. Os gráficos apresentados na *Seção 2.5 – “CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DOS MATERIAIS DE CONSTRUÇÃO”* – recolhem estes limites de utilização, tanto para materiais de construção do corpo como para diferentes materiais de vedação. Eles representam limites de utilização fora dos quais a funcionalidade e segurança da válvula resultam comprometidas.

É evidente que a execução de ensaios de protótipo em pontos de operação fora dos limites de utilização implica sérias dificuldades e riscos; sendo alguns deles: vazamentos de fluidos sob elevada pressão e/ou temperatura tanto internamente (pelas sedes) como ao exterior (pela haste ou através de selos e juntas), deformação e/ou quebra dos elementos de acionamento, ou até explosão do corpo da válvula devido a concentradores de tensão, trincas, ou inclusões preexistentes nos materiais, entre outros. Razões pelas quais este estudo desconsidera a execução de ensaios experimentais sobre estas condições.

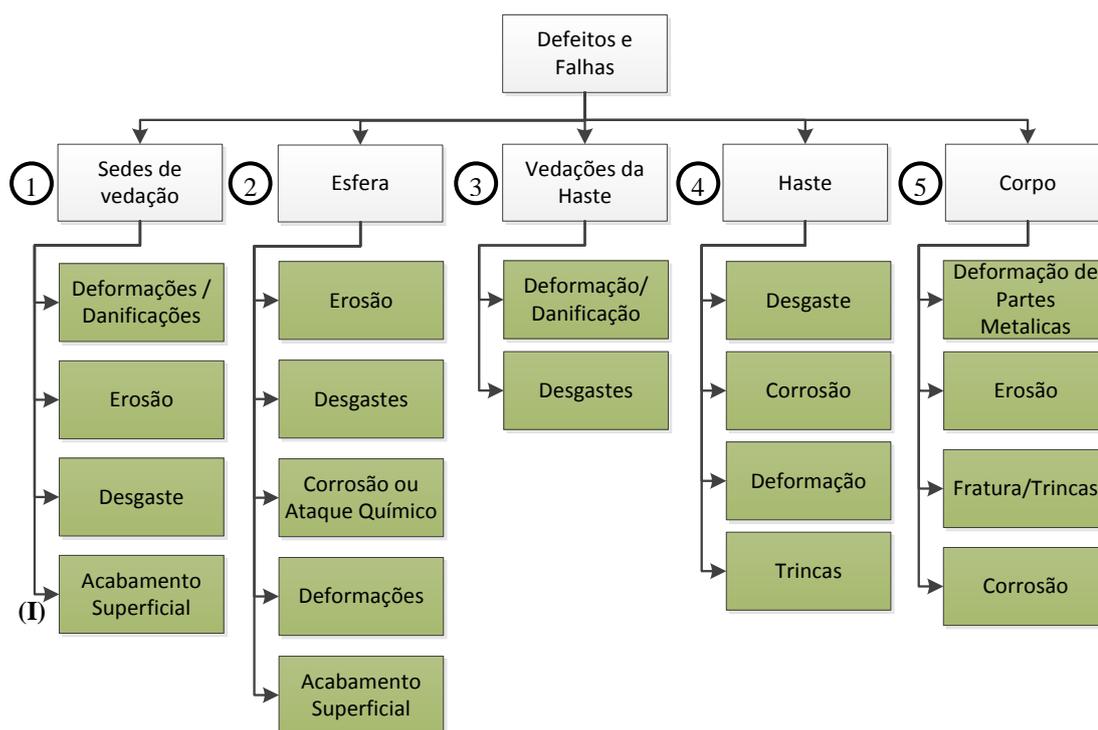
Como alternativa, propõe-se abordar a análise de funcionamento da válvula com defeitos e avaliação do efeito da presença destes na resposta de assinatura, através da utilização de modelos de EF. Para este caso requeresse a execução de análises numéricas em pontos de operação dentro da região admissível de utilização (ver Figura 20 – *Seção 2.5.3*), utilizando modelos de válvulas com defeitos representativos. A abordagem proposta permitirá estudar as implicâncias da presença de defeitos e falhas na funcionalidade da válvula e em particular na resposta de torque de acionamento associada a estes defeitos.

### 3.6.1 Definição de parâmetros de teste

Novamente, a variável de interesse para as análises é o perfil de assinatura de torque. Logo, os parâmetros de teste definidos anteriormente para os “*ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO*” da *Seção 3.2*, devem ser redefinidos de forma a incluir parâmetros representativos de situações de falha em válvulas.

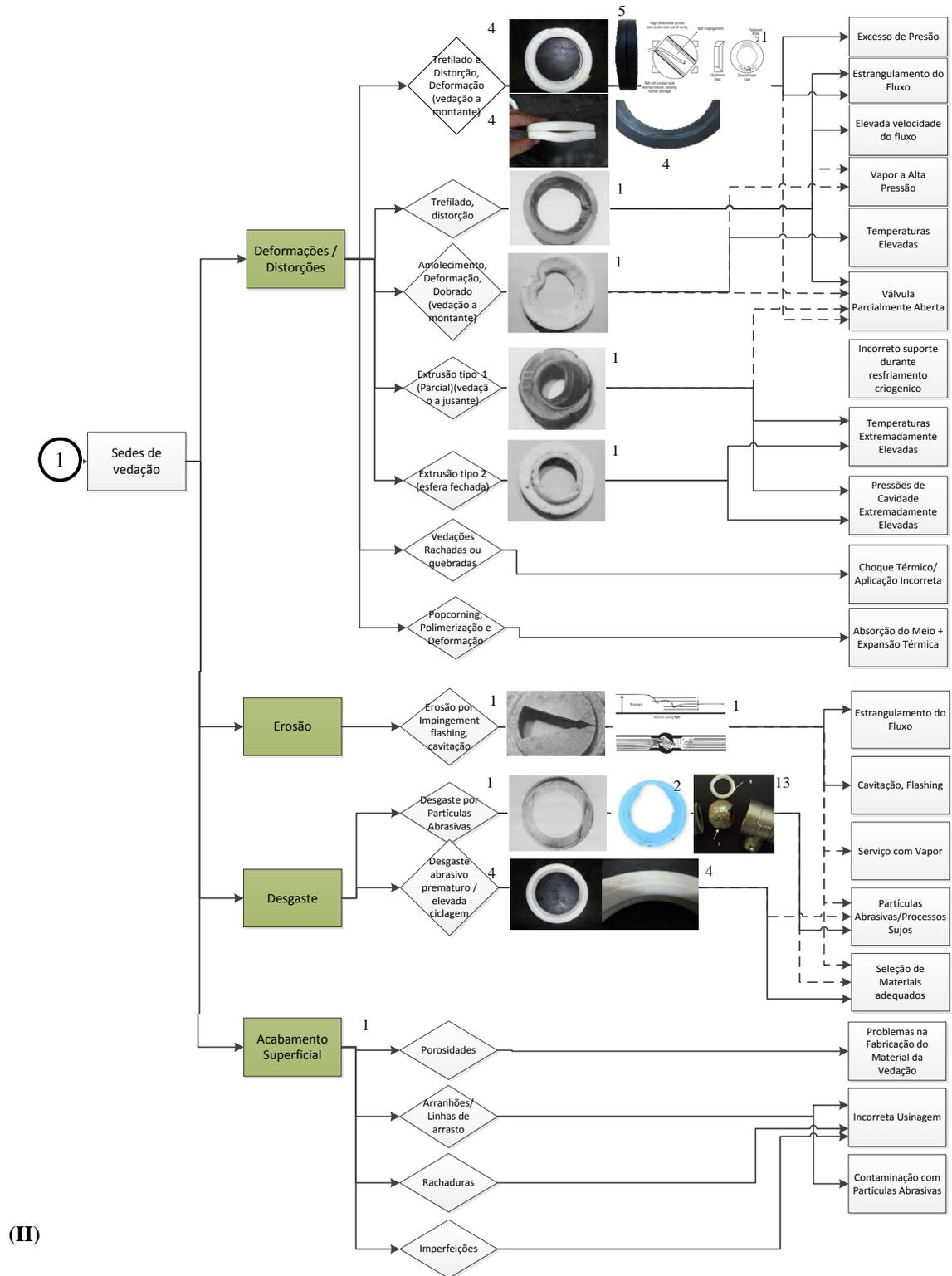
A este respeito, na Figura 53 apresenta-se um diagrama resumindo defeitos e falhas, suas causas e possíveis consequências associadas a estas, referentes a válvulas de esfera flutuante. Este foi construído empregando como referência informações extraídas de diversas fontes como livros, artigos e publicações, e combinando a experiência e conhecimentos transmitidos pelo próprio fabricante do protótipo estudado com os resultados obtidos dos testes de protótipo realizados.

**Figura 53** - Falhas e defeitos característicos em válvulas do tipo esfera flutuante. **I)** Resumo do diagrama de falhas e defeitos característicos; **II) III) IV) V) VI)** Subseções do diagrama (1,2,3,4,5).



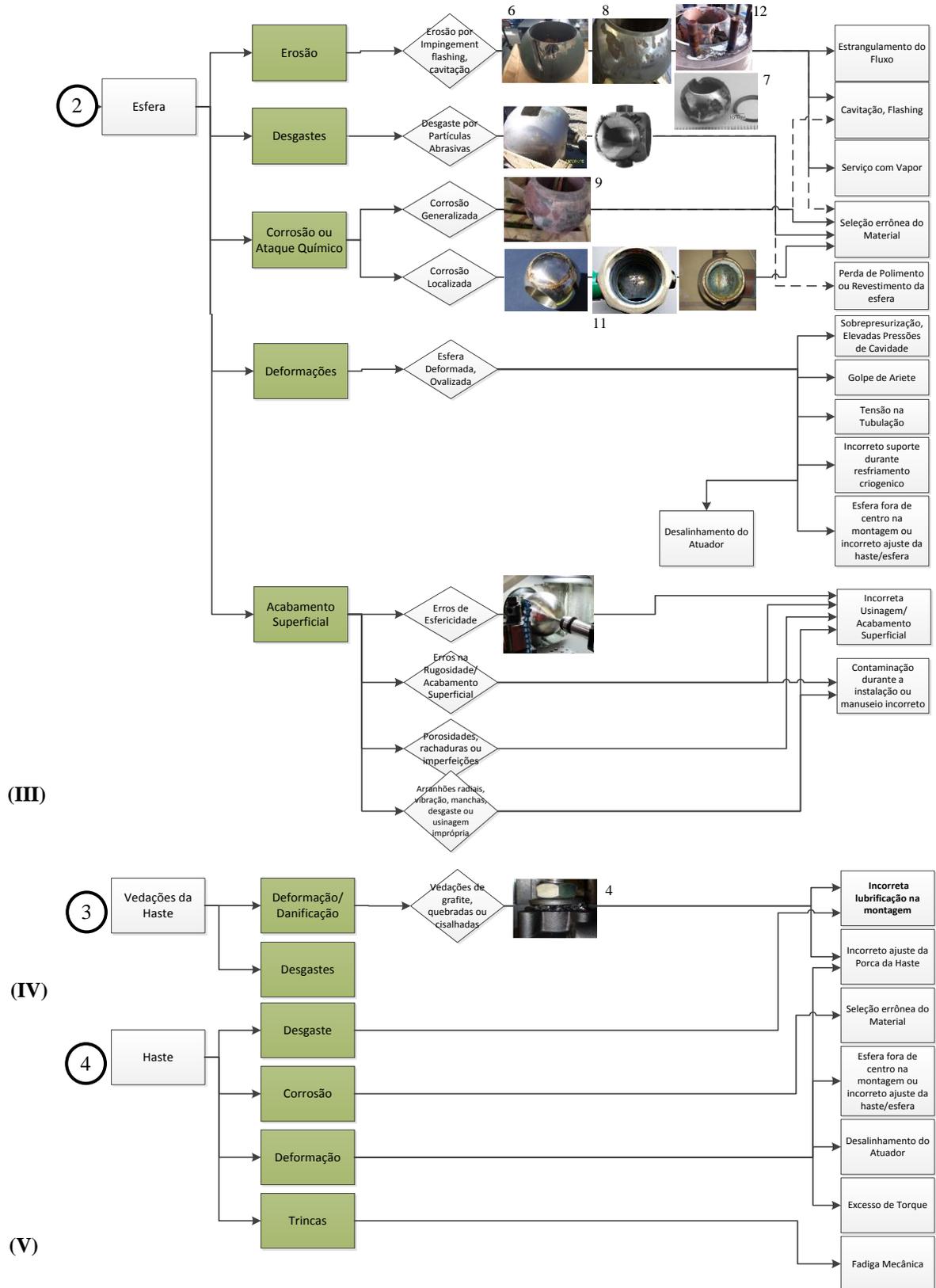
Fonte: O AUTOR (2018).

Figura 53 - Falhas e defeitos característicos em válvulas do tipo esfera flutuante. I) Resumo do diagrama de falhas e defeitos característicos; II) III) IV) V) VI) Subseções do diagrama (1,2,3,4,5) – (Continuação)



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

**Figura 53 - Falhas e defeitos característicos em válvulas do tipo esfera flutuante. I) Resumo do diagrama de falhas e defeitos característicos; II) III) IV) V) VI) Subseções do diagrama (1,2,3,4,5) – (Continuação)**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

**Figura 53 - Falhas e defeitos característicos em válvulas do tipo esfera flutuante. I) Resumo do diagrama de falhas e defeitos característicos; II) III) IV) V) VI) Subseções do diagrama (1,2,3,4,5) – (Continuação)**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

**Referências:** 1: “*Failure Analysis of Ball Valves*” (FLOWSERVE CORPORATION, FLOW CONTROL DIVISION, 2003); 2: (<http://www.documentation.emersonprocess.com/groups/public/documents/newletters/ag5181122.pdf>); 3: “*Common Valve Failure Datasheet*” – (Foros sobre válvulas e manutenção); 4: Arquivo de falhas do Fabricante – (MGA Válvulas); 5: Após desmontagem e inspeção de testes com pressão excessiva, O AUTOR (2018); 6: Erosion-on-a-titanium-ball-valve (<http://www.americanheliarc.com/wp-content/uploads/2016/06/erosion-on-a-titanium-ball-valve.-We-weld-low-areas-so-it-can-be-ground-to-original-specs.jpg>); 7: “*Integrating Design, Maintenance, and Failure Analysis to Increase Structural Valve Integrity*” - (BENAC e PAGE, 2001); 8: TCC (Tungsten Carbide Coating) Damage – (ON/OFF BALL VALVES Engineering, manufacturing and FAT SDAG Requirements from experience); 9: (Copeland - Severe Service Ball Valve); 10: Corroded ball valve; 11: Corroded Ball Valve ([http://www.borst-bts.de/english/services\\_damage\\_to\\_components.html](http://www.borst-bts.de/english/services_damage_to_components.html)); 12: Ball Valve Repair 101 – (Paul van Oudenaren and Kelly Watson, 2017 - <http://www.valvemagazine.com/web-only/190-basics/5972-ball-valve-repair-101.html>); 13: “*Tribological failure analysis of ball valve seals*” – (RIDHA MNIF *et. al*, 2013).

Com base no diagrama anterior, os defeitos e falhas característicos considerados mais relevantes foram escolhidos para serem representados.

Na Tabela 18 apresentam-se os “fatores controláveis” definidos para as análises de assinatura sob condições de falhas e defeitos. Assim, para estas análises os diversos casos selecionados para investigação representam o intervalo de investigação da variável “Defeitos e Falhas”. Esta vez os parâmetros de serviço “pressão e temperatura de trabalho”, assim como os restantes fatores do processo, não foram alterados entre as análises (“Fatores mantidos constantes” - Tabela 19), variando unicamente os tipos de defeitos e falhas a analisar.

**Tabela 18 - Fatores controláveis adotados.**

	Fatores controláveis	Intervalo de investigação					
		A	B	C	D	E	F
1	Defeitos e Falhas	Deformação das sedes	Esfericidade da esfera	Corrosão da esfera	Desgaste da esfera	Erosão da esfera	Desgaste das sedes

Fonte: O AUTOR (2018).

Tabela 19 - Fatores mantidos constantes.

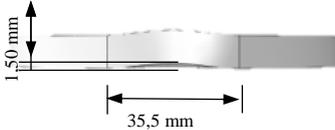
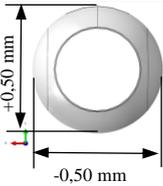
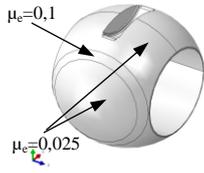
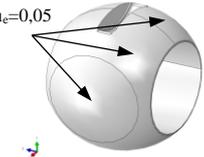
	Fatores mantidos constantes	Níveis fixos
2	Pressão [bar]	0
3	Temperatura [°C]	23
4	Torque de aperto dos parafusos do corpo [N.m]	32
5	Torque de aperto da porca da haste [N.m]	46
6	Diâmetro Nominal [polegadas]	3
7	Coefficiente de atrito sedes-esfera	0,025
8	Coefficiente de atrito haste-gaxetas	0,2
9	Material das sedes	PTFE <i>CompL</i>
10	Material das gaxetas	Grafite com fios de <i>Inconel</i>

Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.6.2 Construção de modelos numéricos com defeitos e falhas

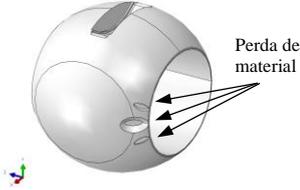
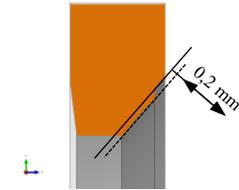
O método empregado para a análise de casos de falha consistiu na construção de novos modelos numéricos com alterações de parâmetros geométricos e tribológicos das sedes de vedação e do obturador em caracterização dos casos de falha abordados. A Figura 54 descreve as alterações representativas para cada caso de estudo.

Figura 54 – Parâmetros representativos dos casos de estudo.

<p><b>Caso A:</b> Sede de vedação de montante deformada</p>			<p>Danificação das vedações devido a elevado <math>\Delta P</math> no estrangulamento</p>
<p><b>Caso B:</b> Esfera com esfericidade <math>\neq 0</math></p>			<p>Erros na esfericidade da esfera, devido a desgastes, erros de fabricação, polimento, deformações, etc.</p>
<p><b>Caso C:</b> Corrosão da esfera,</p>			<p>Esfera com rugosidade não uniforme devido à corrosão localizada.</p>
<p><b>Caso D:</b> Desgaste da esfera</p>			<p>Perda uniforme da rugosidade original e aumento no coef. de atrito, devido a desgaste abrasivo, corrosão generalizada, etc.</p>

Fonte: O AUTOR (2018).

**Figura 54 – Parâmetros representativos dos casos de estudo. – (Continuação)**

<p><b>Caso E:</b> Erosão da esfera</p>		<p>Cavidades vazias na região de estrangulamento representando a perda de material por cavitação, ou por desgaste abrasivo.</p>
<p><b>Caso F:</b> Sedes de vedação com desgaste</p>		<p>Perda uniforme de material das sedes por desgaste devido à exposição a elevado número de ciclos de acionamento. Ver Tabela 20</p>

**Fonte:** O AUTOR (2018); (Continuação).

O tipo, aspecto, magnitude e extensão das alterações aplicadas para cada caso de falha estudado foi estimado qualitativamente a partir da aparência observada em casos reais.

**Caso A – Análise numérica com sede de vedação deformada/danificada:**

Esta análise foi efetuada mediante um modelo CAD de uma sede com deformação como a que ocorre na sede de montante devido ao estrangulamento (pequeno ângulo de abertura do obturador) gerando uma elevada queda de pressão e elevada velocidade do fluxo, a qual tende a succionar a sede de montante fora de seu assento na cavidade do corpo. Isto pode ocasionar sua posterior danificação devido ao contato com a esfera em percurso de fechamento.

Na maioria dos casos a válvula em esta condição poderá continuar operando, porém com a vedação deformada haverá possibilidade de ocorrer vazamentos, travamentos e/ou valores de torque de acionamento elevados, devido a superfícies de vedação deformadas e irregulares.

**Caso B – Análise numérica com esfera de esfericidade  $\neq 0$ :**

Erros de esfericidade podem ocorrer devido a desgastes, deformações, erros de fabricação, polimento, etc. Esta análise foi efetuada mediante um modelo CAD da esfera com esfericidade vertical +0,5mm, e esfericidade horizontal -0,5mm. Isso corresponde a uma falta de esfericidade de  $\pm 0,42\%$ , dado que a esfera tem 118,54 mm de diâmetro.

**Caso C – Análise numérica com corrosão localizada na esfera:**

Esta análise foi efetuada mediante um modelo CAD inalterado da esfera, porém adotando regiões superficiais de diferente rugosidade assemelhando ao efeito de processos de corrosão localizada.

Caso D - Análise numérica com desgaste uniforme na esfera:

Este caso representa a alteração uniforme da rugosidade original e aumento no coef. de atrito, que pode ocorrer em situações de desgaste abrasivo, ou de corrosão generalizada, entre outros. Foi efetuada mediante um modelo CAD inalterado da esfera, porém adotando um maior coeficiente de atrito uniformemente em toda a superfície de contato da esfera.

Caso E - Análise numérica com desgaste por erosão na esfera:

A operação de uma válvula em porcentagens de abertura menores a 15% pode causar velocidades localizadas do fluxo de valor elevado e cavitação, danificando conseqüentemente as superfícies de vedação. A cavitação aparece como resultado da queda de pressão excessiva através da válvula, combinada com uma baixa pressão a jusante. Esta análise foi efetuada mediante um modelo CAD da esfera com cavidades superficiais vazias na região de estrangulamento representando a perda de material tanto por cavitação (desgaste erosivo), como por desgaste abrasivo localizado devido a partículas no fluxo.

