

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE ESTRUTURAS

Juan Camilo Mantilla Uribe

**Envoltórias probabilísticas da estanqueidade
de conexões de revestimento de poço**

São Carlos/SP

2020

Juan Camilo Mantilla Uribe

**Envoltórias probabilísticas da estanqueidade
de conexões de revestimento de poço**

VERSÃO CORRIGIDA

A versão original encontra-se na Escola de Engenharia de São Carlos.

Tese apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Engenharia de Estruturas) da Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Doutor em Ciências.

Área de concentração: Estruturas.

Orientador: Professor Dr. André Teófilo Beck

São Carlos/SP

2020

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Prof. Dr. Sérgio Rodrigues Fontes da EESC/USP com os dados inseridos pelo(a) autor(a).

U76e Uribe, Juan Camilo Mantilla
Envoltórias probabilísticas da estanqueidade de conexões de revestimento de poço / Juan Camilo Mantilla Uribe; orientador André Teófilo Beck. São Carlos, 2020.

Tese (Doutorado) - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Engenharia de Estruturas) e Área de Concentração em Estruturas -- Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, 2020.

1. Revestimento. 2. Conexões. 3. Vazamento. 4. Estanqueidade. 5. Envoltórias probabilísticas. 6. Confiabilidade. I. Título.

FOLHA DE JULGAMENTO

Candidato: Engenheiro **JUAN CAMILO MANTILLA URIBE**.

Título da tese: "Envoltórias probabilísticas da estanqueidade de conexões de revestimento de poços".

Data da defesa: 11/09/2020

Comissão Julgadora	Resultado
Prof. Associado André Teófilo Beck (Orientador) (Escola de Engenharia de São Carlos – EESC/USP)	Aprovado
Prof. Dr. Eduardo Toledo de Lima Junior (Universidade Federal de Alagoas/UFAL)	Aprovado
Prof. Dr. Luis Volnei Sudati Sagrilo (Universidade Federal do Rio de Janeiro/UFRJ)	Aprovado
Dr. Cristiano Eduardo Agostini (Petróleo Brasileiro S.A./PETROBRAS)	Aprovado
Dr. Carlos Magno Couto Jacinto (Centro de Pesquisas Leopoldo Américo Miguez de Mello/CENPES)	Aprovado
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil (Engenharia de Estruturas): Prof. Associado Vladimir Guilherme Haach Presidente da Comissão de Pós-Graduação: Prof. Titular Murilo Araujo Romero	

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço ao professor André Beck pela amizade, orientação, confiança e valiosos conselhos. Também, agradeço pela bolsa outorgada durante o doutorado, através da Fundação de Apoio à Universidade de São Paulo (FUSP). Agradeço à PETROBRAS pelo financiamento indireto desta pesquisa através de excedentes do contrato P&D número 0050.0089855.14.2.

Agradeço aos contribuintes que custeiam a educação superior pública no Brasil.

Agradeço à minha esposa Silvia Diaz pela valiosa companhia, incentivo e todo o seu amor, muito obrigado *amor de mi vida*. Também, agradeço à família Diaz Diaz pelo apoio, muito obrigado!

Agradeço aos meus pais Rafael e Carmen pelo carinho, apoio, e sábios conselhos. Ao meu irmão Yuri, sua esposa Andrea, e aos meus queridos sobrinhos Juan e David, muito obrigado pelo carinho.

Agradeço aos meus amigos Colombianos e Brasileiros, por todos os bons momentos que fizeram minha vida mais feliz durante a realização do meu doutorado. Faço especial menção aos meus colegas e amigos: Ayrton, Barretos, Rúbia, Fernando, Jeferson, Morkis, Júlio, Rafael, Heider, Giovanni; Aos *hermosos* Gustavo e Tassia e aos lindos Rodolfo e Raquel. Agradeço ao meu amigo Rodolfo Tessari pelas contribuições à escrita do texto, obrigado lindo!

Agradeço aos docentes do Departamento de Engenharia de Estruturas que me formaram na pós-graduação.

Aos professores Luis Volnei Sudati Sagrilo e Jonas de Carvalho, cujas valiosas contribuições no exame de qualificação de doutorado, permitiram aprimorar os resultados do trabalho.

Agradeço aos professores Carlos Magno Couto Jacinto, Luis Volnei Sudati Sagrilo, Eduardo Toledo de Lima Junior e Cristiano Eduardo Agostini pela participação, avaliação e valiosas contribuições na defesa desta tese de doutorado.

Por último, agradeço aos meus colegas de pós-graduação e aos funcionários do Departamento de Engenharia de Estruturas por sua disposição e amabilidade.

RESUMO

URIBE, J. C. M. **Envoltórias probabilísticas da estanqueidade de conexões de revestimento de poços**. 2020, 153 p. Tese (Doutorado em Engenharia de Estruturas) - Departamento de Engenharia de Estruturas, Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2020.

O projeto probabilístico do revestimento de poços é uma tendência mundial, que visa otimizar as margens de segurança e viabilizar o projeto de poços ultraprofundos, em condições adversas de carga, com riscos controlados. Para abordagem do projeto probabilístico de poços são necessárias as definições estatísticas das cargas e da resistência dos tubos e conexões de revestimento. Estatísticas das cargas são regionais e sua estimativa é difícil de generalizar. Por outra parte, estatísticas para resistência dos tubos têm sido verificadas e procedimentos para abordar probabilisticamente os modos de falha por colapso e ruptura já estão incluídos em normas técnicas. No entanto, a maioria dos incidentes reportados são atribuídos à falha de conexões. Especificamente, o modo de falha por vazamento em conectores preocupa a indústria, pois é uma falha de serviço que pode passar despercebida, mas que rompe a integridade do poço. Abordagens probabilísticas da resistência de conexões são limitadas. Para modo de falha por vazamento, não existem abordagens consistentes para avaliação probabilística da estanqueidade. Em consequência, o projeto probabilístico não pode ser desenvolvido integralmente. Neste contexto, esta tese investiga as propriedades estatísticas da estanqueidade de conexões de revestimento. Propriedades estatísticas são quantificadas através de métodos que possibilitam a construção de envoltórias probabilísticas da resistência. Modelos axissimétricos em elementos finitos são desenvolvidos e empregados na avaliação das pressões de contato na rosca para solicitações de torque de aperto, carga axial e pressão interna. Adicionalmente, critérios são propostos para avaliar a estanqueidade de conexões API 8 Round, com base nas pressões de contato na rosca. O método proposto para estimativa das envoltórias probabilísticas baseia-se na avaliação extensiva de modelos em elementos finitos axissimétricos, considerando as variações geométricas decorrentes das tolerâncias de manufatura. Amostras de estanqueidade são estimadas para variações individuais e cruzadas dos parâmetros geométricos. A construção de envoltórias é tratada de duas maneiras: uma aproximação baseada no conjunto de amostras de efeitos principais, e outra que incorpora efeitos cruzados e superfícies de resposta. As duas abordagens resultam em envoltórias probabilísticas da estanqueidade da conexão. Superfícies de resposta permitem avaliar a estanqueidade para amostras aleatórias das variáveis geométricas. A amostra fornecida pelos metamodelos de estanqueidade é tratada estatisticamente e ajustes por regressão não linear são empregados para estimar envoltórias probabilísticas. As envoltórias probabilísticas permitem ao projetista estimar envoltórias para níveis de confiança desejados, além de viabilizarem a análise de confiabilidade de conexões ao modo de falha por vazamento. Desta forma, este trabalho contribui à segurança de projeto e à viabilização do projeto probabilístico de poços. Os procedimentos são aplicados a conexões API 8 Round, porém podem ser estendidos para analisar qualquer configuração geométrica, tendo em conta os mecanismos de selo.

Palavras-chave: Revestimento. Conexões. Vazamento. Estanqueidade. Envoltórias Probabilísticas. Confiabilidade.

ABSTRACT

URIBE, J. C. M. **Probabilistic leakage resistance envelopes of casing connections**. 2020, 153 p. Thesis (Doctorate in Structural Engineering) - Department of Structural Engineering, São Carlos School of Engineering, University of São Paulo, São Carlos, 2020.

The probabilistic well casing design is a worldwide trend, which aims to optimize safety margins and enable the design of ultra-deep wells, under adverse load conditions, with controlled risks. To approach the probabilistic design of wells, statistical definitions of the loads and the resistance of tubes and casing connections are necessary. The generalization of load statistics is complex as they are defined regionally. On the other hand, statistics for resistance of casing pipe body have been verified, and probabilistic approaches to address collapse and rupture failure modes have been included in industry standards. However, most reported incidents are related to connection failures. Specifically, connector leakages concern the industry, since this kind of service failure can remain unnoticed, but compromises well integrity. Probabilistic approaches to connection resistance are limited. For leakage failure mode, there are no consistent approaches for probabilistic assessment. In consequence, probabilistic well design approaches cannot be fully developed. In this context, this work aims to investigate the statistical properties of leak resistance of threaded casing connectors. Statistics of leak resistance are quantified through the construction of probabilistic leak resistance envelopes. Axisymmetric finite element models are developed and used to quantify the contact pressures on the connectors thread for make-up torque, axial load and internal pressure loads. In addition, criteria are proposed for estimating leak resistance of API 8 Round connectors, based on thread contact pressures. The proposed method for estimating probabilistic envelopes is based on the extensive evaluation of axisymmetric finite element models, considering the geometric variations arising from manufacturing tolerances. A leak resistance sample is estimated for predefined main and second order interaction effects of geometric parameters. Subsequently, leak resistance envelope estimation is conducted in two ways: with an approach based on the set of main effects samples, and another approach that incorporates cross effects and leak resistance response surfaces. Both approaches result in probabilistic envelopes of leak resistance. The response surfaces allow the assessment of leak resistance for random samples of geometric variables. Then, the samples provided by the leak resistance metamodels are treated statistically, and non-linear regression is used to estimate the probabilistic envelopes. Probabilistic envelopes allow the designer to estimate specific envelopes for desired confidence levels; in addition, they enable the reliability analysis of connections for leakage failure mode. In this way, this work contributes to design safety and to making probabilistic well design feasible. Methods developed herein are applied to API 8 Round connections; however, they can be extended to analyze any geometric configuration, taking into account the appropriate seal mechanisms.