Caso F - Análise numérica com desgaste nas sedes:

Esta análise foi efetuada mediante um modelo CAD de uma sede de seção reduzida na região de contato com a esfera, representando a perda de material devido a desgaste abrasivo e/ou adesivo em relação ao passeio entre superfícies sedes-esfera ocasionado por ciclos de acionamento.

O desgaste das superfícies das sedes de vedação devido à exposição a ciclos de operação é um processo normal próprio do atrito entre superfícies em contato. Este parâmetro está estreitamente ligado a degradação com o uso da válvula, e por tanto com sua vida útil projetada.

Devido a sua importância, a extensão do desgaste nas sedes de vedação foi determinado de forma quantitativa empregando o método de cálculo apresentado no manual *PTFE Properties Handbook* (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013). Segundo a DUPONT, a expressão da Equação 32 pode ser utilizada para prever o desgaste contra superfícies de acoplamento específicas em função de respectivos fatores de desgaste:

$$t = K \cdot P \cdot V \cdot T \quad \text{(Equação 32)}$$

Onde:

$t$  = Desgaste, [in]

$K$  = fator de desgaste, [ $\text{in}^3 \cdot \text{min}/\text{lb} \cdot \text{ft} \cdot \text{hr}$ ];

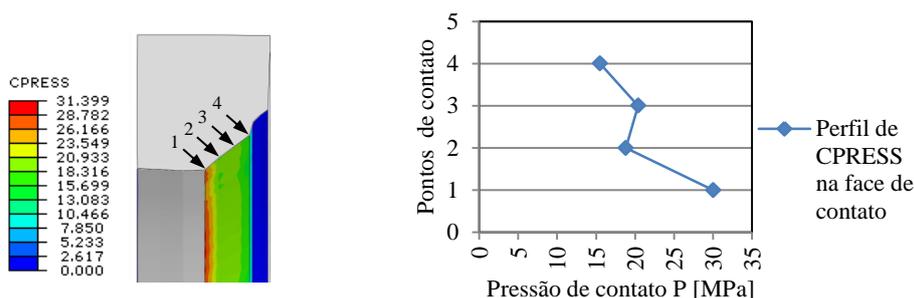
$P$  = Pressão, [psi];

$V$  = Velocidade de deslizamento, [fpm];

$T$  = Tempo, [hr].

A pressão de contato “ $P$ ” foi determinada através dos resultados das simulações. Nestes casos, os valores da variável de saída CPRESS das análises numéricas correspondem diretamente aos valores de pressão de contato  $P$  necessários para o cálculo do desgaste (ver Figura 55).

**Figura 55 – Pressões de contato das sedes de vedação.**



Fonte: O AUTOR (2018).

A velocidade de deslizamento “ $V$ ” foi determinada como:

$$V_{tang} = \omega \cdot r \quad \text{(Equação 33)}$$

Onde:

$$\omega = 2\pi / T; \omega = 0,0581 \text{ [1/s];}$$

$$r = \text{raio da esfera/obturador; sendo } r = 59,27 \text{ [mm];}$$

$$T = \text{tempo de uma volta ou giro completo da esfera (360°); } T = 108 \text{ [s].}$$

Desta forma velocidade tangencial na esfera resulta  $V_{tang} = 3,44$  [mm/s], ou 0,67 [ft/min].

O tempo “ $T$ ” adotado foi estabelecido a partir do tempo de duração de cada acionamento e da quantidade de ciclos de acionamento para a qual se deseja estimar o desgaste. A norma ABNT NBR 15827 (2007) especifica a confiabilidade esperada durante testes de protótipos de válvulas industriais como a quantidade de ciclos de acionamento a que devem ser estes submetidos e que devem atender sem ocorrência de falhas. Desta forma verifica-se a confiabilidade esperada dos protótipos testados. A quantidade ou número de ciclos de operação adotada para o cálculo foi a correspondente ao que a norma estabelece como “número de ciclos esperado”, que para o protótipo analisado corresponde a 1000 acionamentos (ver Figura 56).

**Figura 56 - Requisitos de ciclagem para válvulas.**

Diâmetro nominal DN (NPS)	Estimativa de uso para 20 anos		Ciclagem nos ensaios de protótipo			
	Número de ciclos		Quantidade de protótipos e número de ciclos			Confiabilidade (em 10 anos de vida útil)
	Mínimo	Máximo	Mínimo de protótipos	Ciclo mínimo por protótipo	Total de ciclos	
15 a 40 (½ a 1 ½)	500	5 000	5	1 000	10 000	98 %
50 a 150 (2 a 6)	100	200	2	500	2 000	98 %

**Fonte:** Adaptado de ABNT NBR 15827 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014).

O fator de desgaste  $K$  é um fator de proporcionalidade relativo ao desgaste de uma superfície não lubrificada (operando contra uma superfície de acoplamento específica em combinações de pressão e velocidade abaixo do limite PV do material). Para o *Teflon*,  $K = 2,500 (x 10^{-10}) [in^3 \times min/ft \times lb \times hr]$  (DUPONT FLUOROPRODUCTS, 2013).

Os resultados obtidos para o desgaste médio calculado apresentam-se a continuação na Tabela 20:

**Tabela 20 – Desgaste médio calculado.**

Perfil de CPRESS na face de contato						
Pontos	$P$ [Mpa]	$P$ [psi]	Ciclos	T [hr]	$t$ [in]	$t$ [mm]
1	30	4351,1	1000	15	0,011	0,28
2	18,8	2726,7	1000	15	0,006	0,17
3	20,4	2958,7	1000	15	0,007	0,19
4	15,5	2248,0	1000	15	0,005	0,14
<b>Média</b>						<b>0,2</b>

**Fonte:** O AUTOR (2018).

### 3.6.3 Procedimentos de ensaio

Outra vez, como na *Seção 3.5 – “ANÁLISE NUMÉRICA DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO”*, trata-se de ensaios representados por simulações numéricas; onde primeiramente são criados e configurados os modelos numéricos correspondentes a cada condição, e logo são executadas as análises, cada uma delas representada pelas etapas descritas na *Tabela 8 - “Etapas da análise de elementos finitos”*. Por último, efetua-se a extração das assinaturas de torque correspondentes a cada caso.

### 3.6.4 Planejamento dos experimentos

A Tabela 21 apresenta as diversas configurações dos testes.

**Tabela 21 – Tabela de ensaios.**

Testes	Torque de aperto das gaxetas [N.m]	Torque de aperto das sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Defeitos
1	32	46	23	0	Deformação das sedes
2	32	46	23	0	Esfericidade da esfera
3	32	46	23	0	Corrosão da esfera
4	32	46	23	0	Desgaste da esfera
5	32	46	23	0	Erosão da esfera
6	32	46	23	0	Desgaste das sedes

Fonte: O AUTOR (2018).

### 3.7 ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO E PREDIÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO

Em sistemas críticos como é o caso das instalações de produção de óleo e gás tanto *onshore* como *offshore*, o monitoramento da condição e desempenho de válvulas críticas - em adição as atividades de gerenciamento da manutenção - é uma ação essencial para garantir a segurança operacional e pessoal, assim como a proteção do meio ambiente e dos ativos de capital da planta de processo.

Diversas técnicas – entre elas: inspeções periódicas, testes de fechamento parcial (“*partial stroke test*” - PST), fechamento total (“*full stroke test*” - FST) e testes de vazamentos - são empregadas com o propósito de verificar o desempenho de válvulas em operação. Adicionalmente, diversas técnicas não intrusivas como ser: testes acústicos, inspeção por ultrassom, ímãs permanentes internos e técnicas magnéticas externas de corrente contínua ou alternada, têm demonstrado sucesso na detecção de certos tipos de degradações em válvulas (COSTA, 2009). Entretanto há certos cenários como o de válvulas em operação em locais remotos (instalações *offshore* e submarinas), ou válvulas instaladas em locais perigosos (como por exemplo, válvulas instaladas em reatores nucleares, ou válvulas em instalações de processo de fluidos inflamáveis), em que técnicas de monitoramento e inspeção *in-situ* não são facilmente aplicáveis. É em tais situações, que técnicas capazes de permitir o monitoramento de um equipamento determinado a através de sinais coletados dos parâmetros do próprio processo e dos sistemas de controle de tais equipamentos, sem necessidade de instalação de sistemas de monitoramento dedicados, ganham grande relevância.

Alguns estudos e experiências passadas como as de EUTHYMÍOU (2001), (2013), MASHIBA (2011), e COSTA (2009), apontam à utilização do esforço de acionamento de válvulas como parâmetro de diagnóstico e de avaliação da *performance* destas sob condições operacionais.

Neste sentido, conforme EUTHYMÍOU (2002 *apud* COSTA, 2009)<sup>8</sup> a comparação entre as assinaturas das pressões da válvula, coletadas durante testes funcionais, podem mostrar visualmente e numericamente a degradação da *performance* durante a ciclagem da válvula, ou *performance* não desejada como movimentos não suaves. Da mesma forma, segundo WARNETT (2004) a análise de mudanças nos perfis de torque de válvulas em operação podem fornecer informações valiosas na análise das condições destas e dar uma boa indicação de problemas pendentes e falhas.

### 3.7.1 Torque total em condições de serviço

Como antes mencionado e como exposto por EUTHYMÍOU (2001) e ROSSETTO (2016), os testes de *Assinaturas de Torque* (em válvulas manuais ou com caixa de redução e/ou em sistemas de acionamento manual secundário de válvulas com atuador hidráulico) assim como os *testes de desempenho de atuação hidráulica* (em conjuntos válvula - atuador hidráulico) efetuados durante testes de aceitação de fábrica (FAT), avaliam o desempenho de atuação de uma válvula para a condição de vazão do fluido de teste praticamente nula e, portanto, unicamente em função do torque/esforço estático requerido para o acionamento. Não entanto, durante a operação a válvula estará submetida adicionalmente a um torque hidrodinâmico devido à influência do escoamento sobre o torque de acionamento, e esta influência será maior com o aumento da vazão do escoamento.

#### 3.7.1.1 Determinação do torque hidrodinâmico

A distribuição da componente hidrodinâmica do torque de acionamento pode ser calculada de forma aproximada empregando os conceitos e equações expostos anteriormente na *Seção 2.4.2 – “Torque hidrodinâmico”* – do referencial teórico.

A Equação 3 antes apresentada, que expressa o valor do torque resultante devido às forças do fluido, pode ser reescrita como:

$$T_d(\theta) = C_d(\theta) \cdot D_N^3 \cdot \Delta p(\theta) \quad (\text{Equação 34})$$

---

<sup>8</sup> EUTHYMÍOU, E. J. / PETROBRAS - Petróleo Brasileiro S.A., **One Company's Experience in Subsea Valve Testing**. OTC - Offshore Technology Conference - 2002, *apud* COSTA.

Logo, a vazão ou taxa de fluxo volumétrico do fluido através de uma válvula pode ser descrita empregando as equações gerais de fluxo da seguinte forma:

$$Q(\theta) = C_v(\theta) \cdot \sqrt{\Delta p(\theta) / SG} \quad (\text{Equação 35})$$

Onde:

$Q(\theta)$  = Vazão volumétrica do fluido de teste;

$C_v(\theta)$  = Coeficiente de fluxo da válvula em [galão americano/min] a uma queda de pressão de 1 [psi]; sendo sua variante em unidades métricas o  $K_v$  = Coeficiente de fluxo da válvula em [m<sup>3</sup>/hr] a uma queda de pressão de 1 [bar];

$\Delta p(\theta)$  = queda de pressão diferencial em função do ângulo de abertura;

$SG$  = gravidade específica do líquido relativa a água a 16°C. ( $SG_{\text{Água}} = 1.0$ ).

Adicionalmente, a vazão pode ser expressa como:

$$Q(\theta) = V \cdot A = \frac{V \cdot \pi \cdot D^2}{4} \quad (\text{Equação 36})$$

Onde:

$Q(\theta)$  = Vazão volumétrica do fluido de teste [m<sup>3</sup>/s];

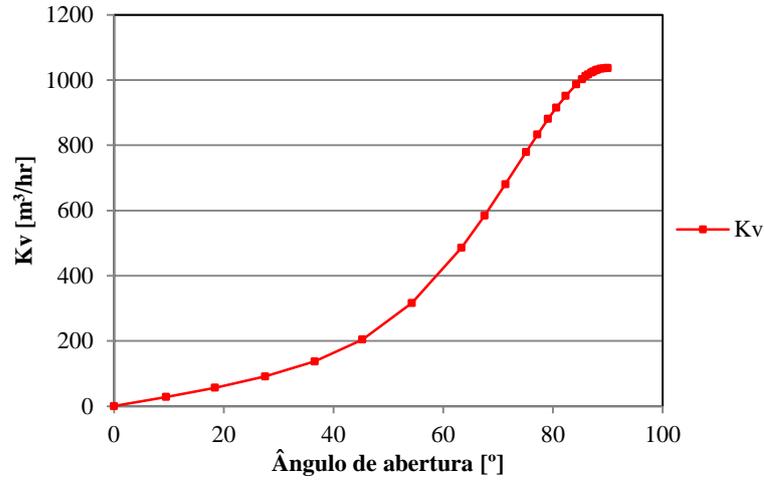
$V$  = velocidade média do fluido em [m/s];

$D$  = diâmetro da passagem da válvula em [m].

Combinando as equações expostas (Equação 35 e Equação 36), juntamente com dados do coeficiente de fluxo “ $C_v$ ” fornecidos pelo fabricante (Figura 57), distribuição de fluxo volumétrico ou velocidade de escoamento média em função do ângulo de abertura para válvulas de esfera de passagem plena (Figura 58), e coeficientes de torque “ $C_d$ ” aproximados para este tipo de válvulas (ver Figura 59), é possível determinar o torque devido ao fluxo através da válvula (Equação 34).

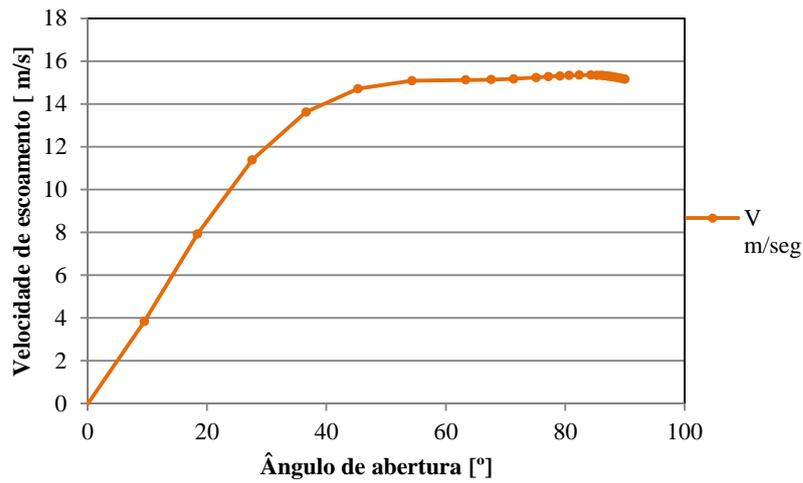
Seguindo este método de cálculo poderemos determinar o perfil aproximado da componente hidrodinâmica do torque de acionamento em função do ângulo de abertura da válvula, para válvulas de diferentes dimensões, diferentes condições de velocidade de fluxo do fluido e diferentes tipos de fluidos.

Figura 57 – Coeficiente de fluxo “K<sub>v</sub>” do protótipo em análise.



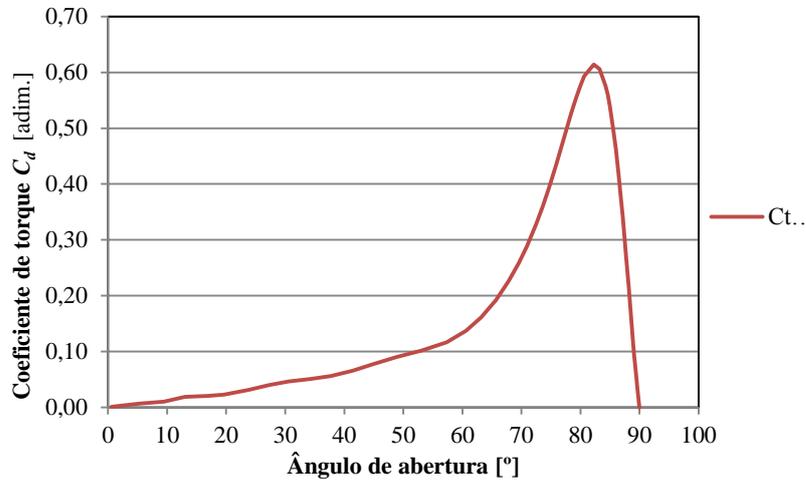
Fonte: O AUTOR (2018); Adaptado de “MGA - Válvulas Industriais”.

Figura 58 - Velocidade de escoamento média em função do ângulo de abertura para o protótipo em análise.



Fonte: O AUTOR (2018).

Figura 59 - Coeficientes de torque “C<sub>d</sub>”.



Fonte: Adaptado de METSO AUTOMATION INC. (2011).

### 3.7.1.2 *Assinaturas de torque de acionamento em operação*

Como exposto antes na *Seção 2.4 – “TORQUE DE ACIONAMENTO E SUAS CARACTERÍSTICAS”*, em condições de operação o torque de acionamento se comporá de duas parcelas: o torque de fricção e o torque hidrodinâmico. O torque de fricção atua se opondo em todo momento ao acionamento da válvula, tendo sinal positivo durante a abertura e sinal negativo durante o fechamento. Já o fluxo de fluido sobre o obturador tende a fechar a válvula em todo momento e, portanto, o torque hidrodinâmico se oporá ao movimento de abertura e favorecerá o movimento de fechamento.

Baseados em estes conceitos, podem ser construídas curvas de assinatura de torque de acionamento em operação - as que foram anteriormente denominadas “*assinaturas de torque total de operação*”. A “assinatura de torque total” para uma determinada condição de operação pode ser construída somando aritmeticamente a assinatura de torque de fricção e a assinatura de torque hidrodinâmico correspondentes a condição em análise.

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1 ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos a partir dos ensaios experimentais de levantamento de assinaturas de torque de acionamento do protótipo em análise (válvula de esfera tipo flutuante, de 3" de diâmetro nominal, Classe 300).

Os materiais utilizados e os procedimentos empregados para a execução de ensaios de torque de acionamento foram descritos previamente na *Seção 3.2 – “ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO”*.

O objetivo destes ensaios foi a caracterização e estudo do torque de acionamento necessário para acionar uma válvula de esfera do tipo flutuante, sobre diferentes condições representativas de operação.

As condições e configurações dos testes foram apresentadas anteriormente na Tabela 6, totalizando 10 condições de teste distintas.

**Tabela 6 – Tabela de ensaios (Repetida).**

Testes	Torque de aperto das Gaxetas [N.m]	Torque de aperto das Sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Fluido	
1	32	0	23	0	Ar	
2	0	46	23	0	Ar	
3	32	46	23	0	Ar	
4	32	46	60	0	Ar	
5	32	46	23	8	Ar	
6	32	46	23	10	Ar	
7	32	46	23	51,1	Água	
8	32	46	23	78	Água	***
9	32	46	23	100	Água	***
10	32	46	60	100	Água	***

Fonte: O AUTOR (2018).

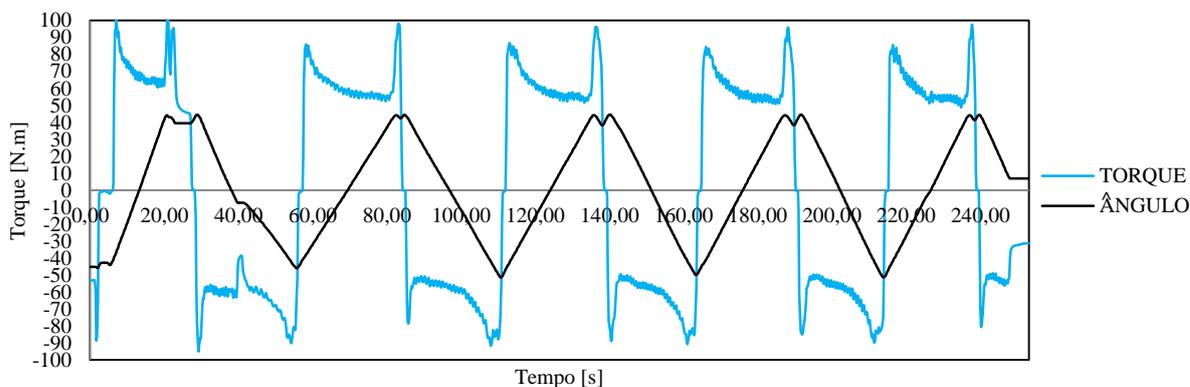
\*\*\* Vide Advertência referida na Pag. 80.

#### 4.1.1 Resultados dos ensaios

De acordo com o procedimento de ensaios, para cada condição resultam 6 assinaturas consecutivas, e que são consideradas repetições para uma mesma condição. As assinaturas foram obtidas plotando os valores de *momento de reação* (aquisitados por célula de torque) e valores de *deslocamento angular* (aquisitados por *encoder*) em função do *tempo*, durante acionamentos completos em abertura e fechamento da válvula de esfera analisada, para cada

uma das condições de teste. Na gráfica da Figura 60 mostra-se um exemplo de assinaturas consecutivas (repetições) para uma destas condições de teste.