Keywords: Casing. Connections. Leak. Leak Resistance. Probabilistic Envelopes. Reliability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Configuração típica de revestimento de poço.....	33
Figura 2. Geometrias principais da rosca.....	35
Figura 3. Conexão de filete arredondado.....	36
Figura 4. Conexão com filetes tipo quadrado (<i>Buttress</i>).....	36
Figura 5. Conexão tipo <i>Extreme-Line</i>	36
Figura 6. Mecanismos de selo em conexões.....	38
Figura 7. Flancos opostos e flancos de carga.....	44
Figura 8. Critérios de vazamento propostos por SCHWIND e WOOLEY (1989).....	45
Figura 9. Esquema de envoltória de estanqueidade.....	48
Figura 10. Esquema transversal de conexões arredondadas.....	54
Figura 11. Detalhe da geometria dos filetes da conexão API 8 <i>Round</i> . Medidas em milímetros.	54
Figura 12. Condições de contorno em deslocamento do modelo mecânico.....	55
Figura 13. Modelo mecânico e solicitações.....	56
Figura 14. Interferência entre dois cilindros.....	57
Figura 15. Montagem de afunilamentos incompatíveis.....	59
Figura 16. Relação multilinear entre deformações plásticas e tensão verdadeira.....	59
Figura 17. Discretização do contorno do modelo axissimétrico.....	60
Figura 18. Detalhe da malha de elementos finitos.....	61
Figura 19. Discretização de superfícies mestre e escrava.....	62
Figura 20. Avaliação das pressões de contato na rosca.....	63
Figura 21. Pressões de contato nos flancos de carga. Conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47 lb/ft.	64
Figura 22. Zonas plásticas. Conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft.....	66
Figura 23. Pressão de contato nos flancos opostos API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft.....	67
Figura 24. Esquema de avaliação da envoltória de estanqueidade.....	71
Figura 25. Pressões nos flancos opostos e média de pressões μ PCFO. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft nominal, para diferentes valores de carga axial (N).....	73

Figura 26. Comprimento em contato CCFO em função da tensão axial aplicada. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft nominal.	74
Figura 27. Envoltória de estanqueidade, conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Geometria nominal.	74
Figura 28. Pressões nos flancos opostos e média de pressões μ_{PCFO} . Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1A, para diferentes valores de carga axial (N).	76
Figura 29. Pressões nos flancos opostos e média de pressões μ_{PCFO} . Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1B, para diferentes valores de carga axial (N).....	77
Figura 30. Envoltória de estanqueidade. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1A.....	79
Figura 31. Envoltória de estanqueidade. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1B.....	79
Figura 32. Geometrias globais da conexão.....	81
Figura 33. Geometrias de rosca.	82
Figura 34. Amostras de estanqueidade discreta para casos 1 a 22, refletindo efeitos das tolerâncias de manufatura na estanqueidade.....	89
Figura 35. Amostra considerada para construção de envoltórias de estanqueidade.	94
Figura 36. Notação para avaliação das envoltórias probabilísticas.	96
Figura 37. Funções de probabilidade acumulada empírica e ajuste.	99
Figura 38. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Abordagem direta com base nos efeitos principais.....	100
Figura 39. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ e amostra de estanqueidade de efeitos principais. Abordagem direta com base nos efeitos principais...	103
Figura 40. Ajuste do modelo equação 20 nos casos 1, 9-12, 23-26, para $N = 0$	115
Figura 41. Histogramas de estanqueidade, obtidos por SMC e utilizando as superfícies de resposta.....	120
Figura 42. Histogramas normalizados de estanqueidade. Ajuste Normal, escala Logarítmica.	122
Figura 43. Histogramas normalizados de estanqueidade. Ajuste Burr, escala Logarítmica.	122

Figura 44. Funções de probabilidade empírica e ajustes Burr as amostras de estanqueidade.	123
Figura 45. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.	125
Figura 46. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ e amostra total dos efeitos principais. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.	127
Figura 47. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ e amostra total dos efeitos principais. Abordagem direta com modelo da equação 24.....	129
Figura 48. Esquema para estimativa de funções de probabilidade radial, dadas por $\tan\theta = P/N$	132
Figura 49. Ajuste distribuição acumulada Burr e funções de distribuição empírica nas direções θ_j	133
Figura 50. Funções de densidade de probabilidade da estanqueidade nas direções θ_j	133
Figura 51. Envoltórias probabilísticas e ajuste nas direções $\theta = 5^\circ, 15^\circ, 25^\circ, 35^\circ, 45^\circ, 55^\circ, 65^\circ, 75^\circ, 85^\circ$, dado $pr = 0.05, 0.5, 0.95$	135
Figura 52. Esquema geral dos procedimentos para estimativa das envoltórias probabilísticas.	136

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Literatura envolvendo análise por elementos finitos de conexões na indústria de óleo e gás.....	41
Tabela 2. Passos de carga.....	63
Tabela 3. Características do afunilamento.....	75
Tabela 4. Valores de afunilamento.....	75
Tabela 5. Variáveis geométricas e tolerâncias.....	81
Tabela 6. Propriedades estatísticas normalizadas das variáveis aleatórias.....	82
Tabela 7. Casos geométricos para avaliação de efeitos principais.	85
Tabela 8. Parâmetros de distribuição de Burr e de qualidade do ajuste.....	99
Tabela 9. Coeficientes de modelo e qualidade do ajuste.	102
Tabela 10. Sensibilidade da estanqueidade em relação aos casos principais.....	108
Tabela 11. Casos de geometria considerados na análise completa com efeitos cruzados...	109
Tabela 12. Matriz de regressão de casos das variáveis aleatórias, $[X]_{casos}$	112
Tabela 13. Estanqueidades (pressão adimensional) estimadas para os casos 1 a 43. $\{M\}_i$	113
Tabela 14. Coeficientes de regressão dos modelos de estanqueidade.....	116
Tabela 15. Qualidade do ajuste das superfícies de resposta.....	117
Tabela 16. Estanqueidade fornecida pelos modelos MEF para os casos geométricos 44 e 45.	117
Tabela 17. Erro percentual entre observações dos modelos de MEF e predição dos modelos $M'(\mathbf{X})$	118
Tabela 18. Larguras de intervalo e limites do histograma de estanqueidade.....	121
Tabela 19. Parâmetros das distribuições Burr de estanqueidade.	123
Tabela 20. Coeficientes do modelo e qualidade do ajuste. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.	126

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	Motivação.....	26
1.2	Objetivos.....	27
1.3	Metodologia	28
1.4	Organização do texto.....	30
2	REVISÃO BIBLOGRÁFICA.....	33
2.1	Conexões de revestimento de poço	33
2.2	Modelos em elementos finitos de conexões	38
2.3	Avaliação da estanqueidade	43
2.4	Confiabilidade de conexões.....	49
3	ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS DE CONEXÕES.....	53
3.1	Modelos em elementos finitos de conexões	53
3.1.1	Geometria.....	53
3.1.2	Modelo mecânico.....	55
3.1.3	Simulação do torque de aperto.....	57
3.1.4	Material	59
3.1.5	Discretização em elementos finitos.....	60
3.1.6	Modelo de contato.....	61
3.1.7	Análise de pressões de contato.....	62
3.2	Validação do modelo.....	63
4	ESTANQUEIDADE ÚLTIMA	67
4.1	Pressões nos flancos opostos	67

4.2	Critérios de estanqueidade	69
4.3	Validação dos critérios de estanqueidade	71
4.3.1	Envoltória de estanqueidade nominal.....	71
4.3.2	Estanqueidade considerando afunilamentos incompatíveis.....	75
5	TOLERÂNCIAS GEOMÉTRICAS DE MANUFATURA.....	81
6	EFEITO DAS TOLERÂNCIAS NA ESTANQUEIDADE	85
7	ABORDAGEM DIRETA DA ESTANQUEIDADE, COM BASE EM EFEITOS PRINCIPAIS.....	93
8	ABORDAGEM PROBABILÍSTICA DA ESTANQUEIDADE COM EFEITOS CRUZADOS	107
8.1	Efeitos cruzados.....	107
8.2	Meta-modelos de estanqueidade	110
8.3	Avaliação de envoltórias de estanqueidade.....	119
9	ABORDAGEM DA CONFIABILIDADE AO MODO DE FALHA POR VAZAMENTO.....	131
9.1	Distribuições de estanqueidade para razões fixas entre carga axial e pressão interna 131	
9.2	Síntese dos procedimentos apresentados	136
9.3	Uso das distribuições direcionais na estimativa da confiabilidade ao modo de falha por vazamento.....	137
10	CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES	139
10.1	Modelos em elementos finitos	139
10.2	Critérios de estanqueidade	140
10.3	Influência das tolerâncias de manufatura	141
10.4	Avaliação das envoltórias (abordagem direta com efeitos principais).....	142
10.5	Avaliação das envoltórias (abordagem completa com efeitos cruzados)	143
10.6	Uso prático das envoltórias probabilísticas.....	144
10.7	Sugestões para trabalhos futuros	144

REFERÊNCIAS	147
-------------------	-----

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, o petróleo sustenta as atividades econômicas da sociedade. No último século, a demanda de petróleo foi fornecida através de reservatórios localizados em desertos, áreas continentais e em águas rasas (SIQUEIRA, L.; BATISTA, R.; OLIVEIRA, 2012). No entanto, a demanda por petróleo aumentou até cifras recorde nas últimas décadas, o que levou à redução das reservas. Esta situação incentivou a procura de novas reservas de petróleo e métodos de exploração.

Atualmente a indústria concentra a extração de reservas em águas ultraprofundas, focando a atividade na extração de óleo das camadas pré-sal, descobertas há alguns anos. Adicionalmente, esforços têm sido encaminhados na extração por métodos de recuperação térmica (DALL'ACQUA et al., 2018; MILLER; SORRELL, 2013). Novas fontes e formas de exploração trazem grandes desafios logísticos e tecnológicos no projeto e operação de poços (PETROBRAS, 2018).

Novos métodos de exploração apresentam condições desafiantes nas fases de perfuração, completação e produção do poço, decorrentes das grandes profundidades e condições de alta temperatura e pressão. Também existem incertezas significativas a considerar: as geopressões e gradientes de fratura da rocha, ao longo do poço, são conhecidos de forma aproximada; os casos de carregamento possíveis são muitos, e as intensidades são estimadas. Além disso, processos de manufatura resultam em incerteza nas dimensões e na resistência dos componentes.

Historicamente, os revestimentos de poços têm sido projetados através de métodos determinísticos que fazem uso de coeficientes de segurança. Estes coeficientes de segurança incorporam ao projeto uma margem entre a solicitação e a resistência dos componentes. Em poços convencionais, fatores de segurança de projeto estrutural são geralmente estabelecidos e usados para manter o material da coluna de revestimento trabalhando em regime elástico ante as solicitações de projeto. Com algumas exceções, a resposta estrutural

para as cargas é determinística. Como o sistema estrutural permanece elástico, a superposição de efeitos pode ser usada para prever a resposta do revestimento para combinações de carga, removendo do projeto a dependência na ordem de aplicação das cargas. Desta forma, os elementos probabilísticos considerados no projeto convencional tem-se centrado principalmente nas cargas de sobrevivência. No entanto, em casos específicos o revestimento é projetado para obedecer estados limites últimos e de serviço (DALL'ACQUA et al., 2018).

Métodos determinísticos são extensamente usados por sua simplicidade e por sua comprovada eficácia em poços convencionais. Mesmo em poços ultraprofundos, as estruturas têm sido projetadas deterministicamente. No entanto, a abordagem determinística exclui a incerteza associada ao projeto de poço, fato que impede quantificar adequadamente a segurança. Adicionalmente, existe suficiente variabilidade na manufatura de componentes OCTG (*Oil Country Tubular Goods*), que insere incertezas substanciais no desempenho dos componentes (DALL'ACQUA et al., 2018). Além disso, existem incertezas associadas às abordagens e ferramentas disponíveis, que limitam a análise e predição de desempenho do projeto. Por mais que a experiência em campo possa demonstrar que os projetos existentes tenham sido bem-sucedidos, não significa que exista uma base fenomenológica calibrada, ou mecanicista, para projetos fora do alcance do que já foi feito (DALL'ACQUA et al., 2018).

Recentemente, descobertas das causas de vários acidentes no ambiente marinho, apontam que a análise quantitativa de risco é fundamental para diminuir o risco de perda da integridade do poço. Hoje em dia, regulamentos na Noruega e do Reino Unido exigem análise quantitativa de risco das instalações (SKOGDALEN; VINNEM, 2012). Além disso, especificações para projeto de componentes, como a ISO 10400:2011 e API TR 5C3 (API, 2008a), traçam caminhos para a avaliação probabilística dos modos de falha por colapso e ruptura de tubulares de revestimento. Porém, existem ainda lacunas que impedem o projetista de usar abordagens probabilísticas. Lacunas que podem ser resumidas na falta de modelos probabilísticos de solicitação (que podem mudar de um projeto para outro) e nas

dificuldades para definir estatisticamente a resistência para os distintos modos de falha de componentes. Por estes motivos, é compreensível que os projetistas e a indústria tenham maior acesso ao projeto determinístico.