**Figura 60 - Assinaturas de torque de acionamento como aquisitadas nos ensaios; (Teste 3) - Válvula em condição de *vazio*: 0 [bar], 23 [°C].**



**Fonte:** O AUTOR (2018).

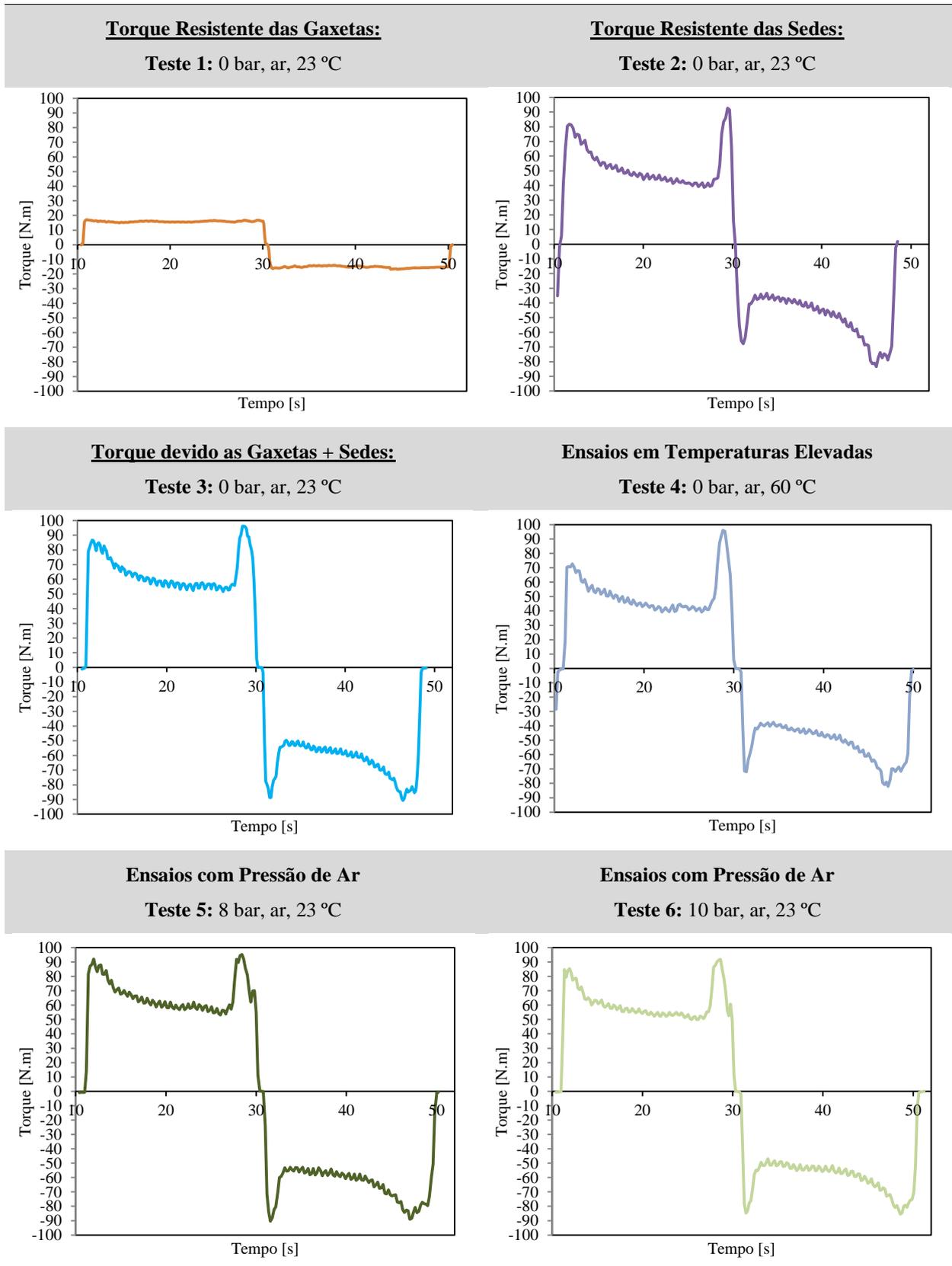
#### **4.1.1.1 Coleta de dados**

Os dados coletados apresentavam 6 resultados para cada condição ensaiada, correspondentes a seis ciclos de acionamento estabelecidos pela ABNT NBR 15827 (2014). Os dados e curvas obtidas foram analisadas, filtradas e tratadas empregando planilhas eletrônicas.

#### **4.1.1.2 Assinaturas de torque de acionamento nas diferentes combinações de fatores controláveis**

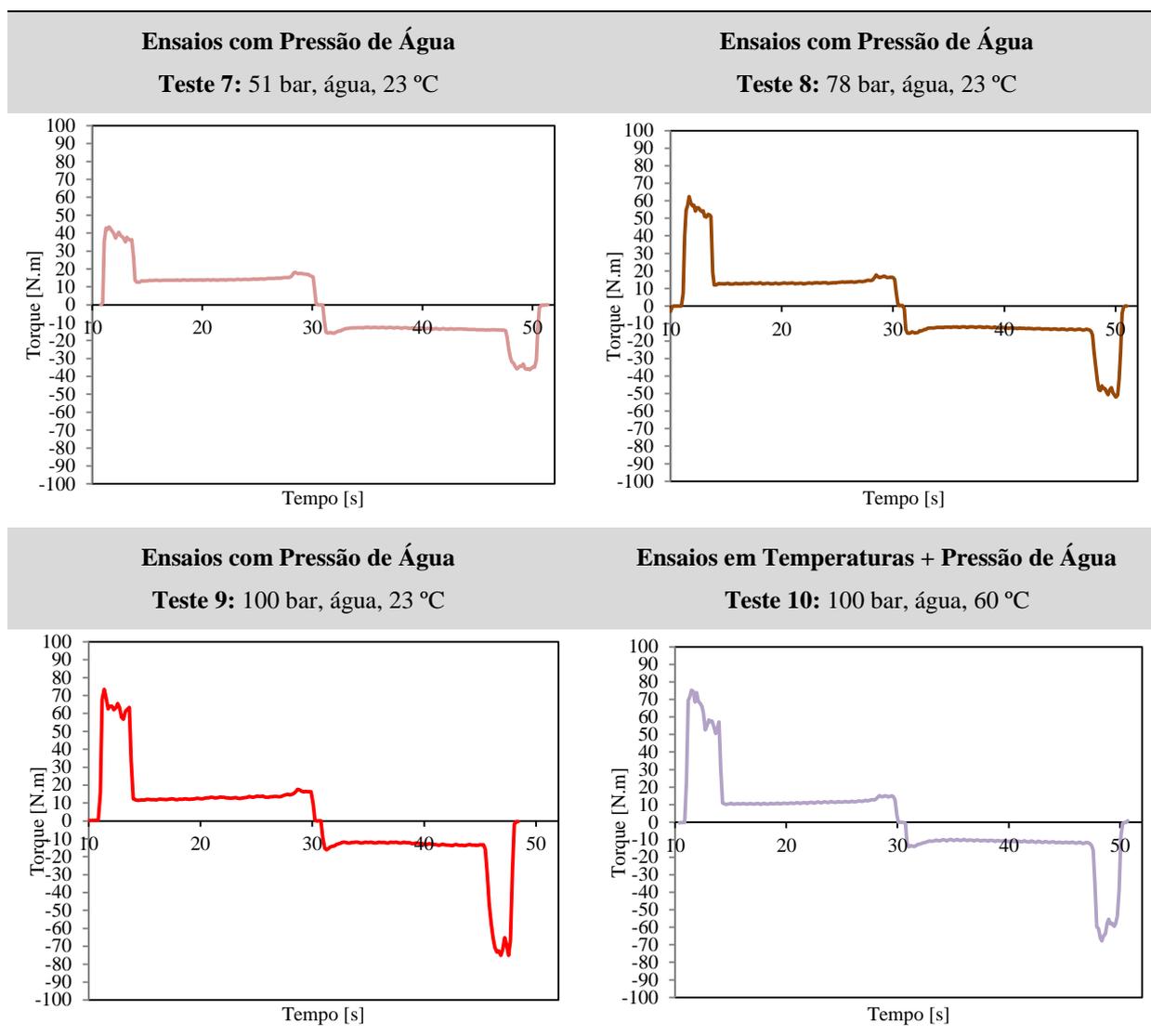
As gráficas da Figura 61 apresentam as assinaturas de torque de acionamento obtidas durante o acionamento completo em abertura e fechamento da válvula de esfera analisada. Ditas curvas representam os perfis “típicos” de assinatura para cada condição, coletados de entre as repetições individuais obtidas para cada uma das condições analisadas.

**Figura 61 - Assinaturas de torque de acionamento de protótipo.**



Fonte: O AUTOR (2018).

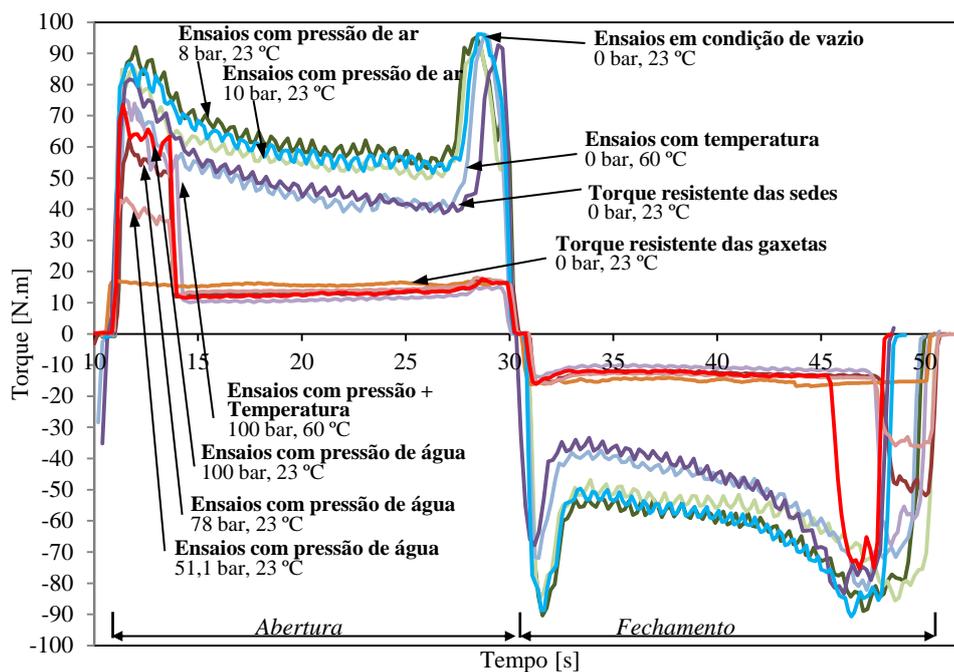
**Figura 61 - Assinaturas de torque de acionamento de protótipo (Continuação).**



**Fonte:** O AUTOR (2018), (Continuação).

Nas seguintes figuras são recolhidas todas as Curvas de Torque de Acionamento obtidas. A escala temporal de cada curva individual foi alterada de maneira que estas coincidissem entre si, e a modo de serem apresentadas superpostas. Isto deveu-se a que o tempo total de duração dos acionamentos durante os ensaios não foi exatamente o mesmo (com duração de entre 40 a 52 segundos para um acionamento completo).

**Figura 62 - Assinaturas de torque de acionamento de protótipo.**



Fonte: O AUTOR (2018).

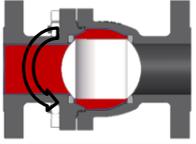
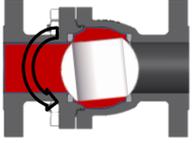
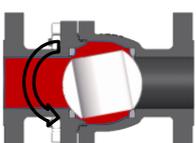
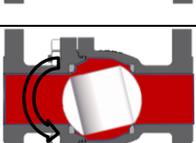
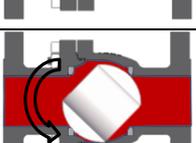
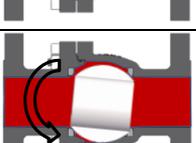
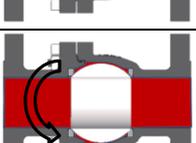
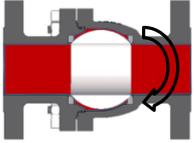
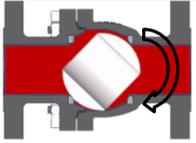
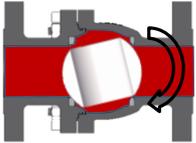
#### 4.1.1 Análise e discussão dos resultados

##### 4.1.1.1 Pontos notáveis

Conforme definido na norma ABNT NBR 15827 (2014), assinaturas são caracterizadas por pontos característicos referidos como “*pontos notáveis*” (ou pontos-chave), os quais devem ser identificados e registrados durante testes de assinatura de protótipos.

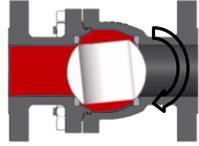
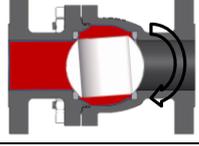
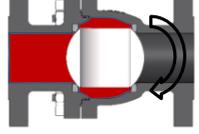
A interpretação destes pontos é descrita em detalhe na Tabela 22.

Tabela 22 - Pontos notáveis de assinatura de uma válvula de esfera.

	Posições de acionamento	Posição	Pontos notáveis	Abertura
1		$0^\circ$	TRAQ ou BTO	<b>Início da abertura da válvula/ou de giro da haste da válvula:</b> Torque de abertura na quebra de movimento (TRAQ) ou <i>Break To Open</i> (BTO) (“torque de quebra para abrir”).
2		$0^\circ + \Delta\theta$	TRAC ou RPO	Torque máximo de abertura, ainda com diferencial de pressão, durante o curso de abertura (TRAC) ou “ <i>Running torque with Pressure to Open</i> ” (RPO).
3		$h_0^\circ$	Início do CRACK OPEN.	<b>Início do CRACK OPEN / Início de comunicação</b> Valor do torque de abertura antes da sua queda abrupta, ainda com diferencial de pressão entre montante e jusante. <b>Onde:</b> $h_0$ : Ângulo de abertura inicial ou Ângulo de Crack-Open / Pinch-Off
4		$h_0^\circ + \Delta\theta$	Final do CRACK OPEN	<b>Final do CRACK OPEN / Completa equalização</b> Valor do torque de abertura no momento em que ocorre a completa equalização entre as pressões de montante e jusante.
5		$(h_0^\circ + \Delta\theta)$ a $(90^\circ - h_0^\circ)$	TRAS ou RNO	Torque máximo de abertura, já sem diferencial de pressão, durante o movimento de abertura (TRAS); ou <i>Running torque with No-pressure to Open</i> (RNO).
6		$90^\circ$		Torque de abertura no momento em que as sedes ficam alinhadas com o furo de passagem do obturador <b>próximo ao final do curso angular de abertura da válvula (<math>90^\circ</math>)</b> , antes do aumento até o torque nominal de operação do Atuador (TNO) no fim de curso da haste.
7		$90^\circ$	JTO ou +TNO	<b>Válvula completamente aberta</b> Jam To Open Torque (JTO): Aperto no fim de curso de abertura com TNO (Torque nominal de operação).
	Posições de acionamento	Posição	Pontos notáveis	Fechamento
1		$90^\circ$	TRFQ Ou BTC	<b>Início do fechamento da válvula</b> Torque real na quebra do movimento de fechamento ou início de giro no fechamento (TRFQ) ou <i>Break To Close</i> (BTC): “torque de quebra para fechar”.
2		$(90^\circ - h_0^\circ)$ a $(h_0^\circ + \Delta\theta)$	TRFS Ou RNC	Torque máximo, ainda sem diferencial de pressão, durante o movimento de fechamento (TRFS) ou <i>Running torque with No-pressure to Close</i> (RNC).
3		$h_0^\circ + \Delta\theta$	Início do PINCH OFF	<b>Início do PINCH OFF / Fim de comunicação</b> Torque de fechamento antes do aumento abrupto, ainda sem diferencial de pressão entre montante e jusante.

Fonte: O AUTOR (2018), Adaptado de ABNT 15827 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014) e de “Testes Funcionais (de Performance) de Torque” - ET-3500.00-1510-221-PPC-001 - Rev.C - Válvula Submarina - Diretrizes de Projeto e Testes de Homologação e de Aceitação em Fábrica (PETROBRAS, 2006).

Tabela 22 - Pontos notáveis de assinatura de uma válvula de esfera - (Continuação).

4		$h_0^\circ$	Final do <i>PINCH OFF</i>	<b>Final do <i>PINCH OFF</i> / Completo diferencial</b> Torque de fechamento no momento em que a jusante da válvula atinge a completa despressurização devido ao fim de comunicação entre montante e jusante.
5		$0^\circ + \Delta\theta$	TRFC Ou RPC	Torque máximo de fechamento, já com diferencial de pressão, durante o movimento de abertura e antes de atingir o fim de curso de fechamento da haste (TRFC) ou <i>Running torque with Pressure to Close</i> (RPC). É um ponto de difícil obtenção prática.
6		$0^\circ$	JTC Ou - TNO	<b>Válvula completamente fechada:</b> <i>Jam To Close Torque</i> (JTC): Torque de Aperto aplicado no final do curso de fechamento da válvula com TNO.

**Fonte:** O AUTOR (2018), Adaptado de ABNT 15827 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2014) e de “*Testes Funcionais (de Performance) de Torque*” - ET-3500.00-1510-221-PPC-001 - Rev.C - Válvula Submarina - Diretrizes de Projeto e Testes de Homologação e de Aceitação em Fábrica (PETROBRAS, 2006).

A partir das curvas de assinatura obtidas foram extraídos e tabelados os valores de torque de acionamento correspondentes aos *pontos notáveis* TRAC, TRAS, JTO, TRFQ, TRFS e TRFC. Foram calculadas as médias e desvios padrão a respeito das repetições obtidas para cada uma das condições de teste, assim como também os torques de acionamento máximos e mínimos e os desvios padrão máximos e mínimos para estes pontos. Na Tabela 23 apresentam-se os resultados obtidos.

Os resultados mostram desvios padrão inferiores a 5,13 N.m, dos valores dos pontos notáveis para as diferentes repetições de cada condição ensaiada, o que confirma o comportamento repetitivo e homogêneo da válvula ao longo de acionamentos consecutivos. No entanto, certa divergência no comportamento da válvula e de seus perfis de valores de torque foi observada para as condições 8, 9 e 10, correspondentes com condições de pressão de operação não admissíveis para este protótipo em particular.

Tabela 23 - Médias e desvios padrão dos pontos notáveis das assinaturas obtidas.

Testes		TRAQ	TRAC	Início do CRACK- OPEN	Final do CRACK- OPEN	TRAS	JTO	TRFQ	TRFS	Início do PINCH-OFF	Final do PINCH-OFF	TRFC	JTC	Torque Máximo	Torque Mínimo	Desv.P. Max	Desv.P. Min	
1	Média	-	-	-	-	16,34	-	-	-16,30	-	-	-	-	16,34	-16,30			
	Desv. Padrão	-	-	-	-	0,27	-	-	0,55	-	-	-	-			0,55	0,27	
2	Média	-	83,21	-	-	38,44	92,75	-68,79	-34,04	-	-	-83,35	-	92,75	-83,35			
	Desv. Padrão	-	2,94	-	-	0,37	0,14	3,92	0,62	-	-	0,11	-			3,92	0,11	
3	Média	-	87,42	-	-	52,97	98,49	-88,17	-51,37	-	-	-90,52	-	98,49	-90,52			
	Desv. Padrão	-	4,67	-	-	4,77	3,61	4,95	2,93	-	-	0,92	-			4,95	0,92	
4	Média	-	73,27	-	-	39,37	93,06	-72,36	-38,50	-	-	-82,30	-	93,06	-82,30			
	Desv. Padrão	-	1,04	-	-	1,10	3,89	0,46	1,19	-	-	0,18	-			3,89	0,18	
5	Média	-	87,98	-	-	51,92	95,46	-87,71	-51,02	-	-	-88,05	-	95,46	-88,05			
	Desv. Padrão	-	3,63	-	-	1,74	0,25	3,73	2,72	-	-	1,36	-			3,73	0,25	
6	Média	-	83,69	-	-	48,18	90,44	-84,40	-46,25	-	-	-85,66	-	90,44	-85,66			
	Desv. Padrão	-	1,54	-	-	1,76	1,24	1,29	0,66	-	-	0,24	-			1,76	0,24	
7	Média	-	45,56	-	-	13,21	18,28	-15,86	-12,58	-	-	-36,84	-	45,56	-36,84			
	Desv. Padrão	-	5,13	-	-	0,03	0,33	0,14	0,16	-	-	2,87	-			5,13	0,03	
8	Média	-	63,43	-	-	12,63	17,29	-15,61	-12,28	-	-	-50,39	-	63,43	-50,39			
	Desv. Padrão	-	1,55	-	-	0,10	0,45	0,32	0,25	-	-	1,33	-			1,55	0,10	
9	Média	-	76,79	-	-	11,96	17,49	-15,82	-11,80	-	-	-74,46	-	76,79	-74,46			
	Desv. Padrão	-	4,57	-	-	0,20	0,15	0,34	0,07	-	-	2,13	-			4,57	0,07	
10	Média	-	73,47	-	-	10,31	15,35	-14,01	-10,54	-	-	-68,77	-	73,47	-68,77			
	Desv. Padrão	-	2,06	-	-	0,19	0,21	0,08	0,55	-	-	1,34	-			2,06	0,08	
														<b>Máximos</b>	98,49		5,13	
														<b>Mínimos</b>		-90,52		0,03

Fonte: O AUTOR (2018).

**Detalhe:** ( - ): Ponto de dados não coletado ou não aplicável.

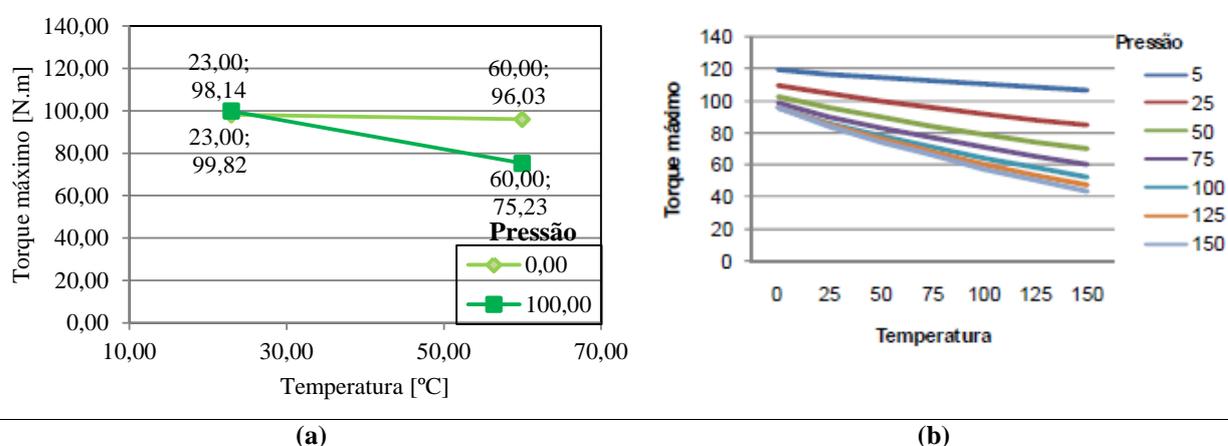
#### 4.1.1.2 Efeito dos parâmetros de teste: pressão e temperatura

Como ajuda na verificação dos resultados obtidos foram tomados como base de comparação os dados e resultados obtidos por COSTA (2009) em seu estudo intitulado “*Estudo do Torque de Acionamento e Vida Útil de um Projeto de Válvulas Industriais*”. COSTA (2009) realizou experimentos planejados de torque de acionamento e construiu modelos não lineares para a previsão do torque máximo nas diferentes situações possíveis (variações na temperatura, pressão, esmagamento das sedes, e torque na porca da haste), isso para dois tamanhos de válvulas (foram testados diâmetros de ½" e 1 ½"), gerando finalmente tabelas de médias e gráficos dos fatores principais e das interações significativas em base a cada modelo gerado.

Foi coletada e tabelada a variável de saída “Torque máximo de acionamento” para os testes efetuados no presente estudo, mostrando os efeitos da variação dos fatores controláveis sobre a variável de saída “Torque máximo de acionamento”, resultados que foram posteriormente comparados com os correspondentemente obtidos por COSTA (2009) para uma válvula de bitola 1 1/2". Nas seções seguintes apresentam-se os resultados ditas análises.

#### 4.1.1.2.1 Efeito da temperatura

**Figura 63 - Efeito da temperatura sobre o torque máximo de acionamento. a) Válvula de esfera flutuante 3"; b) Válvula de esfera flutuante de 1-1/2".**



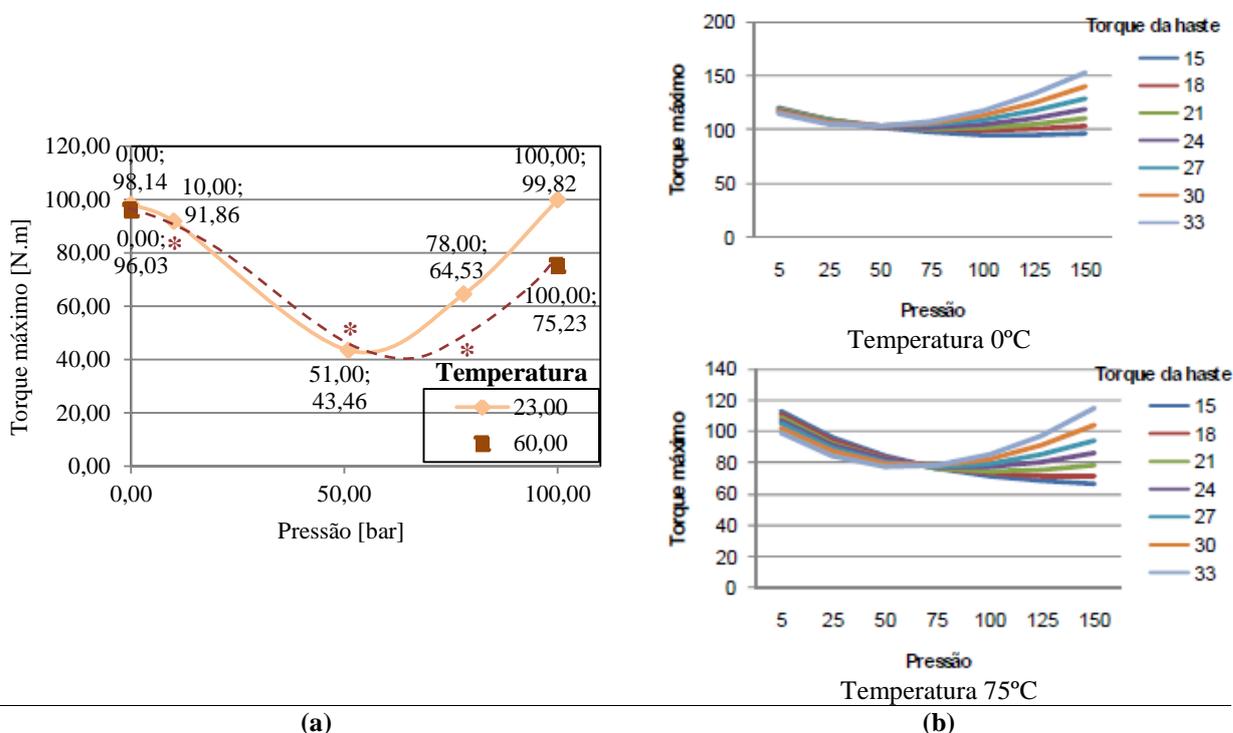
**Fonte:** a) O AUTOR (2018); b) COSTA (2009).

Como pode ser observado ao comparar a Figura 63-a como a Figura 63-b, os resultados obtidos são equivalentes ao obtidos por COSTA (2009). Como evidenciado, o *Efeito da Temperatura sobre o Torque máximo* é tal que para qualquer condição de pressão, o torque máximo diminui com o aumento da temperatura (isto é: maiores temperaturas diminuem a rigidez do material das sedes). Logo, o efeito da temperatura sobre a redução do torque máximo de acionamento é relativamente menor na condição em que a pressão é baixa, e mais pronunciado quando a pressão é elevada (isto é: a maior pressão, maior será a compressão das sedes, e por tanto com a rigidez das sedes diminuída devido à temperatura, mais pronunciada será a diminuição do torque de acionamento).

Logo, para qualquer condição de torque da haste, o efeito da temperatura é aproximadamente o mesmo (é dizer, o torque máximo diminui com a temperatura, independentemente do torque de aperto das vedações na haste).

#### 4.1.1.2.2 Efeito da pressão

**Figura 64 - Efeito da pressão sobre o torque máximo de acionamento. a) Válvula de esfera flutuante 3"; b) Válvula de esfera flutuante de 1-1/2".**



**Fonte:** a) O AUTOR (2018). Obs.: \*Dados de pontos intermediários não disponíveis; b) COSTA (2009).

Novamente, comparando a gráfica da Figura 64-a com as da Figura 64-b podemos observar resultados equivalentes. Como exposto por COSTA (2009) a pressão exerce um efeito quadrático sobre o torque máximo de acionamento. De forma geral, até um certo valor de transição, o aumento da pressão diminui o torque máximo de acionamento e, a partir deste valor de transição, o aumento adicional da pressão provoca um aumento no torque máximo de acionamento. Logo, o valor de transição depende tanto da condição de temperatura como do torque de aperto na porca da haste.

#### 4.2 ANÁLISE NUMÉRICA DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos das análises numéricas de levantamento de assinaturas de torque de acionamento, que foram executadas empregando modelos numéricos de elementos finitos criados e configurados a partir de um “modelo de referência ou de base” previamente desenvolvido.

A construção e conteúdo de dito modelo de referência, representativo do ciclo completo de acionamento da válvula de esfera flutuante em análise, foi descrita anteriormente na *Seção 3.4 – “CONSTRUÇÃO DE MODELO NUMÉRICO”*.

Os materiais utilizados e os procedimentos empregados para a execução de análises numéricas de torque de acionamento foram descritos previamente na *Seção 3.5 – “ANÁLISE NUMÉRICA DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO”*. Os distintos modelos criados - cada um deles representando uma condição de operação determinada – foram configurados e calibrados a respeito dos resultados experimentais previamente obtidos na *Seção 3.2 - “ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE DE ACIONAMENTO”*, com o objetivo de que ditos modelos permitam prever posteriormente as respostas de torque de acionamento necessário para quaisquer condições de operação, refletindo o mais fielmente possível o comportamento do protótipo.

As condições e configuração das análises numéricas (dos testes numéricos) foram apresentadas anteriormente na Tabela 6, e correspondem às mesmas dos ensaios experimentais da *Seção 3.2*.

**Tabela 6 – Tabela de ensaios (Repetida).**

Testes	Torque de aperto das Gaxetas [N.m]	Torque de aperto das Sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]
1	32	0	23	0
2	0	46	23	0
3	32	46	23	0
4	32	46	60	0
5	32	46	23	8
6	32	46	23	10
7	32	46	23	51,1
8	32	46	23	78
9	32	46	23	100
10	32	46	60	100

**Fonte:** O AUTOR (2018).

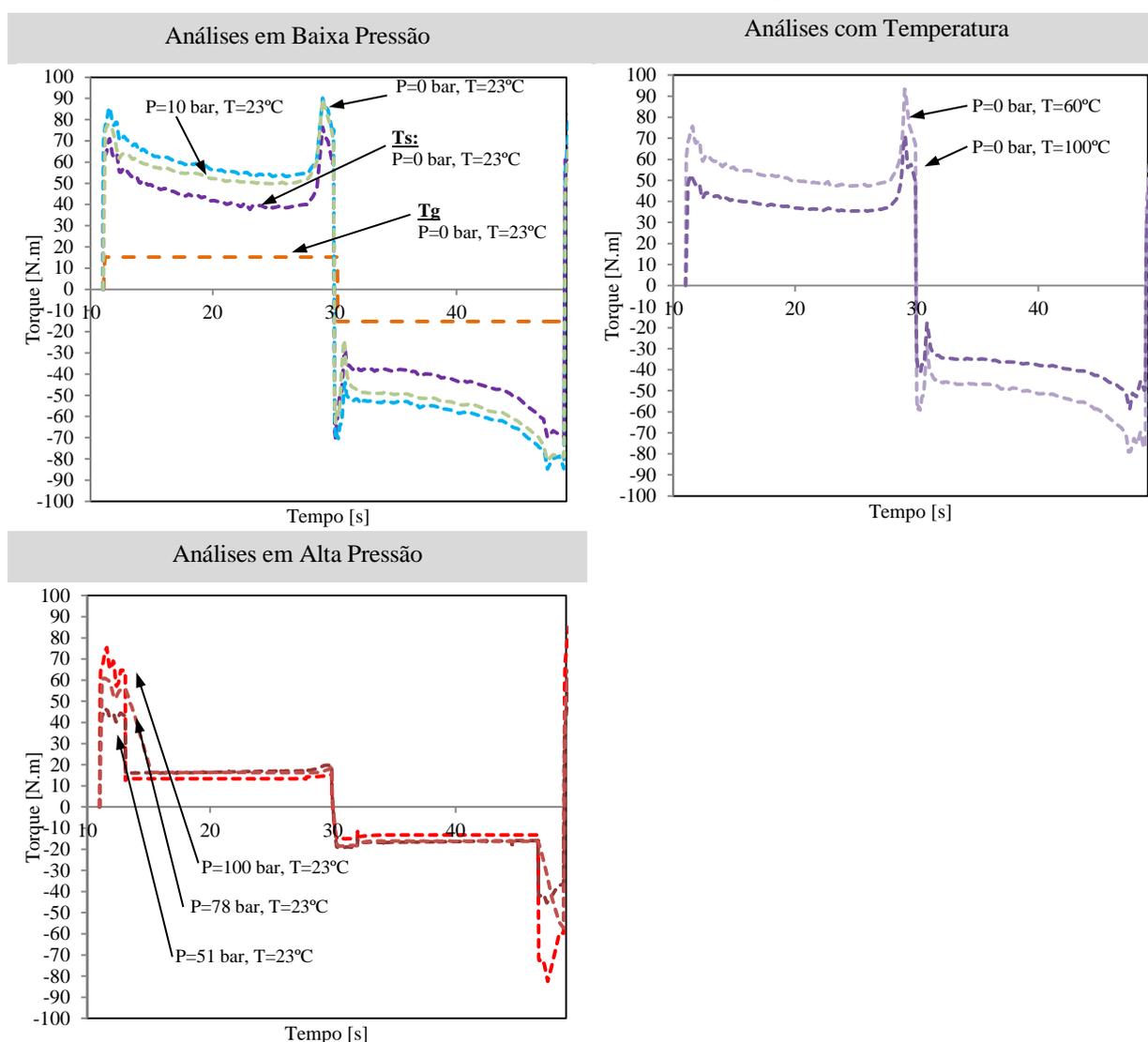
### 4.2.1 Resultados das análises

Neste caso, como evidente, os dados coletados apresentam um único resultado para cada condição de teste (isto é, um ciclo completo de abertura e fechamento), dado que cada análise de EF não apresentará variabilidade (não apresentará resultados diferentes) sempre que sejam mantidas suas configurações iniciais.

#### 4.2.1.1 Assinaturas de torque de acionamento para diferentes condições de operação, obtidas mediante análises de EF

Os gráficos da Figura 65 recolhem o conjunto de assinaturas obtidas plotando os valores de Momento de Reação vs. Tempo a partir dos resultados das análises de EF do acionamento completo da válvula para as diferentes condições analisadas.

**Figura 65 – Conjunto de assinaturas numéricas de torque de acionamento.**

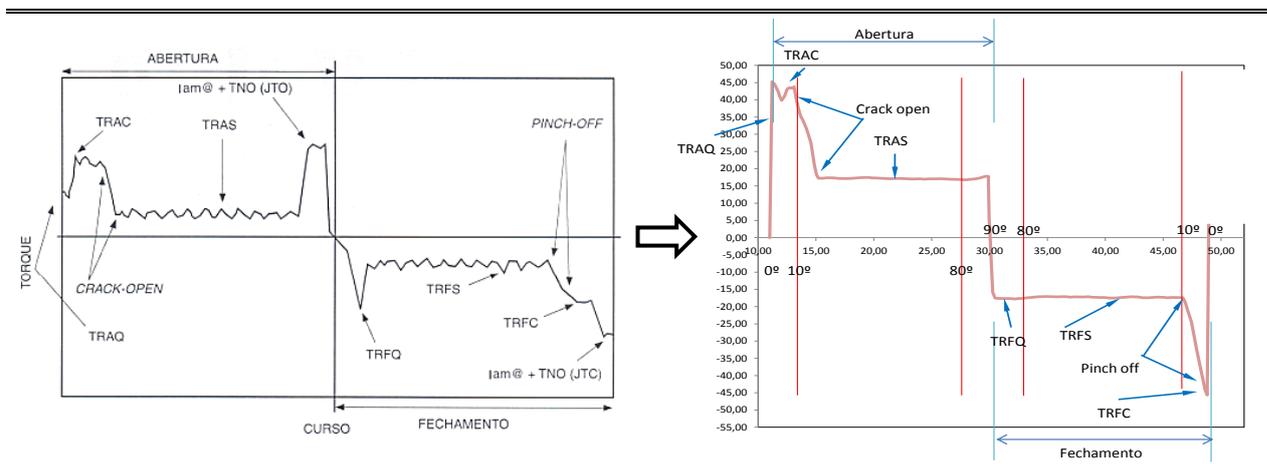


Fonte: O AUTOR (2018).

#### 4.2.1.2 Pontos notáveis

Com o intuito de validar com maior detalhe os resultados obtidos, na Figura 66 apresenta-se a identificação dos *pontos notáveis* em assinatura obtida mediante o modelo numérico desenvolvido.

Figura 66 - Pontos notáveis.



Curva típica de assinatura e seus pontos notáveis- ABNT NBR 15827 (2014).

Assinatura de torque de acionamento em condição “Alta Pressão” (isto é, Pressão Nominal: 51,1 bares)

Fonte: O AUTOR (2018).

Seguindo o mesmo raciocínio, e analogamente a Figura 66, apresentam-se na Tabela 24 os valores coletados de torque de acionamento correspondentes aos *pontos notáveis* para cada uma das assinaturas numéricas obtidas.

Tabela 24 - Pontos notáveis das assinaturas obtidas através das análises numéricas.

Testes	Torque de aperto das Gaxetas [N.m]	Torque de aperto das Sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	TRAQ	TRAC	Início do crack-open	Final do crack-open	TRAS	JTO	TRFQ	TRFS	Início do pinch-off	Final do pinch-off	TRFC	JTC
1	32	0	23	0	-	-	-	-	15,16	-	-	-15,16	-	-	-	-
2	0	46	23	0	-	-	-	-	37,59	-	-	-34,01	-	-	-	-
3	32	46	23	0	69,84	85,83	-	-	53,31	90,25	-70,52	-51,94	-	-	-84,74	-
4	32	46	60	0	60,85	75,72	-	-	47,40	93,33	-59,38	-45,77	-	-	-79,12	-
5	32	46	23	8	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.
6	32	46	23	10	75,29	77,76	-	-	49,58	89,9	-63,12	-48,54	-	-	-80,87	-
7	32	46	23	51,1	34,36	46,47	43,14	16,2	16,53	19,98	-19,02	-16,67	-16	-39,49	-45,45	-
8	32	46	23	78	48	61,02	48,82	16,31	16,29	19,16	-18,5	-16,22	-17,07	-43,05	-57,27	-
9	32	46	23	100	57,99	75,42	63,6	13,35	13,36	15,35	-14,89	-13,3	-13,3	-61,73	-82,51	-
10	32	46	60	100	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.	n/d.
11	32	46	100	0	48,38	52,7	-	-	35,32	71,07	-40,94	-34,16	-	-	-58,6	-

Fonte: O AUTOR (2018).

**Detalhe:** (-): Não Aplicável; (n/d.): Não Disponível (Condição não analisada).

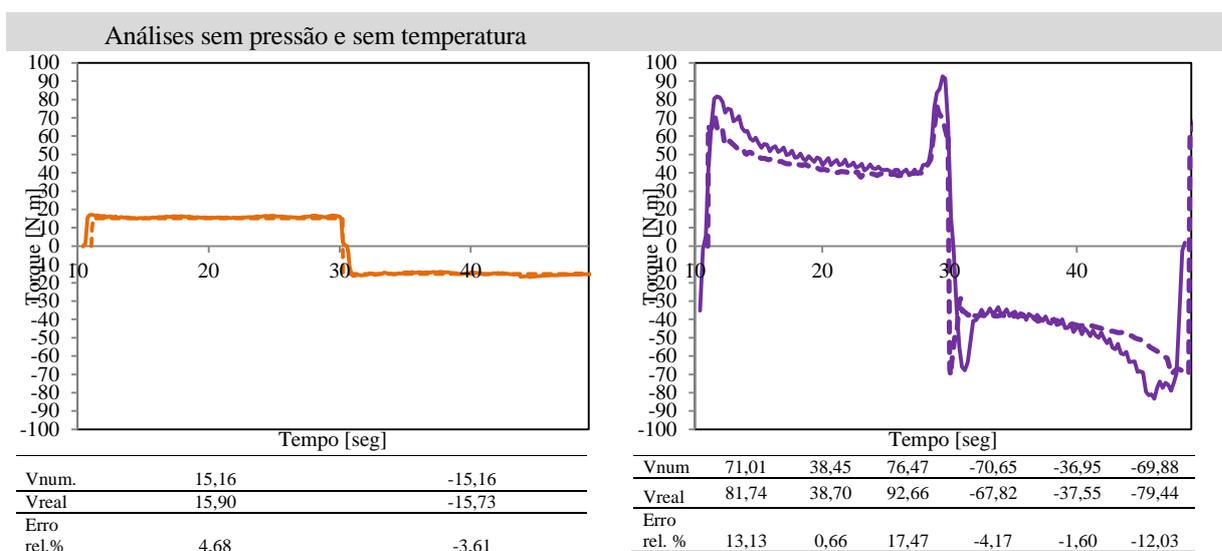
#### 4.2.1 Avaliação dos resultados do modelo numérico comparando com os ensaios experimentais

Na Figura 67 apresenta-se um comparativo entre as assinaturas de torque de acionamento obtidas através dos ensaios experimentais de torque de acionamento (Testes de Protótipo) e assinaturas equivalentes reproduzidas empregando os modelos numéricos desenvolvidos (Análises de EF).

Ao compara-las pode-se observar a capacidade dos modelos construídos de reproduzir corretamente tanto os valores máximos e mínimos de torque de acionamento assim como a aparência e fisionomia geral das curvas de acionamento, para todas as condições analisadas.

Adicionalmente foram calculados os erros relativos percentuais entre as assinaturas numéricas e experimentais para os pontos notáveis. O erro relativo máximo obtido foi de 23,8 %, e o erro relativo médio foi de 7,5%, demonstrando a precisão e robustez dos modelos desenvolvidos.