Do ponto de vista de projeto e avaliação da integridade dos componentes de poço, a pesquisa tem avançado muito nas últimas décadas na verificação do comportamento estrutural e na resistência determinística dos componentes. Testes e modelos em elementos finitos de tubos e conexões de revestimento auxiliam no projeto e verificação de geometrias, materiais e compostos. Também, esforços têm sido realizados para a avaliação e estimativa das cargas atuantes nas diferentes fases de construção e operação. No entanto, a consolidação de um sistema unificado de projeto de poços deve acontecer a um nível mais avançado, onde as incertezas no projeto sejam claramente identificadas (DALL'ACQUA et al., 2018). A quantificação de incertezas deve ser abordada em todos os âmbitos, incluída a resistência dos componentes, para garantir a integridade do poço (KHAN, 2018).

Atualmente a indústria centra sua atenção no gerenciamento de risco na fase de operação do poço, prestando especial atenção na componente humana e nas distintas barreiras de segurança. No entanto, também é de interesse a verificação da integridade de componentes em operação. Isto representa um grande desafio para a indústria, pois se requer a integração de sistemas de sensoriamento sofisticados acoplados a sistemas complexos. Neste cenário, o projeto probabilístico pode auxiliar na redução das margens de segurança desde a concepção do projeto de poço.

Em linha com regulações modernas da indústria de óleo e gás que requerem análise quantitativa de risco das instalações, o projeto baseado em confiabilidade (MELCHERS; BECK, 2018) tem sido usado para otimizar margens de segurança de projeto de poço, enquanto se gerenciam os riscos correspondentes (HINTON, 1998; ADAMS; HODGSON, 1999; ERIVWO; ADELEYE, 2012; TESSARI, 2020). Abordagens probabilísticas possibilitam métodos de otimização do poço baseada em confiabilidade para otimizar custos de construção respeitando índices-alvo de segurança, bem como possibilitam otimizar o risco,

minimizando os custos do projeto e prevendo consequências de falha. KHAN (2018) indica que mais estudos devem ser conduzidos para estabelecer probabilidades de falha aceitáveis para o projeto de poço. Recomenda, ademais, que órgãos reguladores adotem orientações para projeto, baseadas em margens de probabilidade de falha, como na engenharia nuclear e engenharia aeroespacial. KHAN (2018) conclui que a fim de melhorar o projeto baseado em confiabilidade, dados estatísticos adequados e de qualidade devem ser usados para desenvolver distribuições de resistência e cargas.

A análise da confiabilidade do poço, seja na fase de projeto ou de operação, requer modelos probabilísticos da resistência dos componentes de revestimento (tubos e conexões) e das cargas esperadas. Estatísticas e modelos probabilísticos da resistência do corpo dos tubos de revestimento foram amplamente estudados e encontram-se nas normativas atuais de projeto (ISO, 2011). Estes modelos foram obtidos através da observação da variação de parâmetros geométricos, materiais e alguns testes de colapso e ruptura de tubos. Vários trabalhos na literatura têm abordado modelos probabilísticos de ruptura e colapso de tubos (CHANTOSE et al., 2011; GAO; SUN; ZHANG, 2013; GOUVEIA et al., 2014, 2020; KLEVER; STEWART, 1998; KLEVER; TAMANO, 2006; TALLIN et al., 1998). Abordagens de confiabilidade estrutural têm sido usadas para verificar fatores de segurança apropriados para projetos determinísticos regionais (LONG; GUAN; LIAO, 2013). Incertezas associadas à falha por plastificação e flambagem do tubo foram estudadas por CHANTOSE et al. (2011). Recentemente, metodologias para otimização de revestimento, atendendo requisitos de segurança em termos da probabilidade de falha, tendo em conta modos de falha por ruptura e colapso de tubulares, foram apresentadas por TESSARI (2020).

Contudo, uma extensa revisão bibliográfica revela que existem poucos estudos de modelos probabilísticos de conexões de revestimento. Isto é esperado, dada a complexa geometria e comportamento das conexões, que dificulta a definição de equações analíticas aos diversos modos de falha. Conexões são elementos que possuem grande risco de falha e a probabilidade de falha da coluna de revestimento é incrementada por causa do grande número de conectores. Com uma conexão que apresente vazamento, a coluna deixa de

cumprir sua função requerida. VALIGURA e TALLIN (2005) apresentam modelos simplificados para estimar a probabilidade de falha por vazamento em função de erros de fabricação e inspeção durante testes, além de defeitos aleatórios não detectados na inspeção e manuseio de componentes. No entanto, a estimativa da probabilidade de vazamento é qualitativa, longe de ser uma função explícita do comportamento estrutural da conexão e das variáveis aleatórias de manufatura. SILVA et al. (2019) apresentam um modelo probabilístico para a resistência à tração de conexões contempladas na normativa API. Logo, a compreensão da confiabilidade de conexões usadas na indústria de óleo e gás é limitada.

Usualmente, a indústria qualifica conexões através de testes que comprovam a influência dos ciclos de aperto e solicitações no desgaste de filetes e na estanqueidade. Testes verificam a estanqueidade das conexões para distintas combinações de solicitação e ciclos de carregamento e temperatura. Porém, testes são custosos e complexos. A norma ISO 13679 fornece os procedimentos para testes de conexões de tubulação e revestimento. A qualificação de acordo ao nível mais alto de operação (CAL IV) requer aproximadamente seis meses de testes e um investimento da ordem de um milhão de dólares, se for bem sucedido (ERNENS et al., 2019). Além disso, a estanqueidade dos conectores é avaliada para envoltórias de resistência, correspondentes a uma percentagem da envoltória de tensão de Von Mises para escoamento do tubo, dadas em função da força axial e diferencial de pressão. Geralmente, estas envoltórias são fornecidas pelo fabricante. No entanto, estados limites ao vazamento não podem ser definidos com base nas envoltórias de teste. Ainda que sirvam para qualificar o selo para combinações predeterminadas de carga, não correspondem à resistência última ao vazamento.

A especificação API 5C3 (API, 2008a) define a resistência ao vazamento como constante para toda carga axial, porém inúmeros estudos demonstram que as considerações feitas na normativa não replicam o comportamento real das conexões em testes e em operação. Em consequência, a definição analítica da estanqueidade na especificação API 5C3 não pode ser usada na definição de estados limites de vazamento. Além disso, a definição da resistência é derivada da elasticidade e considera apenas um número reduzido de variáveis

geométricas. No entanto, tem-se verificado a influência da plasticidade e efeitos não lineares no comportamento de conexões. Além disso, a geometria da rosca é função de muitos parâmetros e a manufatura possui intervalos de tolerância que podem influenciar a resistência dos conectores. Atualmente, a maioria das conexões usadas na indústria são produtos específicos que têm engenharia proprietária; isto impede conhecer o projeto de roscas já que as geometrias, tolerâncias admissíveis e os procedimentos para a estimativa da resistência são propriedade dos fabricantes.

O foco principal deste trabalho consiste em propor procedimentos para incorporar a incerteza, decorrente das tolerâncias de manufatura, na estimativa da estanqueidade. Até a presente data nenhum trabalho tem procurado estabelecer métodos para descrever estatisticamente a estanqueidade de conexões de revestimento. Conseqüentemente, este trabalho pretende fazer um aporte significativo à indústria e ao desenvolvimento do projeto probabilístico de poços através do estudo da confiabilidade de conectores.

1.1 Motivação

Falhas no revestimento podem ocasionar grandes perdas econômicas e ambientais. Especialmente na indústria *offshore* e em poços ultraprofundos, onde os custos de planejamento, construção e operação são excessivos e os riscos ambientais são incalculáveis. Falhas nas conexões de revestimento são incertas e frequentes. Em particular, o modo de falha por vazamento preocupa a indústria, pois é um modo de falha muito incerto; as normas não possuem estados limites últimos aceitos na literatura científica; e são muitas as conexões na coluna de revestimento formando um sistema em série: em caso de vazamento de uma delas, a integridade do poço é quebrada (SKOGDALEN; VINNEM, 2012). Atualmente, não existe uma solução probabilística ao problema de vazamento em conexões que permita incorporar este modo de falha nas fases de projeto e gerenciamento de risco do poço.

Esta tese propõe métodos para construir envoltórias probabilísticas de estanqueidade, definidas como curvas de resistência última para determinado nível de

probabilidade de ocorrência da perda de estanqueidade, que delimitam a zona segura de carga. Neste trabalho, as envoltórias probabilísticas são desenvolvidas tomando como base a análise de pressões na rosca; onde pressões são estimadas através de modelos de elementos finitos (MEF). Variáveis aleatórias de manufatura, especificamente variáveis que comprometem a geometria da conexão, são inseridas na análise para verificar a incerteza associada às tolerâncias admissíveis.

As envoltórias probabilísticas conseguem verificar a estanqueidade das conexões para níveis de probabilidade de ocorrência, fornecendo ao projetista uma ferramenta para contribuir ao projeto determinístico e probabilístico de poços com margens de segurança adequadas. Adicionalmente, as estatísticas de estanqueidade de conexões viabilizam a verificação da confiabilidade de conexões em operação.

1.2 Objetivos

O principal objetivo desta tese é desenvolver envoltórias probabilísticas de vazamento de conexões de revestimento de poço de petróleo. Para tal fim, objetivos específicos são traçados:

1. Construir modelos em elementos finitos axissimétricos de conexões de revestimento de poço;
2. Definir critérios para avaliação da estanqueidade, através da análise de pressões na rosca modelada em elementos finitos;
3. Avaliar a influência das tolerâncias geométricas de manufatura na estanqueidade e propor estatísticas das variáveis aleatórias;
4. Propor procedimentos para construção de envoltórias probabilísticas de estanqueidade.

1.3 Metodologia

Esta tese parte de uma revisão bibliográfica sobre o contexto de conexões de revestimento, estado da arte da modelagem em elementos finitos de conexões de revestimento, critérios disponíveis para definir a estanqueidade e o estado da arte de confiabilidade de conexões ao modo de falha por vazamento.

Modelos axissimétricos em elementos finitos (EF) são desenvolvidos e suas respostas validadas com resultados disponíveis na literatura. Ao longo do trabalho, tais modelos são usados para verificar a estanqueidade última das conexões, através da análise de pressões de contato na rosca. Critérios são desenvolvidos para estimar a estanqueidade a partir das pressões de contato nos flancos e resultados disponíveis de testes são usados para validá-los. Com a metodologia de modelagem de conexões e a definição de critérios, o seguinte passo consiste em estudar a influência das incertezas na estanqueidade.

Especificamente, este trabalho busca definir as propriedades estatísticas da estanqueidade em função das tolerâncias admissíveis das geometrias na manufatura. Especificações técnicas proporcionam as tolerâncias de manufatura e estatísticas das variáveis aleatórias são definidas a partir de bases de dados disponíveis. Posteriormente, MEF são construídos modificando a geometria nominal, para configurações associadas às tolerâncias de manufatura. A estanqueidade é verificada para a modificação de cada variável aleatória, obtendo uma amostra chamada de “efeitos principais”.