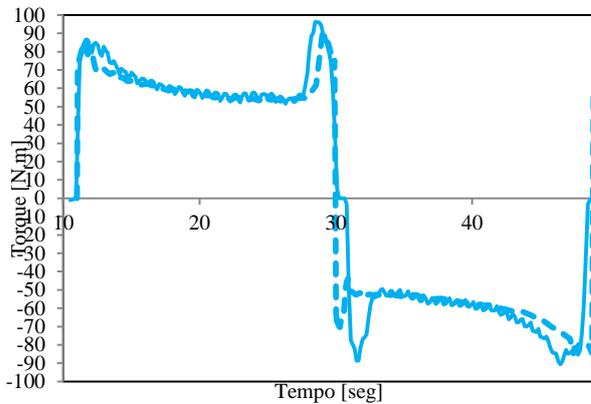
**Figura 67 – Comparação entre análises experimentais e análises numéricas de torque de acionamento.**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

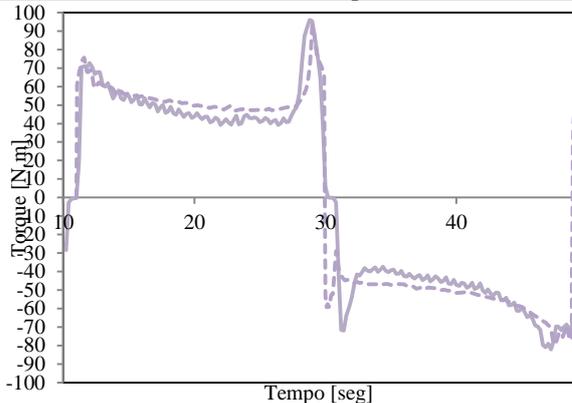
Referências: ——— Testes de Protótipo  
 - - - Análises de EF

Figura 67 – Comparação entre análises experimentais e análises numéricas de torque de acionamento (Continuação).

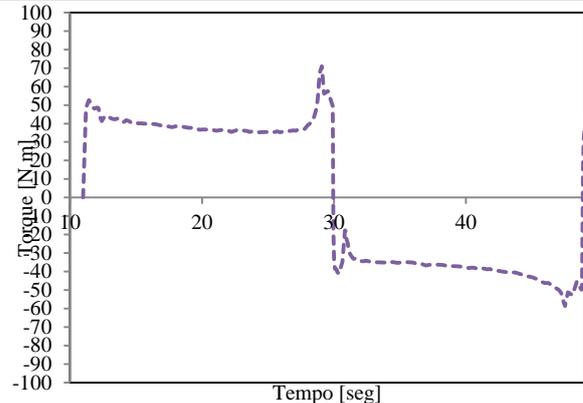


Vnum	85,83	53,19	90,25	-70,45	-51,81	-84,74
Vreal	86,27	52,24	96,20	-88,75	-50,60	-89,10
Erro rel. %	0,51	1,82	6,19	-20,62	-2,38	-4,90

Análises com temperatura

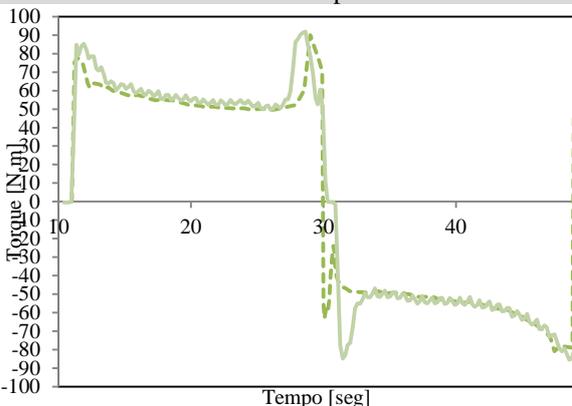


Vnum	75,72	47,24	93,33	-59,38	-44,73	-79,12
Vreal	72,78	42,30	96,03	-71,95	-42,46	-80,96
Erro rel. %	4,03	11,67	2,81	-17,47	-5,34	-2,27

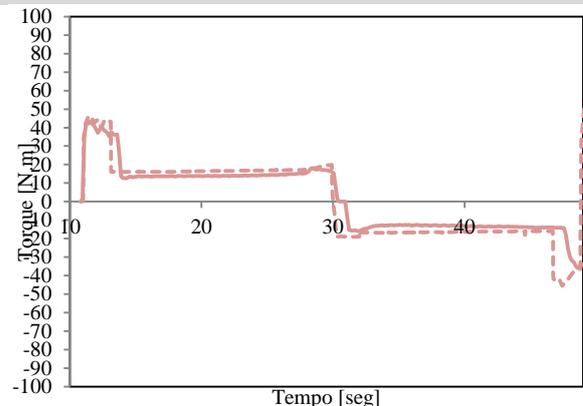


Vnum	52,7	35,83	71,07	-40,94	-31,93	-58,6
Vreal	n / d.	n / d.	n / d.	n / d.	n / d.	n / d.
Erro rel. %	#DIV/0!	0!	0!	#DIV/0!	0!	#DIV/0!

Análises com pressão



Vnum	77,76	50,47	89,9	-63,12	-48,37	-80,87
Vreal	85,39	49,85	91,42	-82,84	-49,68	-85,58
Erro rel. %	8,94	1,23	1,67	-23,81	-2,64	-5,51

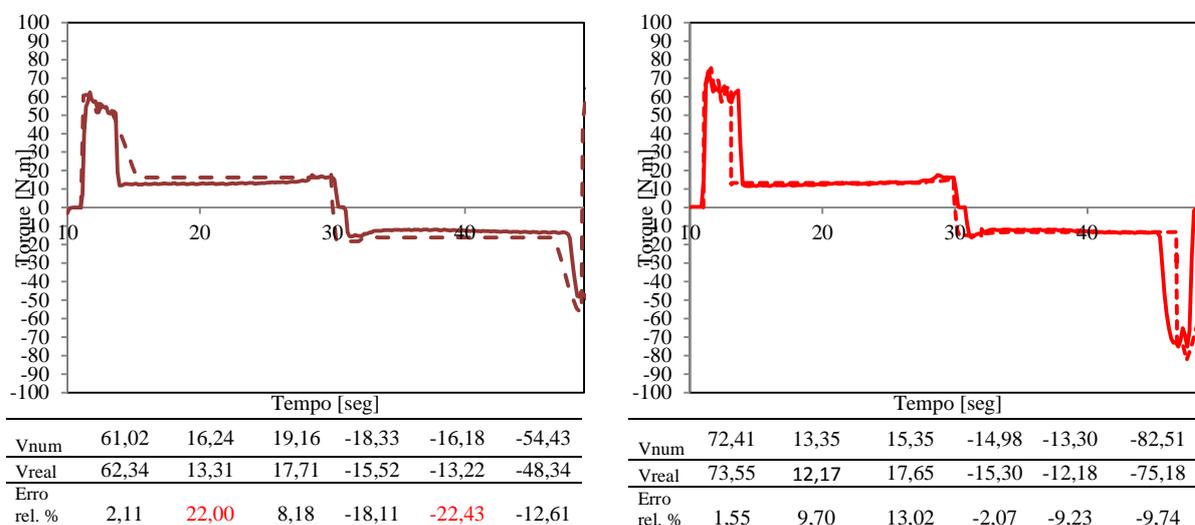


Vnum	46,47	16,13	19,98	-18,96	-16,09	-42,74
Vreal	43,46	13,74	17,65	-15,73	-12,99	-36,32
Erro rel. %	6,94	17,36	13,21	-20,55	-23,85	-17,68

Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

Referências: ——— Testes de Protótipo  
 - - - Análises de EF

**Figura 67 – Comparação entre análises experimentais e análises numéricas de torque de acionamento (Continuação).**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

Referências: ——— Testes de Protótipo  
 - - - Análises de EF

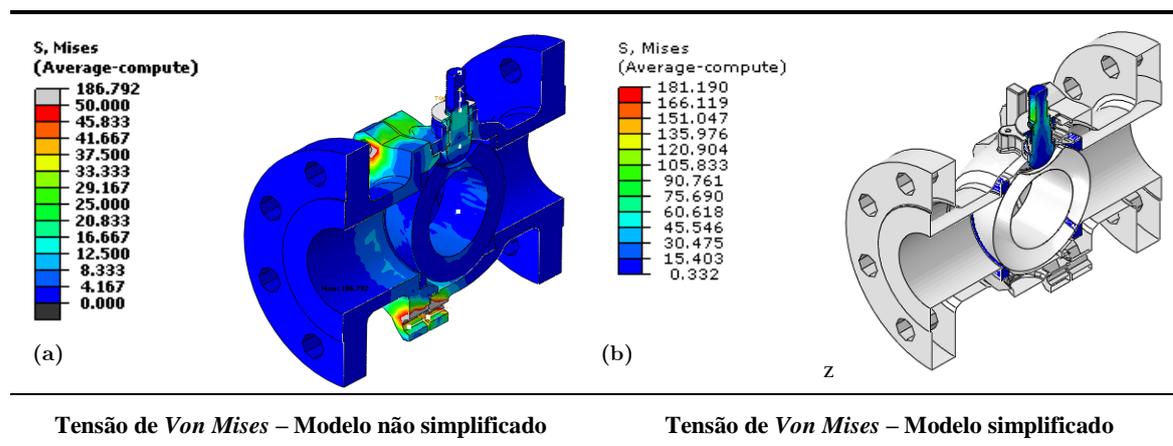
#### 4.2.2 Distribuições de tensões, deformações e comportamento das vedações

Resulta claro que adicionalmente a previsão de assinaturas de torque, o modelo desenvolvido também possui a capacidade de prever os estados de tensão, de deformação e pressões de contato das vedações para qualquer instante do processo tanto durante a montagem da válvula como durante seu acionamento. Isso permite que diversas análises como a avaliação da estanqueidade e/ou capacidade de vedação em pontos específicos do curso de acionamento possam ser efetuadas.

Na Figura 68 são apresentadas as distribuições das tensões de *Von Mises* tanto para o modelo sem simplificações como para o modelo simplificado. Ao graficar a resposta de deformação para o modelo sem simplificações pode-se verificar que as deformações que sofrem o corpo, tampa e esfera são desprezíveis ao respeito da deformação das vedações, o que justifica a simplificação anteriormente adotada de modelar ditas peças como corpos rígidos não deformáveis.

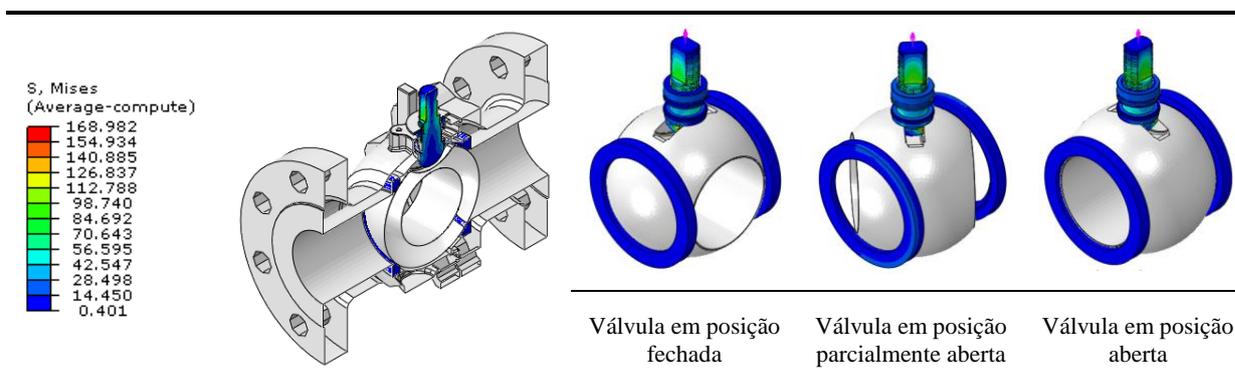
Já na Figura 69 apresentam-se as distribuições de tensões de *Von Mises* para o modelo adotado (Modelo simplificado) para as três posições básicas do acionamento da válvula (válvula fechada – 0°; válvula parcialmente aberta; e válvula aberta – 90°).

**Figura 68 – Distribuição das Tensões de *Von Mises* para o Modelo não Simplificado e para o Modelo Simplificado da válvula em análise.**



Fonte: O AUTOR (2018).

**Figura 69 - Tensões de *Von Mises* – Válvula em condição de “vazio” (P=0 bar; T=23°C).**



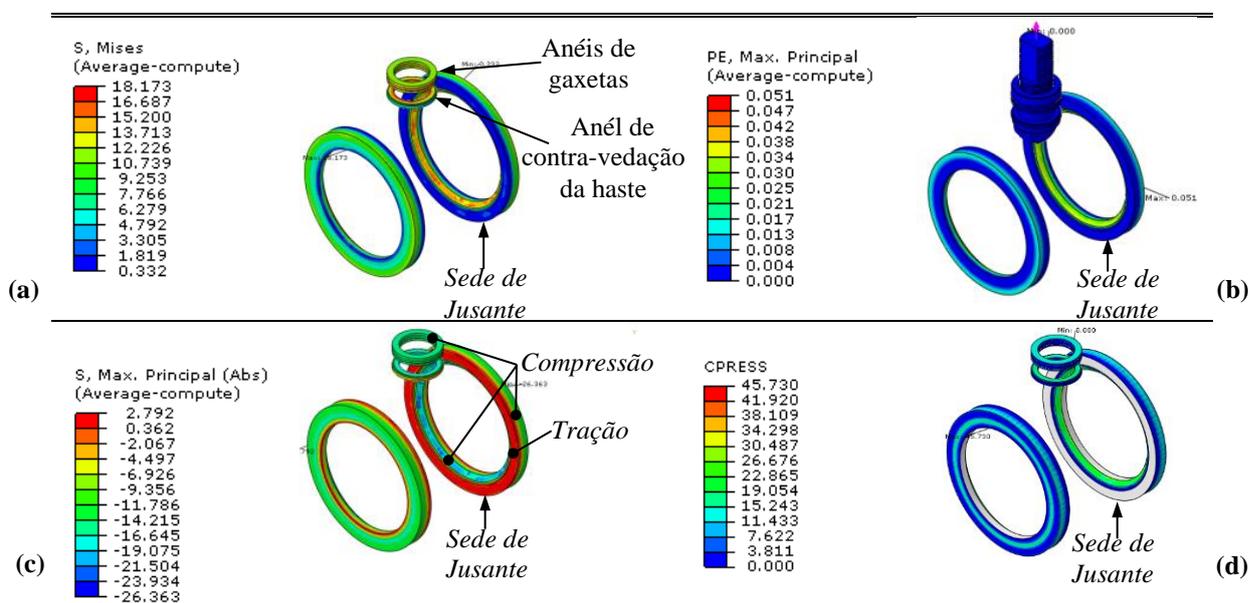
Fonte: O AUTOR (2018).

Em seguida na Figura 70 apresentam-se as distribuições de tensões de *Von Mises* e Máxima Principal, Deformação Plástica e Pressões de Contato, para as vedações da válvula (anéis de gaxetas, anel de contravedação da haste e sedes de vedação da esfera) na posição fechada inicial ( $0^\circ$ ) após completada montagem da válvula. Na Figura 70-c podem-se distinguir as regiões em tração e compressão da sede de vedação de jusante, correspondentes com vedações do tipo “de torsão”. Conforme exposto por SMITH e ZAPPE (2004), este tipo de sedes de vedação são fornecidas com um lábio em balanço, que é projetado de forma que a esfera entre em contato inicialmente apenas com a ponta do lábio. Como as sedes a montante e a jusante são pré-tensionadas na montagem contra a esfera, os lábios defletem e colocam a estas em torção. Através desta característica, as sedes têm alguma ação de mola que promove uma boa vedação também a baixas pressões do fluido.

Logo na Figura 70-d apreciam-se os valores máximos de pressão de contato (entre 22,8 e 26,6 MPa) nas superfícies de vedação sedes/esfera e haste/gaxetas que permitem identificar

claramente as superfícies que sob maior tensão destas e as quais garantem a estanqueidade tanto do obturador/esfera como da haste.

**Figura 70 - Vedações das sedes e da haste - Tensão de *Von Mises*, Deformação Plástica Máxima Principal, Tensão Máxima Principal, e Pressão de Contato — Válvula na posição fechada após processo de montagem, em condição de vazio (P=0 bar; T=23°C).**



Fonte: O AUTOR (2018).

### 4.2.3 Análise e discussão dos resultados

A partir das assinaturas obtidas através das análises de EF, para as diferentes combinações dos fatores controláveis (pressão e temperatura) foram plotados gráficos mostrando as tendências do efeito dos fatores controláveis sobre a fisionomia dos perfis de assinatura.

#### 4.2.3.1 Efeitos dos fatores principais e interações entre fatores

##### 4.2.3.1.1 Efeito da variação da pressão de trabalho

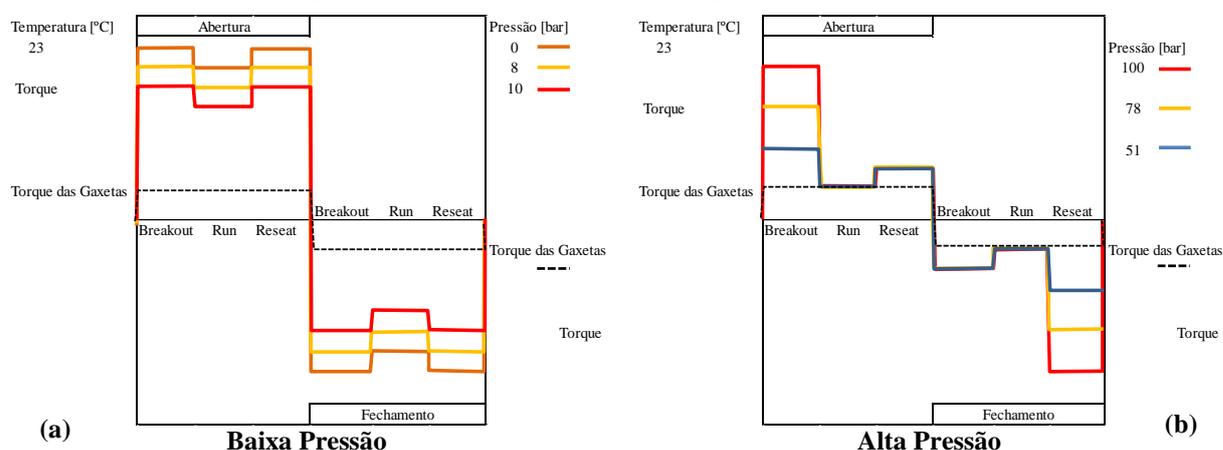
Para as análises com pressão de trabalho, como esperado, as assinaturas de torque variaram notavelmente em comparação as assinaturas em vazio (sem pressão e sem temperatura).

Em condições com pressão aplicada de valor baixo (<30% da PMT), os valores máximos de torque aumentaram de forma homogênea nos pontos inicial (válvula fechada), intermediário (válvula parcialmente aberta) e final (válvula aberta), porém este aumento resultou de reduzida magnitude (Ver Figura 71-a).

Em condições com pressão aplicada de valor moderado a elevado (>30% da PMT) (Ver Figura 71-b), no início da abertura com a válvula em posição fechada, a esfera se desloca em

sentido montante-jusante aplicando maior tensão na sede de jusante. O torque máximo de acionamento para esta condição se identifica para a posição fechada. O segundo valor máximo de torque ocorre com a válvula completamente aberta, em que a esfera faz contato com ambas as sedes, porém de menor magnitude devido a ausência de pressão diferencial. O terceiro valor máximo de torque (similar ao primeiro ponto, referente a posição fechada) identifica-se no fim do fechamento (com a válvula fechada novamente). Logo para os dois trajetos intermediários (de abertura e de fechamento) foi evidenciada a redução da tensão de contato sobre a esfera devido à pressão aplicada sobre ambas as sedes, permitindo que esta “flutue” parcialmente nestas posições e resultando em torques de acionamento de valor próximo ao do torque devido unicamente as gaxetas (ou  $T_g$ :Torque resistente das gaxetas).

**Figura 71 - Efeito da pressão sobre o perfil de assinatura.**



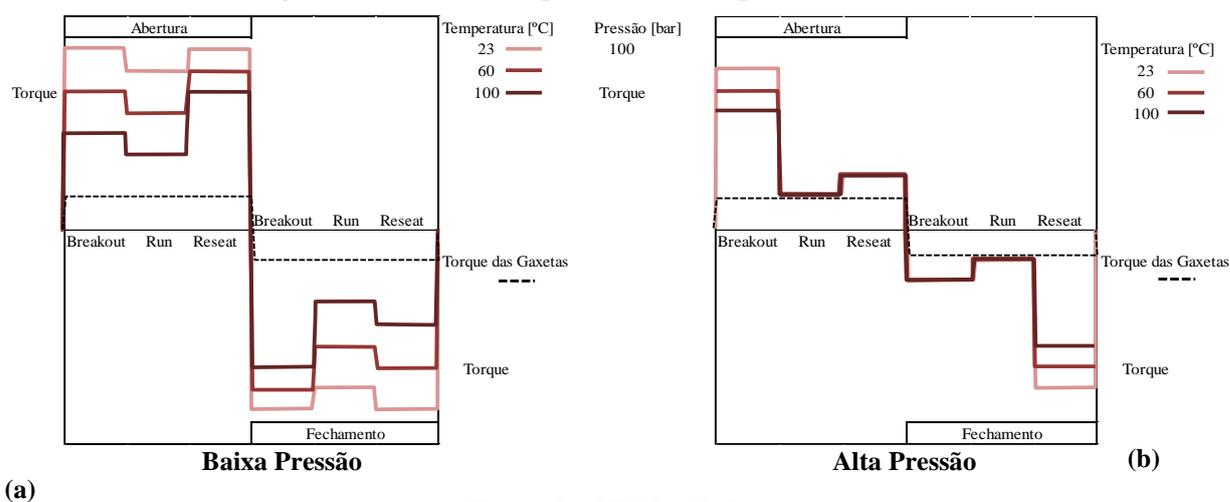
Fonte: O AUTOR (2018).