Uma abordagem faz uso direto da amostra de estanqueidade dos efeitos principais para desenvolver envoltórias probabilísticas. Funções empíricas de probabilidade acumulada são construídas e ajustadas a funções de distribuição contínua. Posteriormente, envoltórias de estanqueidade são geradas através de regressão para determinado nível de probabilidade de ocorrência da resistência.

Posteriormente, uma abordagem mais completa é desenvolvida. Efeitos de segunda ordem, ou efeitos cruzados entre duas variáveis aleatórias, são verificados. A amostra dos efeitos principais e dos efeitos cruzados é utilizada para construir metamodelos de resistência. Posteriormente, amostras de Monte Carlo das variáveis aleatórias são avaliadas, usando os metamodelos, para obter uma amostra de estanqueidade que posteriormente é ajustada com funções de distribuição contínua. Usando técnicas de regressão, envoltórias probabilísticas são estimadas para valores preestabelecido de confiabilidade.

Finalmente, mostra-se um método para extrair funções de densidade de probabilidade da estanqueidade, através da geração de envoltórias probabilísticas. As funções de probabilidade descrevem estatisticamente a estanqueidade, permitem a definição de equações de estado limite e possibilitam a análise da confiabilidade do vazamento de conexões.

Neste trabalho, conexões *API 8 Round* são usadas para o desenvolvimento dos modelos em elementos finitos e análise determinística e probabilística da estanqueidade. Atualmente, no projeto de revestimentos a resistência axial dos conectores é considerada no mesmo nível do corpo do tubo. É de conhecimento da indústria que conexões *API 8 Round* não são usadas fora de projetos convencionais, pois sua resistência axial é menor que a resistência do tubo. Ainda assim, SUGINO, NAKAMURA e YAMAGUCHI (2010) comentam que poucas conexões disponíveis atendem os requisitos mais severos da especificação ISO 13679 CAL IV ou API 5C5, requisitos estes requeridos em poços não convencionais e explorações ultraprofundas. As conexões que atendem estes requisitos são conexões proprietárias ou *Premium* que possuem configurações geométricas que aportam melhoras tanto na resistência axial quanto no selo. No entanto, as configurações geométricas, tolerâncias, e dados de testes disponíveis de conexões proprietárias são altamente reservados e indisponíveis na literatura. Por outro lado, geometrias e tolerâncias de manufatura de conexões *API 8 Round* estão disponíveis e diversos estudos têm sido feitos sobre a verificação do comportamento estrutural de conexões arredondadas. Na revisão da literatura, só um estudo disponibiliza alguns testes de vazamento de uma conexão *API 8 Round* (SCHWIND et

al., 1995). Consequentemente, para o desenvolvimento de procedimentos consistentes para a estimativa de envoltórias probabilísticas, que implica na verificação de MEF e verificação de critérios de estanqueidade, justifica-se a escolha e análise de conexões *API 8 Round*.

Especificamente duas conexões são usadas: a primeira é uma conexão *API 8 Round 9 5/8 " L80 47lb/ft LTC*, utilizada para desenvolver a modelagem em elementos finitos; a segunda é uma conexão *API 8 Round 5 1/2" J55 14 lb/ft LTC*, usada para verificar a estanqueidade determinística e probabilística. Embora o trabalho esteja centrado nestas conexões, o método para avaliação das envoltórias probabilísticas pode ser estendido para outros diâmetros do mesmo tipo de conexão (*API 8 Round*), e para outros tipos de conexão, tendo em conta o mecanismo de selo e critérios de estanqueidade específicos para as geometrias específicas.

1.4 Organização do texto

Este trabalho é dividido em 10 capítulos. Este primeiro Capítulo de introdução pretende contextualizar o leitor no conteúdo da tese e apresentar a motivação do trabalho, seus objetivos e sua metodologia. O Capítulo 2 apresenta a revisão bibliográfica, dividida em quatro partes: a primeira parte é uma contextualização no projeto de conexões de revestimento; a segunda parte apresenta a revisão sobre modelagem em elementos finitos de conexões de revestimento de poço; a terceira parte apresenta uma discussão sobre critérios comentados na literatura para definição da estanqueidade; e na quarta parte apresenta-se a revisão de abordagens de confiabilidade de conexões. O Capítulo 3 apresenta o desenvolvimento de modelos em elementos finitos de conexões e sua validação com resultados disponíveis. O Capítulo 4 apresenta a análise de estanqueidade, e os critérios estabelecidos para estimar pressão de vazamento através dos MEF. Adicionalmente são feitas verificações desses critérios com testes de estanqueidade disponíveis. No Capítulo 5 são definidas as estatísticas das variáveis aleatórias com base nas tolerâncias geométricas de manufatura. No Capítulo 6 analisam-se as implicações, na resistência ao vazamento, das tolerâncias admissíveis de manufatura. No Capítulo 7 é descrita uma abordagem direta para

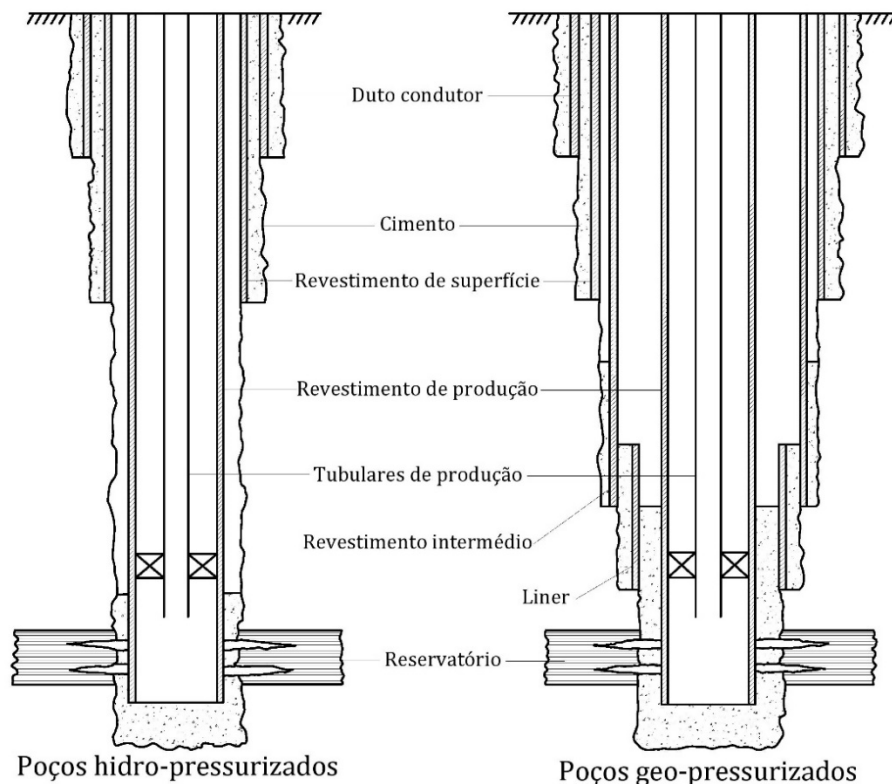
obtenção das envoltórias, com base na amostra de efeitos individuais. No Capítulo 8 apresenta-se uma abordagem aprimorada para avaliação das envoltórias probabilísticas, que envolve a análise de efeitos cruzados de segunda ordem e construção de metamodelos de resistência ao vazamento. No Capítulo 9, apresenta-se um método para extrair funções de densidade de probabilidade das envoltórias probabilísticas. Finalmente, o Capítulo 10 apresenta a discussão dos resultados, conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

2 REVISÃO BIBLOGRÁFICA

2.1 Conexões de revestimento de poço

O revestimento de poço é projetado para resistir solicitações atuantes durante as fases de assentamento, cimentação, perfuração, operação e abandono de poço. Suas funções principais são: prevenir o colapso das formações, conduzir fluidos durante a cimentação e produção, e atuar como sapata de fundação para todas as fases do poço. O revestimento é formado por tubos e conexões. A Figura 1 mostra o esquema de configuração típica de revestimento de poço, em poços hidro-pressurizados e geo-pressurizados.

Figura 1. Configuração típica de revestimento de poço



Fonte: Adaptado de CHILINGARIAN e RAHMAN (1996)

As principais cargas que atuam no revestimento são: tração, pressão externa e interna, e temperatura. Esforços por compressão podem ser induzidos pela reação do

revestimento na fundação e pela ação do empuxo de fluidos. A flexão pode se manifestar em poços desviados por flambagem induzida por elevada compressão na sapata de fundação, confinamento inadequado, e por cortante localizado nas formações.

As conexões são trechos de duto com geometria de rosca, utilizados para acoplar as extremidades dos tubos de revestimento. São projetadas para suportar as cargas do revestimento, garantir o selo ante pressões internas e externas, e ter adequada robustez ao desgaste de filetes em ciclos de aperto. A resistência das conexões é dada, principalmente, pela ação estrutural da geometria da rosca. Segundo CHILINGARIAN e RAHMAN (1996) as principais geometrias da rosca responsáveis pela resistência são (ver Figura 2):

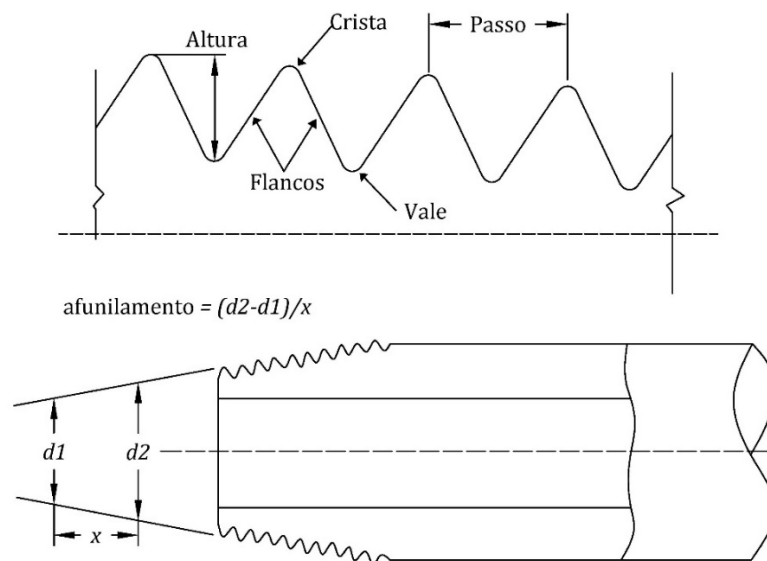
- **Forma:** sendo as mais comuns as arredondadas, quadradas e triangulares. Normas API fornecem especificações para conexões de revestimento de filete arredondado *API 8 Round* (Ver Figura 3) e quadrado, típico de conexões *Buttress* (Ver Figura 4) e *Extreme-Line* (Ver Figura 5). Filetes quadrados melhoram a resistência axial da conexão. Conexões *Extreme-Line* possuem filetes quadrados com incorporação de ombros de contato. Ombros de contato auxiliam no controle do aperto, aportam robustez torcional e geram selos metal-metal adicionais que melhoram o selo (BRADLEY; NAGASAKU; VERGER, 2005). Também existem as conexões proprietárias (*Premium*), semelhantes às *Extreme-Line*, com geometrias desenvolvidas para melhorar a resistência axial e a integridade do selo. As conexões proprietárias são preferidas em projetos envolvendo altas pressões e temperaturas, ou projetos com grandes solicitações (CARCAGNO, 2005). No entanto, conexões proprietárias estão fora da cobertura de normas internacionais e suas geometrias e propriedades são altamente reservadas pelos fabricantes.
- **Afunilamento:** é a variação do diâmetro da rosca em relação ao comprimento. Um afinamento mais íngreme incrementa o risco de falha por desacoplamento da conexão. Quanto mais íngreme o afinamento, mais rápido o encaixe, porém menor o

comprimento efetivo da rosca. Em consequência, a carga axial é distribuída em menos filetes, aumentando o risco de falha dos filetes por cisalhamento.

- **Altura:** é a distância entre a crista e o vale do filete, medida perpendicularmente ao eixo do acoplamento. A maior altura confere maior resistência contra desacoplamento. Adicionalmente, a altura está relacionada à espessura crítica para fratura na seção da rosca, pois grande altura pode representar baixa espessura entre o vale e o diâmetro externo da conexão.
- **Passo:** é a distância de um ponto de um filete da rosca ao correspondente ponto no filete adjacente. O passo é medido paralelamente ao eixo da rosca.
- **Diâmetro do passo:** é o diâmetro do cone imaginário que bissecta um filete de rosca na metade de sua altura.

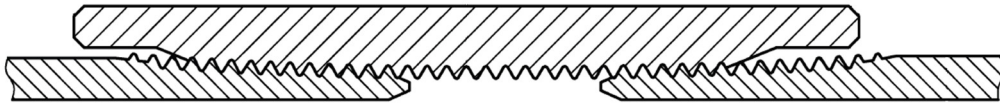
Conexões são classificadas nas especificações ISO e API segundo o tipo de rosca, o diâmetro externo do revestimento, o material e a massa por unidade de comprimento.

Figura 2. Geometrias principais da rosca.



Fonte: Adaptado de CHILINGARIAN e RAHMAN (1996).

Figura 3. Conexão de filete arredondado.



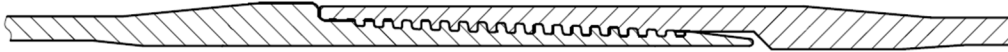
Fonte: Adaptado de API 5CT.

Figura 4. Conexão com filetes tipo quadrado (*Buttress*).



Fonte: Adaptado de API 5CT.

Figura 5. Conexão tipo *Extreme-Line*.



Fonte: Adaptado de API 5CT.

Diversos modos de falha apresentam-se nas conexões. As falhas estruturais mais comuns são (CHILINGARIAN; RAHMAN, 1996):

- **Desacoplamento:** acontece quando os componentes da conexão se separam pela ação da tração. Desacoplamento por compressão pode acontecer quando a seção rosqueada do tubular (o pino) avança dentro do acoplamento (caixa). O desacoplamento pode acontecer com pouco ou nenhum dano à rosca. SHUANLU et al. (2006) relacionam este tipo de falha com a aplicação inadequada de torque de aperto e solicitações de impacto durante a introdução da coluna de revestimento no poço. Afunilamentos incompatíveis entre os componentes reduzem a resistência ao desacoplamento e especificações atuais não consideram este efeito (GAO; SHI, 2013).

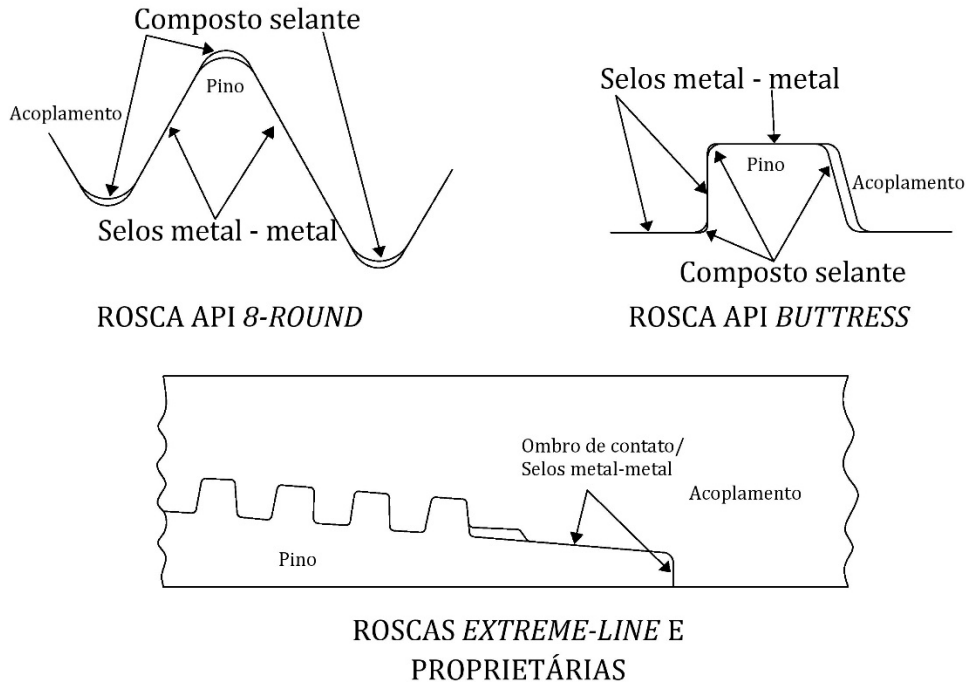
- **Fratura:** uma fratura ocorre quando o pino se separa do corpo do revestimento ou ocorre uma divisão axial no acoplamento. Geralmente, a falha por fratura ocorre no último filete engrenado da rosca, dada a alta concentração de tensões na região mais afastada no fim do pino.

- **Cisalhamento de filetes:** Refere-se ao rasgamento de filetes devido ao esforço cortante induzido pela carga axial.

Em anos recentes, a coluna de revestimento tem sido usada para perfurar e completar o poço, diminuindo os custos e o tempo de execução, além de prevenir problemas de instabilidade e perda de circulação no poço (PLÁCIDO et al., 2005). Consequentemente, este tipo de uso gera solicitações por compressão e flexão. Adicionalmente, apresentam-se solicitações dinâmicas, principalmente torcionais e axiais, que acabam por induzir fadiga (JORDAN et al., 2014; VAN WITTENBERGHE et al., 2010). Fissuras na conexão podem surgir durante a perfuração e, com isso, afetar a integridade do poço e induzir a falhas por fratura e vazamento na fase de completação ou produção (CIRIMELLO et al., 2017). É por estes motivos que a perfuração com revestimento exige a incorporação de ombros de contato, para evitar apertos excessivos que ocasionem desgaste e incorporem maior robustez torcional (BASSARATH; LAFUENTE; BRANLY, 2015; CUI et al., 2015; SANTI et al., 2005).

Uma das falhas mais frequentes que compromete a integridade do revestimento é o vazamento de conexões. O selo em conexões é controlado por dois mecanismos (ver Figura 6): o composto selante, que enche os vazios entre as cristas e vales dos filetes da rosca, e o selo metal-metal. O selo metal-metal é dado pelas pressões de contato nos flancos dos filetes ou nos ombros de contato. Estas pressões de contato agem contra as pressões internas e externas, evitando a penetração do fluido. Falha por vazamento é propiciada por torque de aperto insuficiente, que compromete as pressões na rosca; carga axial excessiva, que diminui progressivamente o selo metal-metal; e por apertos excessivos, que acabam por desgastar a superfície da rosca (PAYNE; SATHUVALLI; CRABTREE, 1998).

Figura 6. Mecanismos de selo em conexões.



Fonte: Adaptado de CHILINGARIAN e RAHMAN (1996)

2.2 Modelos em elementos finitos de conexões

As primeiras abordagens de modelagem de conexões consideram modelos simplificados de cilindros afunilados. Tensões são calculadas a partir de modelos elásticos de interferência entre corpos cilíndricos (ASBILL; PATTILLO; ROGERS, 1984; SCHWIND, 1987). No entanto, demonstra-se que a presença da geometria da rosca introduz variações significativas nas tensões. Modelos axissimétricos têm sido desenvolvidos considerando a geometria da rosca, mas simplificando a geometria helicoidal. Abordagens axissimétricas reduzem o custo computacional e a literatura tem validado sua capacidade de representar adequadamente o comportamento estrutural e replicar o comportamento das pressões de contato na rosca. Uma desvantagem dos modelos axissimétricos é a incapacidade de simular cargas não axissimétricas, como flexão. Contrariamente, modelos tridimensionais são ideais para análise de flexão e torque de aperto, além de serem apropriados para a avaliação do comportamento dos tubulares, onde a geometria da parede interna pode ser descrita com

maior precisão e efeitos de ovalização podem ser abordados. Estudos têm comprovado que a consideração da geometria helicoidal influi significativamente na avaliação do desgaste e fadiga em conexões. Tem-se demonstrado que modelos axissimétricos superestimam os fatores de concentração de tensões nos vales dos filetes, com respeito a modelos tridimensionais (CHEN et al., 2013; DI et al., 2012; LUO; WU, 2013; SHAHANI; SHARIFI, 2009; TAFRESHI; DOVER, 1993). DRAGONI (1994) aborda o problema de representação da hélice em modelos axissimétricos, propondo análises de planos de axissimetria para quantificar o efeito da hélice na resposta estrutural. A consideração da hélice é especialmente relevante para avaliar o comportamento dos filetes extremos dos componentes, que desenvolvem sua geometria ao longo da hélice (MACDONALD; DEANS, 1995). Neste caso, a consideração de axissimetria assume a geometria dos filetes extremos como uniforme e dependente totalmente do plano de axissimetria escolhido. Particularmente, os filetes extremos da rosca apresentam maiores tensões que os filetes intermediários, o que indica que estes filetes concentram a maioria das solicitações aplicadas, tornando-os propensos a desgaste (ASSANELLI; DVORKIN, 1993). GUO et al. (2012) analisam a possibilidade da incorporação de geometrias variáveis do diâmetro do passo nos filetes extremos, como tentativa de uniformizar a distribuição de tensões ao longo da rosca e evitar possíveis efeitos de desgaste nos filetes extremos.

Modelos axissimétricos têm sido usados para análise de conexões de tubulação e estudos permitem verificar que a consideração de axissimetria permite modelar a ação das cargas na verificação do desgaste dos filetes (YUAN et al., 2006). O estudo do desgaste dos filetes em conexões de tubulação é relevante, devido aos constantes ciclos de aperto. Também análises de fadiga são comuns em conexões de tubos de perfuração submetidos a cargas dinâmicas. Em conexões de revestimento a análise de fadiga e desgaste considerava-se prescindível, porém desgaste e fadiga também são efeitos importantes em conexões de revestimento: o desgaste pode-se apresentar por torque de aperto excessivo na montagem ou por torção adicional na completação do poço; enquanto a fadiga pode-se manifestar se a coluna é usada para perfurar e completar o poço (*Casing Drilling*). Adicionalmente, vibrações

transmitidas pela coluna de perfuração, variação de pressões, e temperaturas podem induzir fadiga (LIU et al., 2018).

Contudo, conexões de revestimento estão submetidas, principalmente, a carregamentos axissimétricos durante o serviço. Além disso, testes qualificam a resistência dos conectores frente a cargas axissimétricas: cargas axiais e pressões internas e externas. Para uso em condições desafiadoras, flexão e temperatura são testadas.

Em geral, os modelos de conexões se caracterizam pela inclusão de três tipos de não linearidades: contato, para simular as pressões e o deslizamento na rosca; não linearidade física (NLF), decorrente do comportamento material; e não linearidade geométrica (NLG), derivada do problema de contato. A simulação do contato deve considerar deslizamentos finitos e separação entre os filetes. Isto constitui um problema de grande mudança de configuração e uma abordagem não linear geométrica é requerida (DVORKIN; TOSCANO, 2003; LAURSEN, 2013).