#### 4.2.3.1.2 Efeito da variação da temperatura de trabalho

Em condições com temperatura e sem pressão aplicada dá-se a diminuição das rigidezes dos materiais, principalmente dos materiais das vedações (grafite flexível e PTFE). Menores rigidezes, conforme aumenta a temperatura, fazem que o torque de acionamento diminua. Este efeito é maior nas posições em que existe maior tensão/pressão de contato, tais como no caso da posição fechada. Nas outras posições o efeito da temperatura é proporcionalmente menor (ver Figura 72-a).

Já em condições com temperatura e pressão aplicada (combinação dos efeitos da pressão e da temperatura de trabalho), resultam assinaturas morfologicamente iguais às com pressão unicamente, com a diferença de que o aumento da temperatura diminui os valores máximos de torque de acionamento (picos de torque) evidenciados na abertura e no fechamento da válvula (ver Figura 72-b).

**Figura 72 - Efeito da temperatura sobre o perfil de assinatura.**



#### 4.2.3.1.3 Efeito da variação do torque de aperto dos parafusos de fechamento corpo-tampa

De maneira geral em projetos de válvulas, o torque de aperto dos estojos/porcas de fechamento corpo-tampa que deve ser aplicado tem que ser o suficiente para que a junta de grafite flexível seja conformada no seu alojamento entre corpo e tampa, ao mesmo tempo que verifica-se o batente metal-metal na interface corpo-tampa, desta forma fechando efetivamente o conjunto e garantindo a vedação para a pressão nominal de trabalho. Para tal fim o fabricante estabelece valores de aperto recomendados que entendesse como valores mínimos para garantir efetivamente o fechamento do conjunto corpo-tampa, e por tanto dita variável foi mantida constante durante as análises.

#### 4.2.3.1.4 Efeito da variação do torque de aperto da porca da haste

No caso do torque de aperto da porca da haste, este deve ser o suficiente para deformar os anéis de gaxetas e fazer efetiva a vedação da haste. Não entanto existem limites mínimos e máximos do valor de torque aplicável. Se for muito baixo haverá vazamentos através da haste para o ambiente exterior, e se for muito elevado o torque necessário para o acionamento da válvula será muito alto e poderá adicionalmente danificar o conjunto de gaxetas. O fabricante deve estabelece uma faixa de valores de torques de aperto recomendados para ser utilizados na montagem da haste e no reaperto necessário na manutenção. Para quantificar estas questões foram efetuados ensaios com valores de torque de aperto dentro de dita faixa recomendada, mais se observou que a influência sobre o torque resultante é muito reduzida, variando entorno de 2 a 3 N.m. entre o valor mínimo e máximo de aperto recomendados pelo fabricante (ver Seção 3.2.2.2 – “Especificações e dados de teste de protótipos”).

### 4.3 ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS EM VÁLVULAS

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos das análises numéricas para levantamento de assinaturas de torque de acionamento de válvulas de esfera sobre condições de falhas e defeitos.

Os materiais, metodologias e procedimentos empregados para a execução destas análises foram expostos previamente na *Seção 3.6 – “ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS EM VÁLVULAS”*. O objetivo destas análises foi prever as respostas de torque de acionamento para condições de operação sobre falhas e defeitos.

O método empregado para a análise de casos de falha consistiu na execução de análises numéricas empregando novos modelos numéricos de EF's criados a partir do “modelo de referência ou de base”, mas contendo modificações/alterações representativas da presença de falhas e defeitos em válvulas.

A partir do diagrama apresentado na *Figura 53 – “Falhas e defeitos característicos em válvulas do tipo esfera flutuante”*, os defeitos e falhas característicos considerados mais relevantes foram escolhidos para serem representados.

A construção destes novos modelos numéricos incluindo características / parâmetros representativos de casos de falha foi descrita previamente na *Seção 3.6.2 – “Construção de modelos numéricos com defeitos e falhas”*. A Figura 54 apresentou as alterações representativas aplicadas ao modelo original para cada um dos casos de falha abordados.

As condições e configuração das análises numéricas com defeitos e falhas foram apresentadas anteriormente na Tabela 21.

**Tabela 21 – Tabela de ensaios (Repetida).**

Testes	Torque de aperto das gaxetas [N.m]	Torque de aperto das sedes [N.m]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]	Defeitos
1	32	46	23	0	Deformação das sedes
2	32	46	23	0	Esfericidade da esfera
3	32	46	23	0	Corrosão da esfera
4	32	46	23	0	Desgaste da esfera
5	32	46	23	0	Erosão da esfera
6	32	46	23	0	Desgaste das sedes

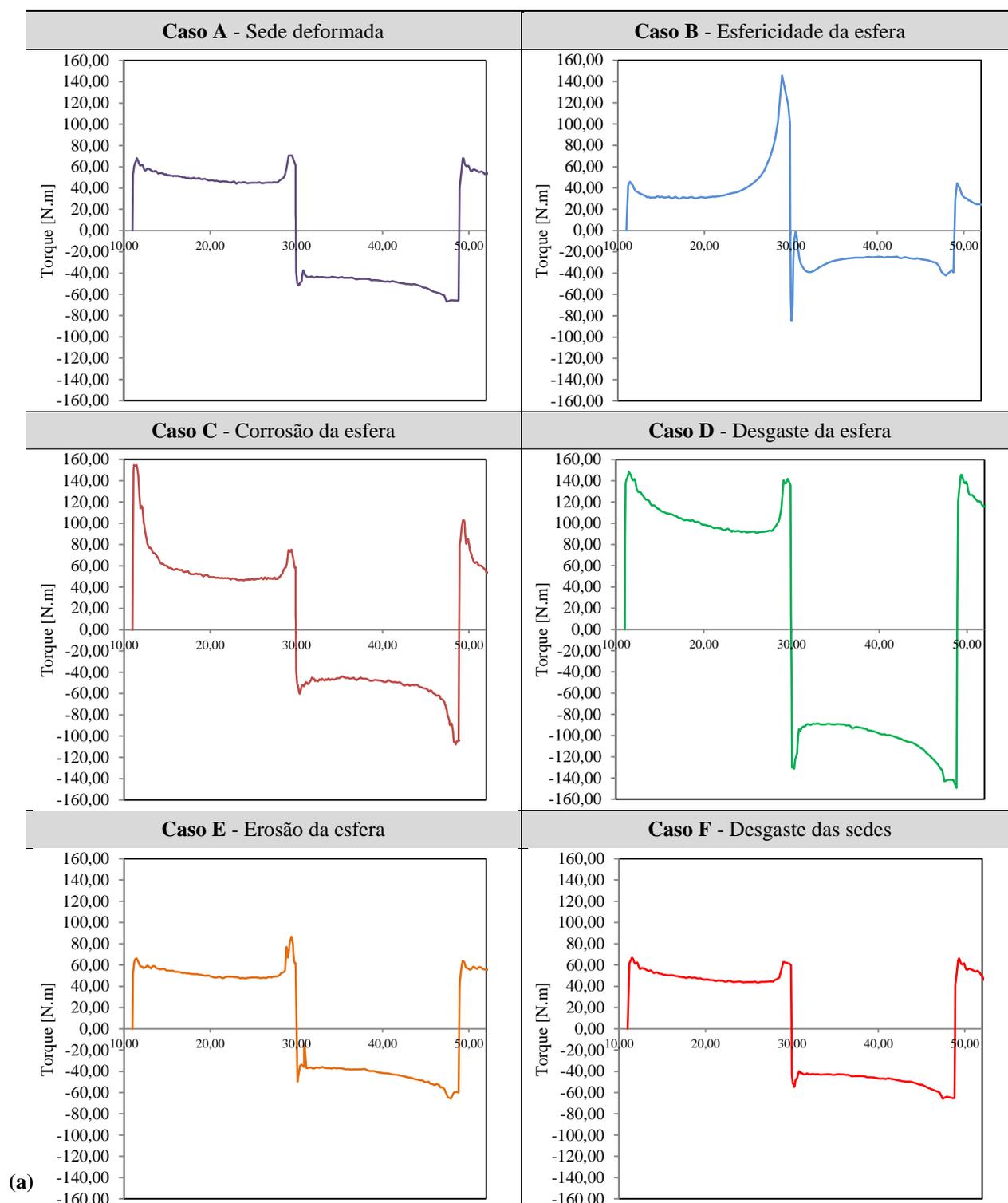
Fonte: O AUTOR (2018).

#### 4.3.1 Resultados das análises

Os dados coletados das análises numéricas apresentam novamente um único ciclo completo de acionamento para cada condição analisada, dado que cada análise de EF não apresentará variabilidade (não apresentará resultados diferentes) sempre que sejam mantidas

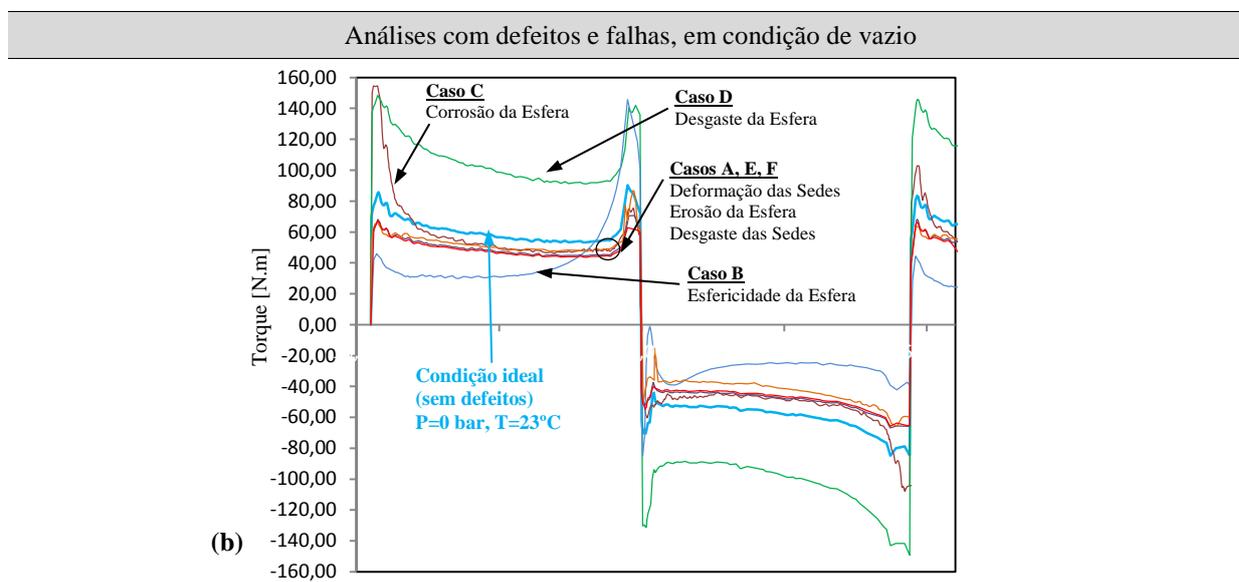
suas configurações iniciais. Os gráficos seguintes (Tabela 25) recolhem as assinaturas numéricas obtidas para os diferentes casos analisados.

**Tabela 25 – Assinaturas de torque de acionamento com falhas e defeitos *em condição de vazio* ( $P=0$  bar;  $T=t_{amb}$ ), obtidas mediante modelos numéricos.**



Fonte: O AUTOR (2018).

**Tabela 25 – Assinaturas de torque de acionamento com falhas e defeitos em condição de vazio ( $P=0$  bar;  $T=t_{amb}$ ), obtidas mediante modelos numéricos – (Continuação).**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

### 4.3.2 Análise e discussão dos resultados

Ao comparar estas assinaturas características com a assinatura da válvula em condição de vazio ( $P=0$  bar;  $T=t_{amb}$ ) e sem defeitos (ou ideal), podem-se apreciar diferenças substanciais em alguns casos e não tão evidentes em outras (Tabela 25-b). Foi observado que estes tipos de defeitos, com manifestação do tipo geométrica/dimensional e/ou tribológicas, acarretam valores anormais de torque em pontos específicos do ciclo de acionamento para cada caso.

Esfera com esfericidade alterada (ovalizada) na direção horizontal (Caso B): Este tipo de defeito gerou alterações das deformações e tensões de contato das vedações, levando a aparição de valores de torque de acionamento anormais durante o acionamento. Para este caso o torque diminui com a válvula em posição fechada e aumenta na posição aberta. Isso devido à variação da interferência e, portanto, nas tensões de contato entre sedes e obturador.

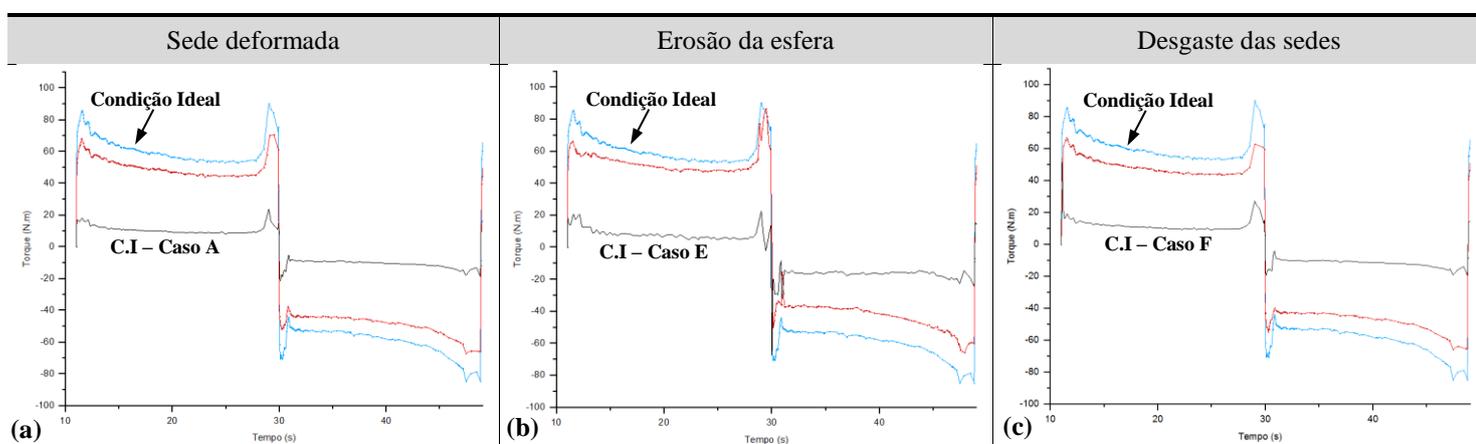
No caso de corrosão localizada na esfera (Caso C), representada aumentando o coeficiente de atrito na superfície anular de contato com a sede de montante, o perfil de assinatura resultante apresenta valores de torque aumentados unicamente entorno à posição fechada da válvula, coincidente com a posição do defeito.

No caso de desgaste uniforme da esfera (Caso D), representado pelo aumento uniforme do coeficiente de atrito em toda a superfície de contato da esfera, os valores de torque

umentam de forma quase uniforme tanto na abertura como no fechamento, proporcionalmente ao atrito.

Entretanto, nos restantes casos (Casos A, E, F) as diferenças como o perfil de assinatura ideal da válvula em condição de vazio ( $P=0$  bar;  $T=t_{amb}$ , e sem defeitos) são marcadamente similares ( $\sim 11$  N.m, ou  $\sim 16\%$  de erro relativo percentual), dificultando sua diferenciação (ver Figura 73-a,b,c). A pesar disso, algumas características únicas podem ser identificadas para cada caso:

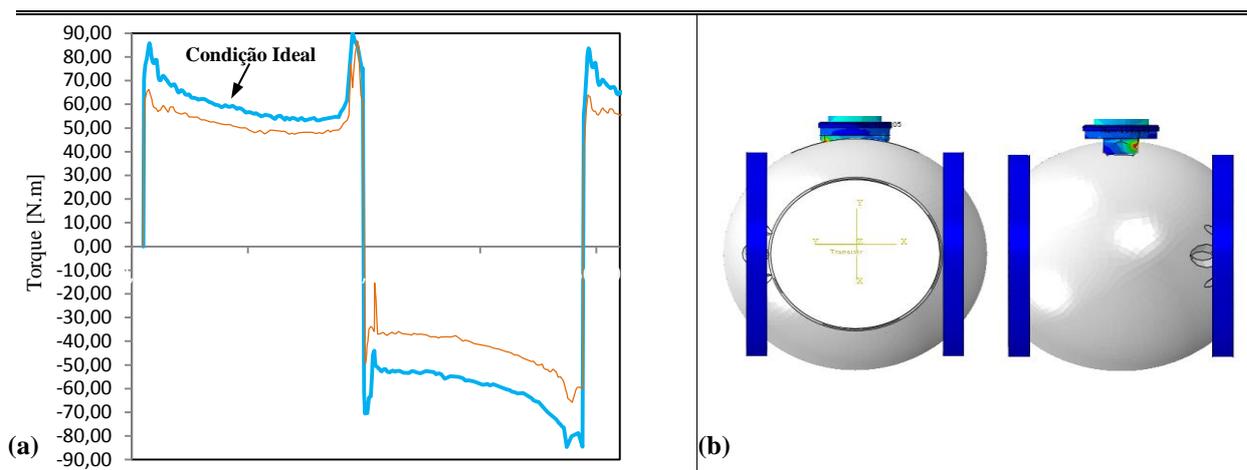
**Figura 73 – Perfis de assinatura resultante dos casos A, E, F analisados.**



Fonte: O AUTOR (2018).

No caso de desgaste por *erosão na esfera* (Caso E), representada mediante cavidades vazias na região de estrangulamento assemelhando a perda de material na superfície da esfera por cavitação ou desgaste por partículas abrasivas no fluxo, o perfil de assinatura resultante apresenta como principal rasgo característico a alteração do serrilhado da assinatura ideal na posição totalmente fechada assim como a alteração do pico de torque na posição totalmente aberta. Entretanto, a maior diminuição dos valores de torque a respeito da condição ideal dá-se na posição fechada, devido a uma menor área de contato sede/esfera sobre a posição do defeito. Já na posição aberta, a diminuição da área de contato resulta bastante menor, resultando em pouca variação do torque ideal (sem defeitos) (ver Figura 74).

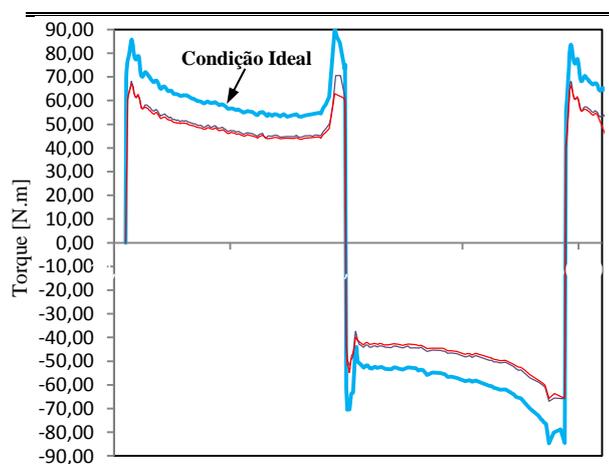
**Figura 74 – Perfil de assinatura resultante de desgaste por erosão na esfera.**



Fonte: O AUTOR (2018).

Logo, no caso da *sede de vedação de montante danificada (Caso A)*, (representada pela distorção da sede na região de estrangulamento) assim como no caso de sedes desgastadas (Caso F), (representada mediante sedes de seção reduzida na região de contato com a esfera, assemelhando perda de material devido a desgaste abrasivo e/ou adesivo das sedes), os perfis de assinatura resultantes são praticamente idênticos (Figura 75). Ainda assim, uma pequena diferença entre ambos os casos é observada para a posição totalmente aberta, em que o valor do pico de torque resulta menor *para sedes desgastadas*, sendo proporcionalmente menor quanto maior seja a extensão do desgaste. Já *no caso da vedação danificada*, a variação do perfil será tanto mais evidente quanto maior seja a distorção da vedação, ao mesmo tempo em que valores de torque elevados e travamentos devido a superfícies de vedação deformadas e irregulares poderão ocorrer.

**Figura 75 – Perfis de assinatura resultante; Casos A, F.**

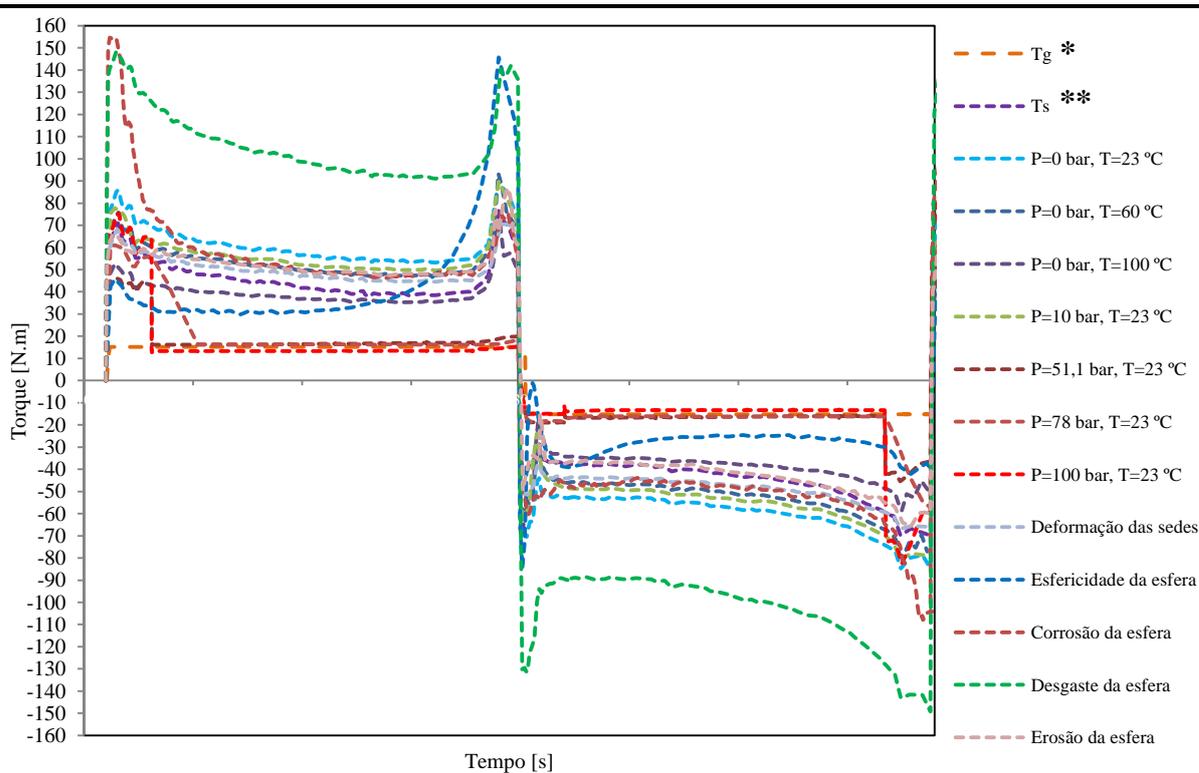


Fonte: O AUTOR (2018).