A Tabela 1 mostra uma lista de referências que trabalham modelos em elementos finitos de conexões de revestimento. Também mostra estudos sobre conexões de tubos de perfuração e tubulações, pois suas hipóteses de modelagem auxiliam no desenvolvimento dos modelos. A Tabela 1 especifica o tipo de conexão de estudo, podendo ser conexão API de filete arredondado (*API 8 Round* ou *API 10 Round* no caso de tubulações), de filete quadrado (*Buttress* ou *Extreme-Line*) ou proprietárias. Adicionalmente, a Tabela 1 mostra as considerações de modelagem e as solicitações consideradas.

Tabela 1. Literatura envolvendo análise por elementos finitos de conexões na indústria de óleo e gás.

ESTRUTURA	AUTOR(ES)	Tipo de conexão			Considerações de modelagem				Solicitações Consideradas					
		API arredondada	API Buttress	Outras / Proprietárias	Axisimetria	Tridimensional	NLF	NLG	Torque de aperto	Axial	Pressão Interna	Pressão externa	Flexão	Temperatura
REVESTIMENTO	ASBILL et al. (1984, 1984b, 1984c)	x			x				x	x	x			
	SCHWIND (1987)	x			x				x	x	x			
	SCHWIND e WOOLEY (1989)	x			x									
	SCHWIND et. al. (1995)	x	x		x		x	x	x	x	x			
	ASSANELLI e DVORKIN (1993)	x	x	x	x		x	x	x	x	x			
	ASSANELLI et. al. (1997)	x			x		x	x	x	x	x			
	DVORKIN e TOSCANO (2003)			x	x		x	x	x	x	x			
	ZHANGHUA et. al. (2004)	x	x		x		x		x	x				
	SUGINO et. al. (2010)			x	x		x	x	x	x	x	x		
	XIE e TAO (2010, 2013)	x	x	x	x		x	x	x	x			x	x
	GUO et. al. (2012)			x		x	x	x	x	x	x			
	GAO, SHI (2014)	x			x		x	x	x	x				
	CUI et. al. (2015)			x		x	x	x	x					
CHEN et. al. (2018)			x		x	x	x	x	x			x		
PERFURAÇÃO	TAFRESHI e DOVER (1993),			x	x	x			x	x			x	
	BAHAI (2001)			x	x				x				x	
	MACDONALD e DEANS (1995)			x	x		x	x	x	x			x	
	BARAGETTI (2002)			x	x		x		x	x				
	BARAGETTI e TERRANOVA (2004)			x	x		x		x	x				
	SHAHANI e SHARIFI (2009)			x		x	x		x	x				
	LIN et. al. (2011)			x	x		x		x	x	x	x		
	CHEN et. al. (2013)			x		x	x		x	x			x	
	LUO e WU (2013)			x	x		x		x	x			x	
YONG et al. (2015)			x	x		x		x	x					
TUBULAÇÃO	YUAN et. al. (2006)	x			x	x	x	x	x	x	x			

Fonte: Autor.

Alguns estudos empregam modelos 3D para análise de conexões de tubos de perfuração e tubulação, enquanto a maioria das referências assume axisimetria na análise de conexões de revestimento. Conseqüentemente, a maioria dos trabalhos analisa solicitações axisimétricas: torque de aperto, carga axial, pressões interna e externa.

Geralmente, o torque de aperto em conexões é modelado a partir da solução da interferência resultante do encaixe das peças (CHEN et al., 2011; LIN et al., 2011). A solução

da interferência permite estimar os efeitos do torque de aperto nas grandezas estruturais: tensões, deformações, pressões de contato na rosca e nos ombros de contato. Pesquisas mostram a importância do adequado torque de aperto para garantir a integridade das conexões. Em conexões de tubos de perfuração, o adequado aperto nas conexões impede deformações excessivas quando aplicada tração, fazendo a conexão mais resistente à fadiga (BARAGETTI; TERRANOVA, 2004; SHAHANI; SHARIFI, 2009; YONG; LIAN-XIN; PENG-BIN, 2015). Aperto excessivo conduz a incrementos indesejáveis do estado de tensões, especialmente nos filetes próximos de ombros de conexões *Premium* de revestimento, que conseqüentemente predispõe à fratura do acoplamento, quando aplicada tração (XU et al., 2019). Aperto excessivo conduz a temperaturas excessivas na superfície do material que levam ao desgaste (YUAN et al., 2004a, 2006).

A especificação API 5C1 (API, 1999) apresenta os valores recomendados do torque de aperto para conexões de revestimento, dado em função do número de giros recomendados desde a posição de aperto manual. Determinado número de giros equivale a uma distância de avanço dos componentes da conexão. Na prática, é comum marcar a posição de aperto predefinida nos componentes da conexão, aplicar o aperto e verificar que o encaixe esteja dentro das margens da posição preestabelecida (POWERS; CHELF, 2011).

Em conexões de revestimento, cargas axiais e pressões internas são as solicitações mais estudadas. Análises de temperatura e flexão são pouco exploradas, mas pesquisadores ressaltam a necessidade de pesquisa neste campo. A temperatura aumenta proporcionalmente com a profundidade e induz ciclos de expansão e retração no aço, introduzindo esforços axiais de compressão que ocasionam plastificação da conexão (TAO; XIE, 2013; XIE; TAO, 2010). CHEN et al. (2018) analisam a influência da flexão nas pressões de contato na rosca e ombro de contato de conexões proprietárias. A flexão aumenta as pressões de contato na região de compressão e reduz as pressões de contato na região de tração. Em especial, a flexão reduz o selo de conexões proprietárias pela redução das pressões e área de contato no ombro (de contato). Solicitações de flexão têm sido avaliadas sobre modelos axissimétricos, através do uso de elementos finitos axissimétricos

implementados com formulações especiais (CHANG, 2008; TAO; XIE, 2013). BAHAI (2001) utiliza submodelos axissimétricos para avaliar os efeitos da flexão na concentração de tensões nos vales dos filetes.

Em particular, pesquisas abordam o estudo dos mecanismos de falha por desacoplamento da união pela ação da carga axial (ASSANELLI et al., 1997; ASSANELLI; DVORKIN, 1993; XIE; TAO, 2010; ZHANGHUA; YONGGANG; BO, 2004) e os mecanismos de falha por vazamento, tema que será aprofundado na próxima seção.

2.3 Avaliação da estanqueidade

Estimar a estanqueidade é um processo complexo, pois depende da avaliação das contribuições do composto selante e do selo metal-metal.

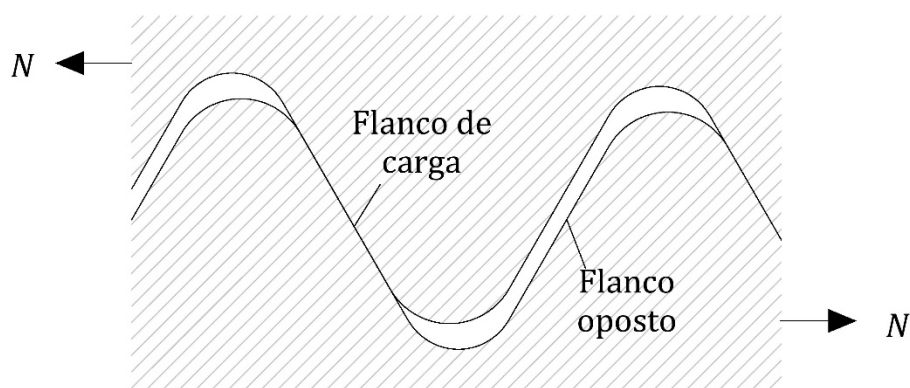
Atualmente, a qualificação para vazamento de conexões é obtida através de testes extensivos com pressão, carga axial e temperatura (API, 2002). Para o planejamento de testes, assim como para a apresentação de resultados, a envoltória de resistência de conexões é comparada com a envoltória de tensão de Von Mises, definida para a plastificação do tubo, a qual é aproximadamente elíptica e dada em função do diferencial de pressão e a carga axial. Testes de conexões são realizados até uma percentagem da envoltória de tensão de Von Mises do revestimento (usualmente um 90% da tensão de Von Mises do tubular) e avaliam a estanqueidade interna ou externa (GOODMAN, 2018).

Dependendo do uso (tipos de solicitações e natureza dos fluidos a conter), o selo é avaliado para distintos ciclos de carga e temperatura. Sabe-se que a natureza do fluido contido afeta o desempenho do selante (API, 2002; ASSANELLI et al., 1997; ERNENS et al., 2019). Além disso, estudos verificam grande influência da temperatura, pois ocasiona modificações no comportamento reológico do composto selante, facilitando sua extrusão e, em consequência, afetando negativamente o selo (BADICIOIU; TEODORIU, 2007; MURTAGIAN et al., 2004; TAO; XIE, 2013; XIE; TAO, 2010). Adicionalmente, o composto

selante diminui o desgaste e a mudança da topografia das superfícies que formam o selo metal-metal no aperto, incorporando robustez ao selo (ERNENS et al., 2018, 2019). Modelos em elementos finitos conseguem representar o composto de selo através de definições locais de permeabilidade (ERNENS et al., 2019); no entanto, a maioria de estudos tentam prever a estanqueidade a partir das pressões de contato no selo metal-metal em MEF simplificados e submodelos elásticos. MURTAGIAN et al. (2004) propõem critérios em função da pressão de contato e superfície em contato do ombro de conexões para estimar o selo proporcionado pelo ombro de contato de conexões proprietárias.

Em conexões arredondadas *API 8 Round* existem dois tipos de flancos, caracterizados pelo comportamento ante a carga axial: flancos opostos e flancos de carga. A Figura 7 distingue os dois tipos de flancos, quando aplicada uma carga axial N . Nos flancos de carga ocorre aumento das pressões de contato e deslizamento relativo entre as peças. Contrariamente, nos flancos opostos diminuem as pressões de contato e pode ocorrer separação.

Figura 7. Flancos opostos e flancos de carga.



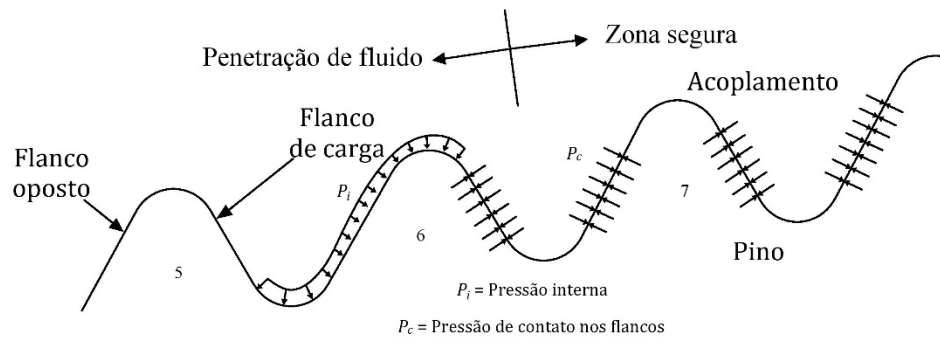
Fonte: Autor.

Em conexões arredondadas, acreditava-se que o vazamento ocorria devido ao incremento do espaço entre vales e cristas, pela ação das cargas. Porém, ASBILL, PATTILLO e ROGERS (1984) notaram que este efeito é desprezível quando comparado à redução que a carga axial provoca nas Pressões de Contato nos Flancos Opostos (PCFO). Estudos propõem

critérios baseados no valor de PCFO para estimar o selo da conexão, através de análises elásticas. A Figura 8 ilustra os critérios propostos por SCHWIND e WOOLEY (1989) para determinar se acontece penetração do fluido no selo metal-metal:

1. A penetração do fluido na rosca ocorre se a pressão do fluido é maior que o valor de PCFO;
2. A penetração do fluido na rosca ocorre se o valor de PCFO é zero.