#### 4.4 PREDIÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO, IDENTIFICAÇÃO DE ESTADO, E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO

Como se depara ao rever os resultados obtidos nas seções anteriores do presente estudo, cada condição particular de funcionamento apresenta uma curva, perfil ou “assinatura” de torque de acionamento característica (Figura 76). Assinaturas características foram evidenciadas tanto para condições normais (permissíveis) de operação, como para condições de funcionamento sobre falhas, erros ou defeitos em válvulas de esfera.

**Figura 76 - Perfis de torque de fricção; obtidos mediante modelos numéricos de EF.**

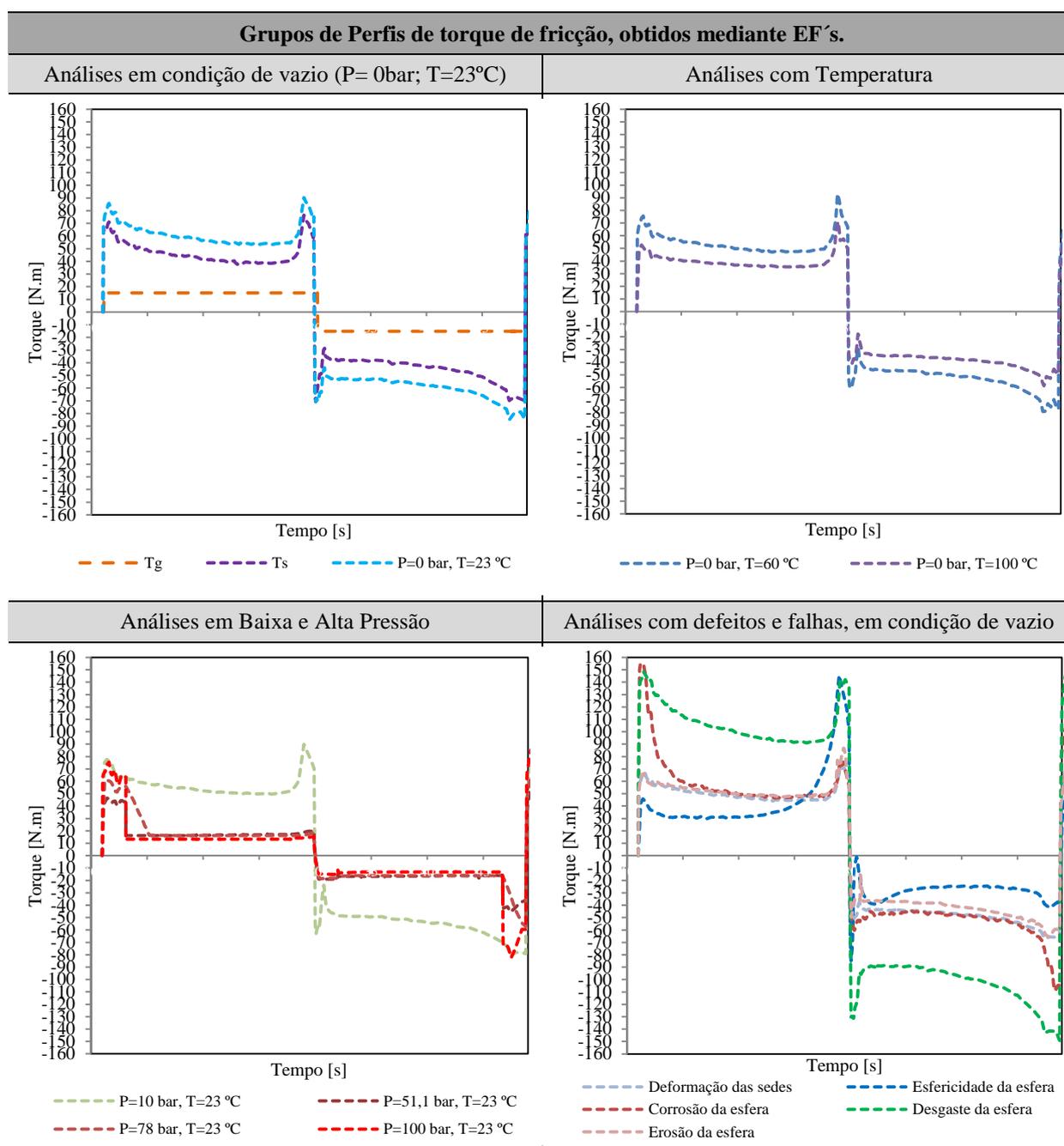


\* Tg: Torque resistente das Gaxetas – (Torque da haste)

\*\* Ts: Torque resistente das Sedes – (Torque das Sedes)

**Fonte:** O AUTOR (2018).

**Figura 76 - Perfis de torque de fricção; obtidos mediante modelos numéricos de EF – (Continuação).**



Fonte: O AUTOR (2018), (Continuação).

O tratamento dos perfis de torque obtidos para diversas condições como *assinaturas padrão de torque de acionamento* pode permitir a identificação da condição de uma válvula em serviço, monitorar mudanças nas condições de operação, prever a detecção de desgastes, defeitos ou problemas antecipadamente a falhas.

#### 4.4.1 Torque total em condições de serviço

Como antes mencionado, o torque necessário para acionar uma válvula de esfera em operação estará composto por duas parcelas: o torque de fricção, devido a pressão e

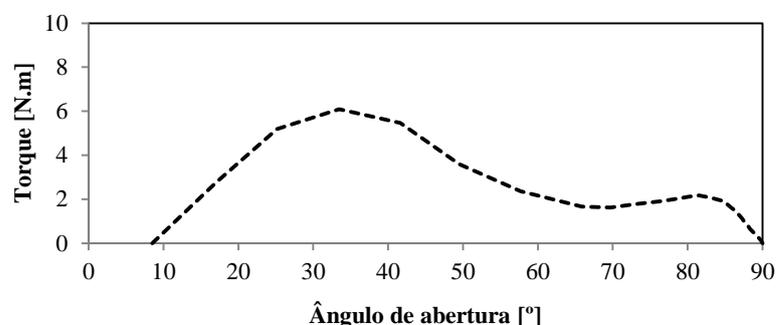
temperatura do fluido/sistema, e o torque hidrodinâmico, devido à influência do escoamento do fluido de operação. Evidentemente, as assinaturas obtidas nas análises prévias tanto para condições características de operação (combinação de parâmetros pressão e temperatura) como para condições sobre defeitos e falhas (casos de falha analisados), correspondem unicamente a assinaturas de torque de fricção e não levam em consideração o efeito do escoamento do fluido através da válvula.

#### 4.4.1.1 Assinaturas de torque hidrodinâmico

Com o intuito de conhecer a distribuição da componente hidrodinâmica do torque de acionamento, foram efetuados cálculos aproximados desta empregando as expressões e equações explicitadas na *Seção 3.7.1.1 – “Determinação do torque hidrodinâmico”*.

Na Figura 77 apresenta-se o perfil aproximado da componente hidrodinâmica do torque de acionamento para o protótipo em análise (válvula de esfera de 3”) em função do ângulo de abertura da válvula, calculado para uma condição hipotética de velocidade de fluxo do fluido de 15 [m/s] operando com água a temperatura ambiente.

**Figura 77 – Curva de torque hidrodinâmico calculada, para válvula de esfera de 3”, operando com água, a temperatura ambiente e velocidade do fluxo de 15 [m/s].**



Fonte: O AUTOR (2018).

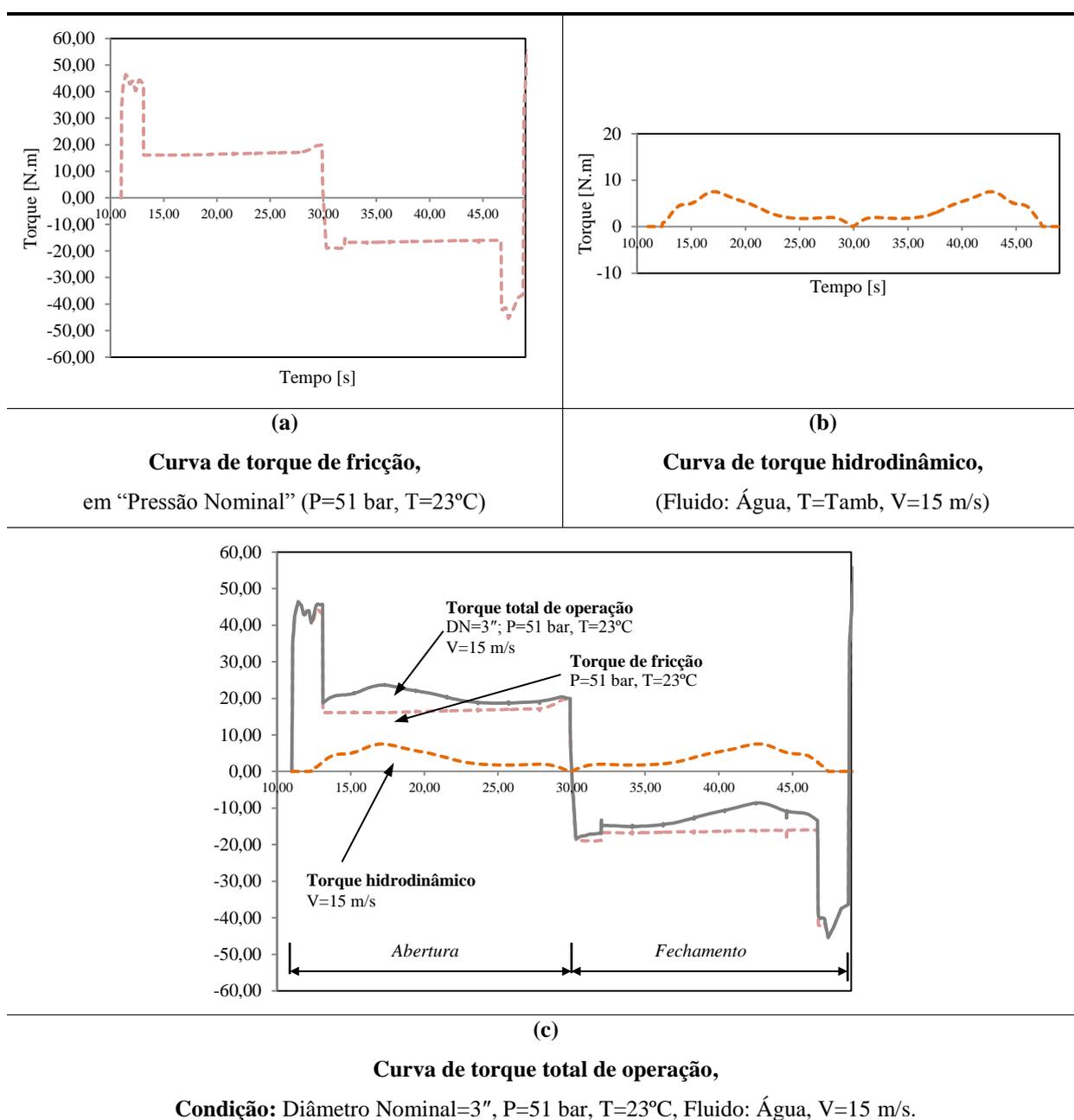
#### 4.4.1.2 Assinaturas de torque de acionamento em operação

Nas seções precedentes deste estudo foram determinados perfis tanto de torque de fricção como perfis de torque hidrodinâmico. No caso torque de fricção, seu comportamento é tal que atua se opondo em todo momento ao acionamento da válvula, tendo sinal positivo durante a abertura e sinal negativo durante o fechamento. Já, o torque hidrodinâmico possui um comportamento tal que atua se opondo ao movimento de abertura e favorecendo o movimento de fechamento, isso devido a que o fluxo de fluido sobre o obturador tende a fechar a válvula em todo momento, independentemente da posição do acionamento.

Assim, a partir do conhecimento destes perfis, podem ser construídas curvas de assinatura de torque de acionamento / curvas de torque total de operação para diversas condições de operação. A assinatura de torque total para uma determinada condição de operação constrói-se somando aritmeticamente a assinatura de torque de fricção e a assinatura de torque hidrodinâmico correspondentes a condição de operação em análise.

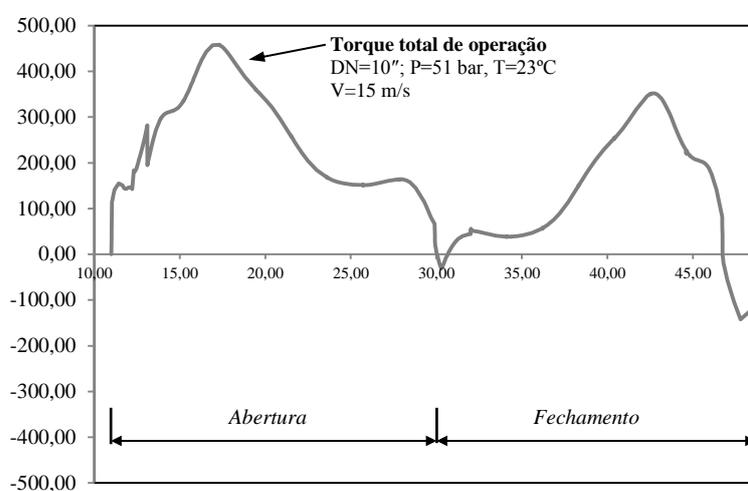
Um exemplo disso é apresentado na Figura 78, para a válvula de esfera em estudo operando a pressão nominal, com água, a temperatura ambiente e velocidade de fluxo 15 m/s.

**Figura 78 - Características de torque de acionamento em serviço, para válvulas de esfera – Exemplo de construção para caso hipotético nº1.**



O resultado deste **exemplo n°1** evidência uma contribuição secundária do torque hidrodinâmico sobre o torque total de operação. Entretanto, em determinadas condições a parcela de torque hidrodinâmico pode ser tão significativa que não permita identificar de forma simples e imediata o perfil de torque de fricção. Na Figura 79 apresenta-se uma condição de operação hipotética exemplificando esta situação (**exemplo n°2**). Em este caso manteve-se as condições de operação correspondentes ao exemplo n°1 (P=51 bar, T=23°C, Fluido: Água, V=15 m/s), mas foi aumentado o diâmetro nominal da válvula de 3" para 10".

**Figura 79 - Características de torque de acionamento em serviço, para válvulas de esfera. – Exemplo de caso hipotético n°2.**



**Curva de torque total de operação,**

**Condição:** Diâmetro=10", P=51 bar, T=23°C, Fluido: Água, V=15 m/s.

**Fonte:** O AUTOR (2018).

Os resultados obtidos demonstram a dependência do perfil de torque acionamento total de operação de uma válvula de esfera nas condições do fluxo (tipo de fluido, e velocidade do fluxo), na temperatura, na pressão do sistema e no diâmetro nominal desta.

Como evidente o torque hidrodinâmico deve ser levado em consideração, desde que dependendo das condições do fluxo, do tipo, tamanho e geometria da válvula e suas características, seu valor pode ter uma influência considerável tanto no torque máximo necessário para o acionamento, como na forma do perfil de assinatura quando seja pretendida a caracterização e identificação das condições de operação.

#### 4.4.1.3 *Rotina de monitoramento*

Por intermédio de todos os conceitos e resultados anteriormente apresentados propõe-se um método, com determinadas condições e recomendações, que permita determinar ou prever o desempenho de uma válvula em operação fazendo uso de catálogos de assinaturas (ou padrão de assinaturas) para condições características de funcionamento, previamente determinados para a válvula que será analisada.

A continuação lista-se as condições e sequencia para a obtenção, análise e identificação de assinaturas de válvulas em operação:

- Como primeira condição, o acionamento da válvula a ser analisada deve ser efetuado de forma controlada, uniforme e sem trancos, reproduzindo a velocidade de acionamento empregada durante os testes funcionais e de aceitação de fábrica após a construção do protótipo da válvula.
- Sistemas de medição e aquisição de torque no eixo de acionamento da válvula deverão ser instalados para permitir o levantamento de assinaturas. Isso pode ser efetuado mediante a instalação de sistemas de aquisição empregando *strain gauges* ou extensômetros (sensores de deformação) na haste ou eixo de acionamento da válvula. Também existem na atualidade certos atuadores modernos que são comercializados com estes sistemas já incorporados.
- Alternativamente, assinaturas de pressão hidráulica, pneumática ou de corrente elétrica fornecida ao atuador durante o acionamento da válvula - no caso de válvulas operadas por atuador hidráulico, pneumático ou elétrico respectivamente - refletem também o esforço – neste caso de pressão hidráulica ou corrente elétrica – necessário para efetuar o acionamento da válvula, e por tanto resultam também indicativos da condição desta. Nestes casos, a relação entre a pressão ou corrente elétrica no atuador e o torque na haste da válvula, deverá ser conhecida (por exemplo: no caso de atuadores hidráulicos ou pneumáticos, refere-se as relações matemáticas constitutivas dos mecanismos básicos apresentados na *Seção 2.4.4 – “Dimensionamento e seleção do atuador”* (Figura 19 – “Tipos básicos de mecanismos de atuadores de quarto de volta”).
- Dados de medidas da taxa de fluxo volumétrico (vazão), viscosidade e lubrificidade do fluido de operação, tipo de construção e dimensão nominal da válvula, assim como medidas da pressão de entrada e temperatura de operação, resultam importantes de forma a verificar e contrastar a condição real da válvula e identificar corretamente a condição de operação.

- Dada a influência do escoamento do fluxo sobre o perfil de torque total de operação, quando possível a velocidade de fluxo deve ser diminuída, de forma a evitar a superposição da assinatura hidrodinâmica sobre a de fricção e facilitando assim a caracterização do estado da válvula a partir de assinaturas tanto de torque de acionamento na haste assim como de pressão hidráulica no atuador.
- Por fim, a comparação da assinatura em tempo real obtida em condições de operação para uma válvula com determinadas características construtivas (tipo, diâmetro nominal, classe de pressão, etc.), com a assinatura padronizada (para esta mesma válvula) para a condição de operação correspondente, permitirá finalmente obter indicativos do desempenho e condição de uma válvula em serviço.

#### **4.4.2 Análise e identificação de defeitos e falhas em serviço**

Diferentes sucessos podem ocorrer durante o tempo de vida útil de operação de uma válvula e que podem ser classificados como falhas. De mais comuns a menos comuns e de mais severas a menos severas, estas falhas comprometem o desempenho das válvulas, levando em alguns casos desde um mau funcionamento operacional acarretando paradas e perdas na produção, até o ponto de constituir um grave problema de segurança.

Os tipos de falhas que podem se apresentar dependem do tipo de válvula e de suas características, assim como das condições de operação a que são sujeitas. No caso particular de válvulas de esfera flutuantes providas de vedações resilientes, alguns de seus prováveis modos de falha foram investigados neste estudo.

Fraturas, travamentos, empenamentos, deformações, extrusões, distorção, corrosão, erosão, e desgastes ocorridos de forma prematura e/ou de forma irregular, entre outros, são problemas não admissíveis em uma válvula e seus componentes.

O desgaste uniforme das superfícies de vedação dinâmicas (sedes e/ou obturador) é, por outra parte, um processo normal próprio do atrito entre superfícies em contato sujeitas a movimento relativo. Este processo é inerente à ciclagem de acionamento durante a utilização de uma válvula e ocorre geralmente através de mecanismos de desgaste abrasivo, adesivo e/ou uma combinação de ambos. Para quantificar estas questões, foi incluída no capítulo anterior (Seção 3.6 - *“ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS EM VÁLVULAS”*) a previsão aproximada da extensão do desgaste nas sedes de vedação poliméricas como

consequência da exposição a um elevado número de ciclos de operação. Isso permitiu prever, posteriormente, a resposta de assinatura resultante daquela condição.

Na Seção 3.6 mostrou-se assinaturas com características diferenciadas, as quais foram obtidas para os distintos tipos de falhas analisados, evidenciando diferentes sintomas associados a cada caso. Assim, seguindo o mesmo raciocínio de antes, mediante a comparação de assinaturas obtidas em operação com assinaturas representativas da presença de defeitos e falhas, poderão ser inferidas importantes informações quanto à análise da condição e identificação do estado de uma válvula em operação.

## 5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou um estudo das características operacionais de válvulas industriais do tipo de esfera flutuante abordando, tanto experimentalmente como numericamente, a caracterização e previsão de perfis de assinatura, visando sua utilização como parâmetro de diagnóstico e de previsão de condições operacionais, desempenho e estado de funcionamento.

### 5.1 ENSAIOS DE ASSINATURA DE TORQUE

Na primeira etapa do trabalho foram efetuados ensaios de assinatura de torque de acionamento de protótipo de um projeto de válvula de esfera flutuante, empregando um aparato de teste construído especificamente para esse fim.

- Através destes testes foram obtidos os perfis “típicos” de assinatura de torque, coletados de entre as repetições individuais obtidas para cada uma das condições analisadas.
- Os valores de torque de acionamento correspondentes aos pontos notáveis TRAC, TRAS, JTO, TRFQ, TRFS e TRFC foram filtrados e tabelados para as repetições de cada uma das condições de teste. Foram obtidos desvios padrão inferiores a ~ 5 N.m, o que demonstra a repetitividade do comportamento da válvula a respeito dos valores de torque de acionamento característicos. No entanto, certa divergência no comportamento da válvula e de seus perfis de valores de torque foi observada para as condições 8, 9 e 10, correspondentes com os valores de pressão não admissíveis de operação para este protótipo em particular.
- Logo, os perfis de assinatura de torque e dados associados obtidos, apresentaram equivalência quando comparados com os dados recolhidos da literatura, corroborando a validade dos resultados.

### 5.2 MODELO NUMÉRICO DE ASSINATURAS DE TORQUE DE ACIONAMENTO

A segunda etapa do trabalho consistiu no desenvolvimento de modelos numéricos de assinaturas de torque. O protótipo analisado tratava-se de uma válvula de esfera flutuante com vedações poliméricas.

- Em sistemas mecânicos deste tipo envolvendo interações e esforços, cujas reações dependem da resposta de materiais com propriedades não lineares complexas, o cálculo e modelamento analítico torna-se uma tarefa difícil e muitas vezes inviável. Para estes casos, o modelamento numérico aparece como a ferramenta mais adequada para prever o comportamento do sistema e suas variáveis.

- O polímero Politetrafluoretileno é extensamente empregado em juntas e vedações de válvulas. Entretanto, assim como outros polímeros termoplásticos, apresenta uma resposta mecânica complexa, dependente da taxa de deformação, da temperatura, das tensões hidrostáticas e do tempo sob carregamento. A raiz destas questões, o modelo constitutivo para representar as sedes de vedação foi composto combinando as formulações em *Abaqus* do modelo de plasticidade de *Drucker-Prager* e a característica de fluência de *D-P* com um modelo de fluência *Power-Law*, o que permitiu levar em conta as relações de tensão-deformação não-lineares e tempo-dependentes do PTFE.
- A adequada inclusão de interações, carregamentos e condições de contorno, envolvidas no processo de acionamento, assim como uma adequada seleção, calibração e implementação de modelos constitutivos para representar os materiais envolvidos, teve uma importância decisiva para produzir resultados aceitáveis.
- Isso permitiu obter modelos suficientemente precisos e ao mesmo tempo robustos, prevendo corretamente as respostas de assinatura para os diversos parâmetros de operação.
- O erro relativo percentual máximo obtido ao comparar as assinaturas numéricas e experimentais para os pontos notáveis foi de 23,8 %. No entanto, o erro relativo médio geral foi de  $\sim 7,5\%$ , demonstrando a precisão e robustez dos modelos desenvolvidos.
- A principal desvantagem do modelo desenvolvido é sua inabilidade para prever os processos de vedação e estanqueidade e/ou retenção das pressões internas durante o acionamento. Ao invés da distribuição de pressões internas na válvula devido ao fluido serem estabelecidas automaticamente para as diferentes superfícies internas afetadas, como ocorre no processo físico real, no modelo numérico construído estas devem ser configuradas e atribuídas manualmente para as diferentes posições do acionamento.

### 5.3 ESTUDO NUMÉRICO DE DEFEITOS E FALHAS

A terceira etapa deste trabalho apresentou uma metodologia para a avaliação e previsão do desempenho do acionamento de válvulas sob condições de defeitos e falhas através da utilização de modelos numéricos de EF.

Alguns defeitos considerados mais representativos foram escolhidos para serem analisados.

- Os casos de falha escolhidos correspondem a fenômenos de desgastes internos, e como tais todos eles se manifestam na forma de alterações geométricas e tribológicas dos componentes. Em virtude disso, novos modelos foram construídos empregando

combinações de geometrias modificadas das sedes de vedação, do obturador e valores modificados de coeficientes de atrito, representativos dos fenômenos de desgaste abordados, possibilitando desta forma avaliar a influência destas modificações no afastamento do comportamento característico ideal (válvula em condição saudável).

- As análises efetuadas demonstram que os resultados dependem principalmente da magnitude e da extensão do defeito ou falha considerado.
- Nos resultados obtidos para casos de defeitos representados por alterações dimensionais ou alterações tribológicas em áreas relativamente grandes da esfera/obturador – isto é: no caso de erros de esfericidade, corrosão localizada e desgaste uniforme na esfera, os perfis de assinatura de torque resultantes apresentaram diferenças consideráveis e alterações diferenciadas para cada um destes casos quando comparados ao perfil de assinatura característico da válvula em condição saudável (ou sem defeitos).
- Por outro lado, nos resultados obtidos para casos de defeitos representados por distorções ou alterações geométricas nas sedes de vedação e por alterações geométricas superficiais da esfera de menor magnitude, - isto é: no caso de deformação das sedes, desgaste das sedes e desgaste por erosão da esfera – percebeu-se que os perfis de assinatura de torque resultantes não variaram significativamente quando comparados ao perfil de assinatura característico da válvula em condição saudável (ou sem defeitos). Para cada um destes três casos, a diferença com o perfil de assinatura em condição ideal foi praticamente igual, circunstância que dificultou bastante sua diferenciação. Não obstante, a análise e comparação detalhada permitiu identificar particularidades e diferenças características entre estes casos.
- Uma vantagem adicional do modelo desenvolvido é sua capacidade para prever os estados de tensão, de deformação e pressões de contato das vedações para qualquer ponto instantâneo, tanto do processo completo de montagem, como de acionamento da válvula, permitindo desta forma que diversas análises como a avaliação da estanqueidade e/ou capacidade de vedação em pontos específicos do curso de acionamento possam ser efetuadas.

#### 5.4 PREDIÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO, IDENTIFICAÇÃO DE ESTADO E AVALIAÇÃO DE FALHAS EM SERVIÇO

Finalmente, na quarta e última etapa deste trabalho, todas as análises e estudos anteriormente efetuados foram avaliados e compostos de forma a desenvolver métodos e ferramentas que possibilitem a predição, detecção e identificação do desempenho e estado

operacional de válvulas em serviço.

- Através das análises realizadas comprovou-se, como sugerido por alguns autores, que o esforço necessário para o comando de uma válvula representa não somente uma medida necessária a ter em conta para o projeto, seleção e dimensionamento tanto da válvula como de seu acionador, mas também uma variável diretamente relacionada à condição interna dos componentes mecânicos da válvula, ao integrar em sua magnitude - quando em condições de operação - tanto o esforço de atrito ou fricção nas superfícies de vedação (refletindo indiretamente o estado de ditas superfícies), como assim também o esforço devido ao fluxo de fluido do processo (refletindo também as condições do fluxo).
- Com a intenção de comprovar a aptidão da utilização de assinaturas como ferramenta de diagnóstico, diversas análises e testes de perfis de assinatura, tanto experimentais como numéricos, foram efetuados ao longo deste trabalho. Dos resultados obtidos verificou-se que cada condição particular de funcionamento (seja esta uma condição normal – permissível - de operação ou uma condição de funcionamento sob falha) apresentará uma “assinatura” de torque de acionamento típica e particular.
- Com o objetivo de poder compor o torque total em operação, o estudo e cálculo do perfil de torque hidrodinâmico foi também efetuado. Desta forma, fazendo uso de assinaturas características tanto “de fricção” como “hidrodinâmicas”, podem ser construídos perfis de assinatura de torque total de operação para múltiplas condições ou pontos operacionais. Exemplos desta construção foram apresentados.
- Os resultados obtidos ressaltam a necessidade de levar em conta o torque hidrodinâmico, desde que dependendo das condições do fluxo, do tipo, tamanho e geometria da válvula e suas características, seu valor pode ter uma considerável influência tanto no torque máximo necessário para o acionamento, como na forma e aspecto dos perfis de assinatura resultantes.
- Dado o exposto, a comparação de assinaturas de torque de operação obtidas em tempo real de válvulas em serviço, com perfis de assinatura característicos previamente determinados, constitui uma técnica de grande destaque que torna possível tanto a caracterização e identificação do estado ou condição de válvulas, assim como também a detecção e identificação de falhas, defeitos e condições anormais de operação.
- Contudo, trabalho adicional deverá ser efetuado de modo a estabelecer rotinas de detecção, baseadas em critérios de comparação de assinaturas e os correspondentes

limites de tolerância para cada condição, que permita desta maneira compor uma metodologia apurada para a identificação de estado, e a detecção e diagnóstico de falhas de válvulas em serviço.

- Como contribuição adicional deste estudo, os modelos numéricos desenvolvidos e os métodos de análise propostos constituem recursos de grande utilidade na concepção de novos projetos ou mudanças e aperfeiçoamentos em projetos de válvulas já existentes; minimizando o impacto no tempo e custos de desenvolvimento necessários acelerando a convergência do projeto e diminuindo a prototipagem, ao mesmo tempo em que permite obter produtos otimizados, mais confiáveis e com melhor desempenho operacional.

## 6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A partir dos modelos, ferramentas, metodologias e conceitos apresentados neste trabalho desdobram-se diversos ramos de estudo e uma ampla gama de trabalhos ainda possíveis de serem realizados; dentre os quais, algumas sugestões são:

- a) Construção de assinaturas para outras variadas condições de pressão e temperaturas de trabalho, diferentes tipos de construção e parâmetros de montagem, diferentes materiais das vedações, diferentes parâmetros tribológicos e para outros diferentes modos de falha e defeitos não abordados neste estudo.
- b) Construção de modelos de previsão de assinaturas para outros tipos de válvulas.
- c) Inclusão da dependência da resposta do PTFE na taxa de deformação aplicada e avaliação do efeito sobre as predições de comportamento das sedes de vedação.
- d) Efetuar análises combinando classes de falhas e defeitos que possam ocorrer de forma simultânea.
- e) Desenvolver rotinas e critérios de avaliação de assinaturas que permitam compor, junto à aquisição em tempo real de “curvas de assinatura” em operação, um sistema de monitoramento remoto capaz de efetuar a avaliação do estado em serviço de válvulas.
- f) Fazer análises de modelamento de fluidos via CFD (*Computational Fluid Dynamics*) para determinar a curva específica de coeficientes de torque hidrodinâmico “ $C_d$ ” para o protótipo e avaliar a alteração do torque final de acionamento devido à utilização de diferentes fluidos (Água, Ar, Óleo) e diferentes velocidades do fluxo em operação.
- g) Empregar o modelo desenvolvido para efetuar análises de tensões e deformações nos componentes da válvula, avaliar tensões e deformações máximas admissíveis e avaliar o comportamento das vedações sobre diversas condições de operação.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. **API 598**: Valves Inspection and Testing. 9th. ed. NW, Washington, DC: American Petroleum Institute, 2009.
- AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM D695**: Standard Test Method for Compressive Properties of Rigid Plastics. West Conshohocken, PA, EUA: ASTM International, 2015.
- ARGÜELLO, F. B. **127\_14 - Relatório de Ensaios de Compressão de Amostras de PTFE. Não Publicado**. Porto Alegre, RS, Brasil. 2014.
- ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR 15827**: Válvulas industriais para instalações de exploração, produção, refino e transporte de produtos de petróleo — Requisitos de projeto e ensaio de protótipo. 3ª Edição. Rio de Janeiro, RJ: ABNT, 2014.
- BAK, M. FEA Simulation: How to Model Creep Response and Stress Relaxation. **Digital Engineering**, 2015. Disponível em: <<http://www.digitaleng.news/de/fea-simulation-model-creep-response-stress-relaxation/>>. Acesso em: 20 jan. 2017.
- BAULD, N. L. Synthetic polymers and polymerization, 2001. Disponível em: <<http://research.cm.utexas.edu/nbauld/polymers.htm>>. Acesso em: 12 set. 2016.
- BENAC, D. J.; PAGE, R. A. Integrating Design, Maintenance, and Failure Analysis to Increase Structural Valve Integrity. **ASM International**, 2001.
- BERGSTRÖM, J. S.; BROWN, S.- EXPONENT ENGINEERING, INC. Capítulo 11 - Modeling and Mechanical Analysis of Fluoropolymer Components. In: SINA EBNESAJJAD, P. D. . A. P. R. K. **Fluoropolymers Applications in the Chemical Processing Industries - The Definitive User's Guide and Databook**. Norwich, NY, EUA: William Andrew, Inc., 2005.
- BERGSTRÖM, J. S.; HILBERT, J. L. B. A Constitutive Model for Predicting the Large Deformation Thermomechanical Behavior of Fluoropolymers. **Mechanics of Materials**, v. 37, p. 899-913, 2005.
- BERGSTRÖM, JÖRGEN S. Accurate Finite Element Simulations of PTFE Components. **2012 SIMULIA Community Conference**, 2012.
- BOZHKO, G. V. Influence of Type of Loading on Deformation Characteristics of Fluoroplastic-4 Gaskets. **Chemical and Petroleum Engineering**, v. 43, Nos. 11–12, 2007.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Shigley's Mechanical Engineering Design**. 8th. ed. New York: McGraw-Hill, 2006.
- CLARHED, D. **Stress Analysis of PTFE Sleeves in Industrial Valves. Dissertação (Mestrado)**. Lund, Sweden: Division of Structural Mechanics, LTH, 2008. 45 f.
- COSTA, M. L. D. O. **Estudo do torque de acionamento e vida útil de um projeto de válvulas industriais. Dissertação (Mestrado)**. Porto Alegre, RS, Brasil: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009. 112 f.

DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA CORP. **Abaqus Analysis User's Guide - Abaqus Version 6.13 Documentation Collection**. Providence, RI, EUA: Dassault Systèmes, 2013.

DEAN, G.; CROCKER, L. **The Use of Finite Element Methods for Design with Adhesives - Measurement Good Practice Guide No. 48**. Teddington, Middlesex, UK: Materials Centre, NPL, 2001.

DICKENSON, T. C. **Valves, Piping, and Pipelines Handbook**. 3th. ed. New York: Elsevier Science Ltd., 1999.

DUPONT FLUOROPRODUCTS. **DuPontTMTeflon® PTFE Properties Handbook**. 220313D. ed. Wilmington, DE, EUA: -, 2013.

EUTHYMÍOU, E. J. **Metodologia para Testes Funcionais em Válvulas Submarinas. Dissertação (Mestrado)**. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro, Programa de Engenharia Oceânica - COPPE, 2001. 178 f.

EUTHYMÍOU, E. J. **Metodologia para modelagem da evolução da probabilidade de falha, decorrente da degradação funcional de válvulas. Tese (Doutorado)**. Rio de Janeiro: Universidade Federal do Rio de Janeiro. Programa de Engenharia Oceânica - COPPE, 2013. 253 f.

FLO-TITE - VALVES & CONTROLS. Valve Seat & Seal Selection Guide, 2013. Disponível em: <<http://www.flotite.com/pdf/tech-bulletins/Valve-Seat-&-Seal-Selection-Guide.pdf>>. Acesso em: 10 maio 2015.

FLOWERVE CORPORATION, FLOW CONTROL DIVISION. **Failure Analysis of Ball Valves**. Cookeville, Tennessee, EUA: Flowserve Corporation, 2003.

GAWAS, Y.; KALAMKAR, V. R.; MALI, V. Numerical Prediction of Valve Coefficients and Unsteady Cavitating Turbulent Flow in a Ball Valve. **The Technology World Quarterly Journal**, v. II - Issue IV, 2010.

GOKILAKRISHNAN, G. et al. Operating torque in ball valves - A review. **International Journal For Technological Research In Engineering**, 2, Issue 4, 2014.

GROVE, E.; DIBIASIO, A.; CARONARO, J. **Preliminary Assessment of Valve Ist Effectiveness**. ASME/NRC Symposium On Valve And Pump Testing. Upton, New York, EUA: Brookhaven National Laboratory. 1994.

HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS. Ball Valves Seat Variations, 2008. Acesso em: 20 ago. 2016.

HABONIM - INDUSTRIAL VALVES & ACTUATORS. Technical information - Valve torques, 02 out. 2017. Disponível em: <<https://www.habonim.com/wp-content/uploads/2017/05/TechInfo-Valve-torques-2017.pdf>>.

INMETRO. **Portaria Nº 272/ 2011. Requisitos de Avaliação da Conformidade para Válvulas Industriais para Instalações de Exploração, Produção, Refino e Transporte de Produtos de Petróleo**. Rio de Janeiro, RJ, Brasil: -, 2011.

JUNJIE, X.; DONGSHENG, L.; XIAOQIANG,. Modeling and Simulation for the Stress Relaxation Behavior of Ti-6Al-4V at Medium Temperature. **Rare Metal Materials and Engineering**, 44, 2015.

KELLY, P. A. Solid Mechanics Lecture Notes - Department of Engineering Science, University of Auckland, 2013. Disponível em: <<http://homepages.engineering.auckland.ac.nz/~pkel015/SolidMechanicsBooks/index.html>>. Acesso em: 20 maio 2016.

MASHIBA, M. H. D. S. **A Influência dos Parâmetros de Operação e Projeto no Desempenho de Atuação Hidráulica de Válvulas Submarinas do Tipo Gaveta. Dissertação (Mestrado)**. Rio de Janeiro: Federal University of Rio de Janeiro, COPPE - Oceanic Engineering, 2011. 214 f.

MAY, D. L.; GORDON, A. P.; SEGLETES, D. S. **The application of the Norton-Bailey law for creep prediction through power law regression**. Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition. San Antonio, Texas, EUA: ASME International. 2013.

METSO AUTOMATION INC. **Flow Control Manual**. 6th. ed. Vantaa, Finlândia: METSO AUTOMATION INC., 2011.

MICROMAZZA. Limites operacionais de pressão e temperatura para válvulas esfera fabricadas em aço carbono., 2015. Disponível em: <<http://www.micromazza.ind.br/imagens/arquivos/download.php?c=c2095fa17e61c238bfc5ab3e2698486a05082018212914>>. Acesso em: 13 jul. 2018.

MOGAS INDUSTRIES, INC. An Aerodynamic Torque Study, 2015. Disponível em: <<https://www.mogas.com/en-us/company/news/2015/an-aerodynamic-torque-study>>. Acesso em: 15 jun. 2018.

NATIONAL PHYSICAL LABORATORY - NPL. **Manual for the Calculation of Elastic-Plastic Materials Models Parameters**. Scotland, UK. 2007.

PETERS, J. **Assessment of valve failures in the offshore oil & gas sector**. East Kilbride, GLASGOW, UK. 2003.

PETROBRAS. **ET-3500.00-1510-221-PPC-001 - Rev.C - Válvula Submarina - Diretrizes de Projeto e Testes de Homologação e de Aceitação em Fábrica**. CENPES. Rio de Janeiro, RJ, Brasil. 2006.

PRINCE, B.; YATES, D. Operating characteristics and sizing of pneumatic actuators. **Valve Industry magazine**, 2009.

RAE, P. J.; DATTELBAUM, D. M. The Properties of Poly(tetrafluoroethylene) (PTFE) in Compression. **Polymer**, v. 45, p. 7615-7625, 2004.

ROSSETTO, D. R. **Avaliação da integridade estrutural de projetos de válvulas do tipo esfera trunnion e/ou gaveta utilizadas nas instalações de petróleo. Tese (Doutorado)**. Porto Alegre, RS, Brasil: Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2016. 177 f.

SIMKO, D. The Effect of Therman Cycling on Seal Ball Valves and Clamp - Type Fittings. **Pharmaceutical Engineering**, v. 22, 2002.

SKOUSEN, P. L. **Valve Handbook**. 2nd. ed. New York: Mcgraw Hill Handbooks, 2004.

SMITH, P.; ZAPPE, R. W. **Valve Selection Handbook**. 5th. ed. Burlington: Elsevier, 2004.

SVF FLOW CONTROLS, INC. Valve operating torque tables, 2013. Disponível em: <<https://www.svf.net/index.php/literature/valve-data-sheets?task=document.viewdoc&id=155>>. Acesso em: 12 maio 2018.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B16.34: Valves - Flanged, Threaded and Welded End**. New York, NY, EUA: ASME International, 2004.

THE AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME Boiler & Pressure Vessel Code - Section II Part D: Properties (Metric): Materials**. New York, NY, EUA: ASME International, 2010.

UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA. Curso de Fundamentos de Ciencia de Materiales - Unidad 15: Materiales Poliméricos y Compuestos. Disponível em: <[https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15\\_1.html](https://www.upv.es/materiales/Fcm/Fcm15/fcm15_1.html)>. Acesso em: 21 fev. 2015.

VALTORC INTERNATIONAL. Benefits of a ball valve over a butterfly valve, 2013. Disponível em: <<http://www.valtorc.com/valve-news/benefits-of-a-ball-valve-over-a-butterfly-valve>>. Acesso em: 11 jan. 2016.

WARNETT, C. A descriptive definition of valve actuators. **Valve World magazine**, 2004.

ZANÓN, P. S. **Modelagem e simulação de um sistema de detecção de falhas em válvulas distribuidoras. - Dissertação (Mestrado)**. Florianópolis: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina, 2014. 188 f.

ZHAO, Y. **Permanent Deformation Characterization of Asphalt Concrete Using a Viscoelastoplastic Model. Tese (Doutorado)**. Raleigh, NC, EUA: North Carolina State University, 2002. 199 f.