Figura 8. Critérios de vazamento propostos por SCHWIND e WOOLEY (1989).



Critério de falha 1 = Se $P_i > P_c$ ocorre penetração do fluido no stab flank 7.

Critério de falha 2 : Se $P_c = 0$ ocorre penetração do fluido no stab flank 7.

Nos flancos de carga, P_c aumenta com a tração e pressão interna. Por tanto sua magnitude é desconsiderada.

Fonte: Adaptado de SCHWIND e WOOLEY (1989).

SCHWIND et al. (SCHWIND, 1987; SCHWIND et al., 1995) sugerem dois parâmetros para quantificar a estanqueidade:

1. A pressão de contato média no flanco oposto e;
2. A pressão média no flanco oposto normalizada pela pressão interna aplicada.

ASSANELLI et al. (1997) aplicam estes critérios para estimar a estanqueidade, encontrando uma relação pobre entre as predições obtidas e testes com extremidade tampada.

Na avaliação da estanqueidade é fundamental considerar os efeitos das solicitações predominantes nos testes e no serviço de conectores: torque de aperto, carga axial e pressão interna. O efeito destas cargas é bem conhecido na literatura. O torque de aperto estabelece a pressão inicial na rosca. A pressão interna expande o pino sobre o acoplamento, incrementando os valores de PCFO. E a tração reduz os valores de PCFO, conseqüentemente reduzindo o selo. As observações contrastam com as atuais recomendações do API 5C3 (API, 2008a) para cálculo da estanqueidade, que fornece a seguinte expressão para computar a resistência ao vazamento:

$$P_{API} = \frac{ETNp(W^2 - E_1^2)}{2 E_1 W^2} \quad (1)$$

onde: E é o módulo de Young, T o afunilamento, N o número de giros de aperto, p é o passo, W é o diâmetro externo do acoplamento, e E_1 o diâmetro do passo no plano de selo. O plano de selo varia segundo o tipo de conexão, mas encontra-se perto do último filete engrenado do acoplamento em todos os casos. A expressão é derivada da elasticidade e considera os efeitos da interferência, produto do aperto, e o reforço no selo dado pela pressão interna (GOODMAN; MITCHELL; KALIL, 2019). Nota-se que a expressão assume a estanqueidade como constante, para um determinado aperto; além disso, três parâmetros geométricos (T, p, W) são considerados. Efeitos da carga axial, plasticidade e temperatura, assim como a consideração de outras variáveis geométricas possivelmente importantes, são ignorados. GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019) propõem uma expansão da Equação (1), considerando os efeitos benéficos das pressões internas e externas (*Backup Pressure*) e da carga axial. A expansão é feita a partir de submodelos elásticos. Adicionalmente, os autores derivam uma expressão análoga à Equação (1) para definir a estanqueidade externa, onde verificam que a pressão crítica de colapso no tubo é inferior à estanqueidade exterior de conectores, fato que pode explicar a desconsideração da estanqueidade externa nas normas e na literatura. Efeitos axiais nas pressões de contato são verificados por modelos lineares, porém, efeitos não lineares de contato, como separação e deslizamento dos filetes, são ignorados. GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019) demonstram que a previsão da resistência dada pela API 5C3 não é

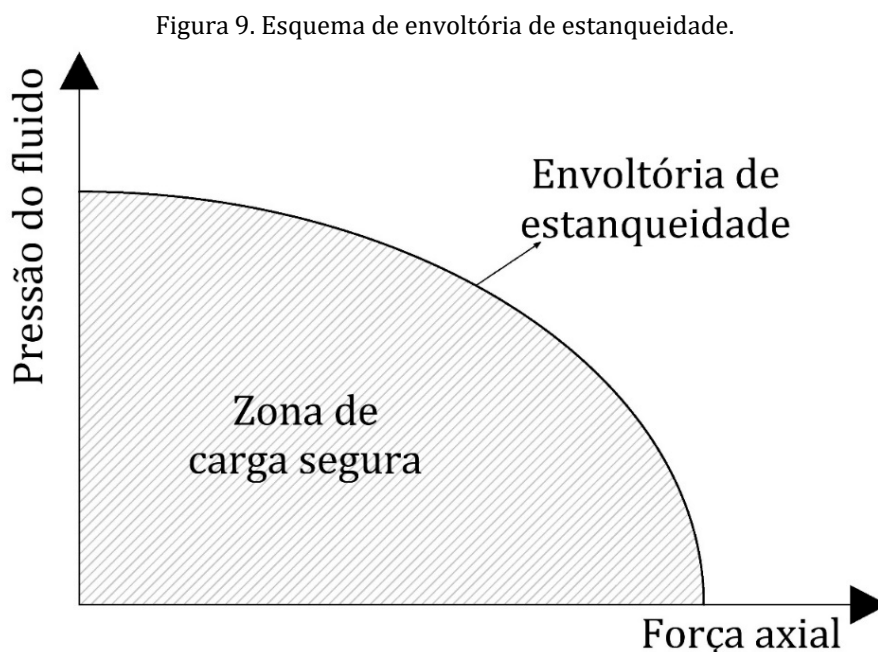
conservadora. Inclusive, considerando o efeito benéfico da pressão interna ou externa no selo, a consideração da carga axial diminui as pressões de contato, portanto diminui o selo.

CHEN et al., 2018 verificam que os efeitos da plastificação do aço são importantes na avaliação do selo de conexões proprietárias em relação a modelos analíticos elásticos. Modelos de selo decorrentes de grandes simplificações apresentam diferenças significativas com respeito a resultados usando MEF (CHEN et al., 2018).

A ordem da aplicação da carga tem efeito na avaliação da estanqueidade. Pesquisas recomendam avaliar a estanqueidade com a seguinte sequência de cargas: torque de aperto, seguido de carga axial e finalmente pressão interna. Esta ordem de cargas replica as condições de serviço de conexões, pois a coluna de revestimento é constantemente solicitada pela carga axial na pressurização (SCHWIND et al., 1995; SCHWIND; WOOLEY, 1989). Os citados autores comentam que aplicar pressão interna antes da tração, ou aplicação simultânea de pressão interna e tração, como em testes de tampa fechada, levam à superestimação da estanqueidade. Esta superestimação é consequência do incremento de PCFO devido à pressão interna. No entanto, GOODMAN, (2018) e GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019) comentam que a resistência ao vazamento deve ser definida em função do estado de tensões hidrostático. Em termos simples, o estado de tensões hidrostático é função da profundidade na qual a conexão é instalada. Em maior profundidade, há maior pressão hidrostática, que incrementa o selo metal-metal e melhora a estanqueidade. A resistência axial das conexões também é alterada, pois com maiores pressões de contato devido à pressão hidrostática, maior será a resistência ao deslizamento relativo entre filetes, e menor é a probabilidade de ocorrência de desacoplamento. GOODMAN, (2018) e GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019) questionam se a grandes profundidades a componente hidrostática de tensões é tão forte a ponto da falha de conexões se materializar por fratura do acoplamento ou do tubo pela ação da carga axial, antes que ocorra vazamento ou desacoplamento da conexão. Portanto, os autores questionam o método de qualificação de conexões em testes que, como comentado anteriormente, define a resistência ao vazamento puramente em função da componente desviadora da tensão, dada em termos da envoltória

de von Mises do tubular. Esta consideração da pressão hidrostática na estanqueidade traz mais um problema à avaliação da estanqueidade em conexões, pois implica que a resistência da união depende da profundidade na qual a conexão está instalada. Portanto a quantificação da estanqueidade resultaria num processo ainda mais complexo: o conceito de diferencial de pressões perde significado na qualificação por testes ou por análise em elementos finitos de conexões. No entanto, entende-se que a qualificação de conexões e avaliação do selo é conservadora se a carga axial é considerada, bem como se a pressão hidrostática ou os efeitos energizadores do selo da pressão interna ou externa são desconsiderados.

A estanqueidade de conexões, por sua dependência da carga axial, deve ser expressa por meio de envoltórias de resistência ao vazamento. A Figura 9 mostra o esquema de uma envoltória de estanqueidade, onde a resistência ao vazamento diminui conforme a tração aumenta.



Fonte: Autor.

SCHWIND et al. (1995) estimam envoltórias de estanqueidade a partir de PCFO, por sua vez estimados através de modelos elásticos e corrigidos por meio de modelos em elementos finitos. No entanto, os autores não são claros quanto ao procedimento usado, nem definem critérios para caracterizar a falha, tampouco definem quais são os valores de pressão

no comprimento da rosca que definem a estanqueidade. SCHWIND et al. (1995) sugerem também o parâmetro do Comprimento em Contato dos Flancos Opostos (CCFO) para caracterizar a resistência ao vazamento. O CCFO é definido como o comprimento de rosca sobre o qual há contato nos flancos opostos. Este parâmetro é importante, porque sua diminuição a zero indica a abertura do caminho helicoidal que propicia a penetração do fluido pressurizado. Contudo, SCHWIND et al. (1995) não especificam critérios explícitos para definir a perda de CCFO nem sua incidência na estanqueidade, uma vez que o estudo do parâmetro foi feito de forma experimental.

Como parte deste trabalho, foram propostos critérios para avaliação de envoltórias de resistência de conexões de filete arredondado, através de MEF (URIBE; CARRAZEDO; BECK, 2019). Os critérios e considerações, assim como sua validação, são apresentados no Capítulo 4.

2.4 Confiabilidade de conexões

A equação de estanqueidade fornecida pelo API 5C3 não é propícia para se estabelecer estados limites, segundo observações da literatura. Expansões da equação API 5C3, como as feitas por GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019), em que a carga axial e efeitos das pressões internas e externas são incluídos, seriam um bom ponto de partida para a definição de estados limites. No entanto, análises elásticas por natureza excluem a influência da plasticidade e modelos de contato entre filetes, que são efeitos relevantes na estimativa do selo. Adicionalmente, análises elásticas verificam-se simples, pois são derivadas a partir de submodelos elásticos. Em consequência, a definição elástica da estanqueidade pode carecer de informações geométricas que podem afetar o comportamento do selo. Variáveis geométricas não consideradas podem ter tolerâncias admissíveis de manufatura que podem inserir incerteza na resistência. Um breve exemplo de variáveis geométricas não-consideradas na maioria dos modelos elásticos para vazamento por pressões internas são: o diâmetro interno, o comprimento de rosca, o afunilamento é considerado como constante,

sendo que estudos demonstram que a estanqueidade é muito sensível a afunilamentos incompatíveis (ASSANELLI; DVORKIN, 1993; BARAGETTI, 2002).

A única aproximação existente na literatura para estimar probabilidade de falha por vazamento é apresentada por VALIGURA e TALLIN (2005), que definem a probabilidade de falha por vazamento, P_f , como:

$$P_f = 1 - (1 - P_{qual})(1 - P_{qaqc}^s)^{2n} \quad (2)$$

Este modelo é utilizado pela companhia Shell, onde o primeiro termo $(1 - P_{qual})$ é atribuído a erros sistematicos de manufatura e erros de inspeção que não são detectados durante os testes de qualificação. O segundo termo $(1 - P_{qaqc}^s)^{2n}$ explica a influência de defeitos omitidos durante a inspeção, defeitos estes de natureza aleatória e que estão associados ao controle de qualidade e ao manuseio dos componentes. O número de conectores na coluna de revestimento é dado por n , que é multiplicado por 2, pois cada acoplamento apresenta uma rosca simétrica. O valor P_{qual} depende se o fluído é líquido ou gás e o valor P_{qaqc}^s depende se a inspeção é considerada básica ou minuciosa.

Esta aproximação à confiabilidade de conexões é altamente qualitativa, inclusive VALIGURA e TALLIN (2005) comentam que a abordagem resulta ser altamente conservadora. Isto é esperado pois, em geral, abordagens mais simplificadas tendem a superestimar a probabilidade de falha.

A dificuldade na avaliação da estanqueidade se reflete na falta de literatura sobre confiabilidade de conexões. Ainda mais, geometrias mudam de uma conexão para outra, complicando ainda mais o objetivo de conseguir um método unificado para avaliar a estanqueidade e suas propriedades estatísticas. No entanto, conexões são elementos que possuem grande risco de falha e a probabilidade de falha da coluna de revestimento é incrementada como resultado do grande número de conectores (VALIGURA; TALLIN, 2005).

Portanto, é extremamente importante projetar conexões com margens de segurança reduzidas e contar com procedimentos confiáveis para fazê-lo.

O objetivo desta tese foca-se precisamente em fechar a lacuna de conhecimento em confiabilidade de conexões. Para isto, é necessário contar com critérios validados para estimar a estanqueidade e, adicionalmente, contar com procedimentos que permitam incorporar a incerteza associada à manufatura na estimativa da resistência ao vazamento.

No capítulo seguinte, apresenta-se a modelagem de conectores por meio de elementos finitos. Os modelos desenvolvidos servirão para o estudo da aleatoriedade na estanqueidade, associada às tolerâncias geométricas de manufatura, e posterior estimativa das envoltórias probabilísticas de estanqueidade.

3 ANÁLISE EM ELEMENTOS FINITOS DE CONEXÕES

Este capítulo se divide em duas partes. A primeira parte apresenta considerações sobre modelagem de conexões em elementos finitos. Aspectos relativos à geometria, modelo mecânico, discretização da malha, definição do contato e material são apresentados. As considerações de modelagem se aplicam para todo tipo de conexão arredondada. No entanto, algumas considerações como a formulação do comportamento material são apresentadas para as duas conexões do estudo: API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft e API 8 Round 5 1/2" J55 14lb/ft. Na segunda parte, o modelo da conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft é validado com referências disponíveis.

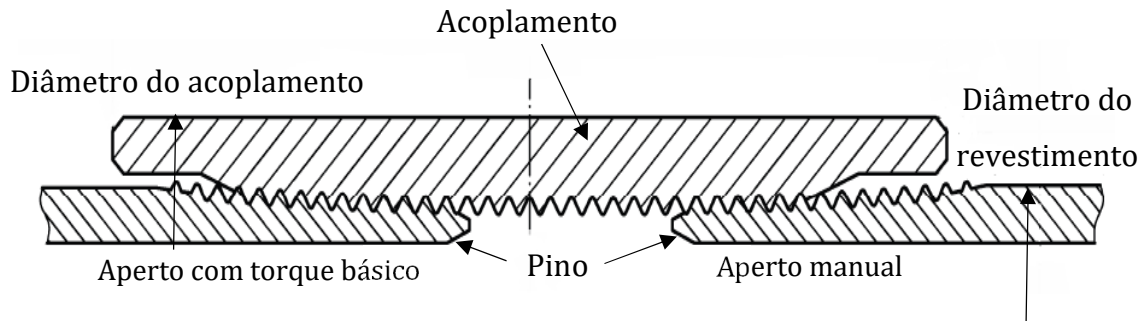
3.1 Modelos em elementos finitos de conexões

3.1.1 Geometria

As dimensões da conexão, geometria da rosca e do tubular são modeladas conforme as dimensões nominais disponíveis nas especificações API 5B (API, 2008b) e API 5CT (API, 2011). A Figura 10 mostra um esquema transversal de conexões API 8 Round LTC (*Long Threaded Connection*) na configuração de aperto manual e aperto básico. A conexão API 8 Round é formada por um acoplamento e dois pinos rosqueados nos extremos dos tubos de revestimento, que interagem estruturalmente por meio do contato na rosca.

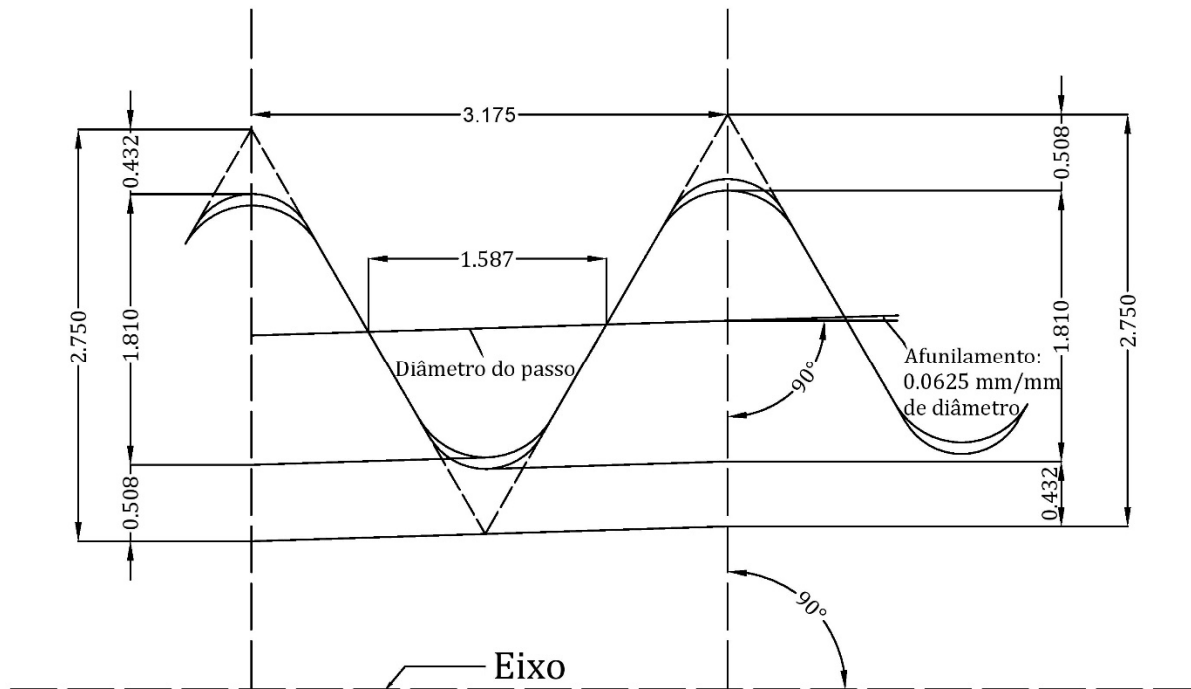
Na Figura 11, apresenta-se o detalhe geométrico dos filetes da rosca. A geometria dos filetes é constante para qualquer diâmetro de conexão. Para distintos diâmetros, mudam apenas o comprimento de rosca e geometrias dependentes do diâmetro do revestimento.

Figura 10. Esquema transversal de conexões arredondadas.



Fonte: Adaptado de API 5CT, API 5B.

Figura 11. Detalhe da geometria dos filetes da conexão API 8 Round. Medidas em milímetros.



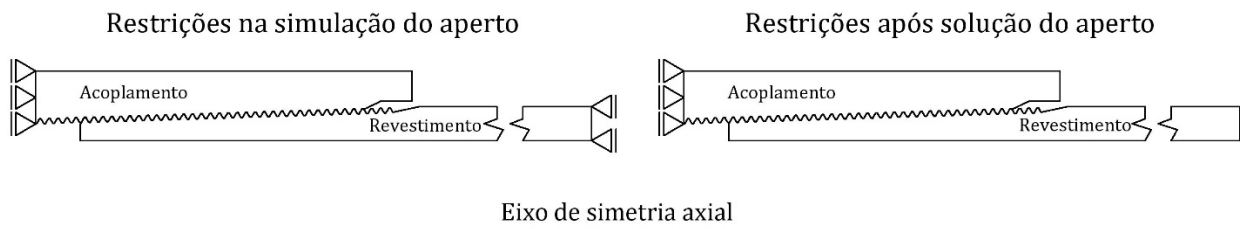
Fonte: Adaptado de API 5CT, API 5B.

3.1.2 Modelo mecânico

Nos modelos, assume-se axissimetria ao redor do eixo do revestimento. Como verificado na revisão bibliográfica, estudos têm avaliado com sucesso a ação do torque de aperto através de modelos axissimétricos. A consideração de axissimetria é razoável, pois as solicitações que serão avaliadas neste trabalho são axissimétricas: carga axial e pressão interna. Adicionalmente, assume-se simetria no meio do acoplamento.

No plano de simetria o deslocamento longitudinal é restringido. Adicionalmente, para a solução do aperto, o extremo livre do revestimento é restringido longitudinalmente. Foi verificado que a condição de deslocamento nulo no extremo livre do revestimento evita instabilidades na solução numérica do aperto. Posterior à solução do aperto, a restrição no extremo livre é retirada. A Figura 12 apresenta as condições de contorno essenciais no aperto e após sua solução.

Figura 12. Condições de contorno em deslocamento do modelo mecânico.



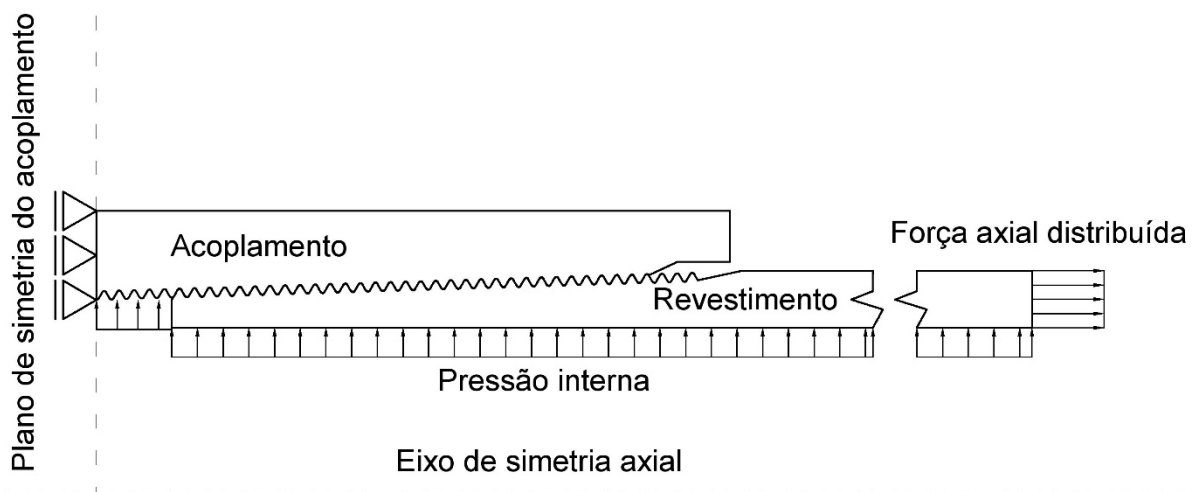
Fonte: Autor.

A análise estrutural é estática. As solicitações são aplicadas na ordem seguinte: torque de aperto, seguido da carga axial e finalmente pressão interna. Esta ordem de aplicação obedece à tentativa de verificar o modelo com as referências de ALLEN; SCHWIND; WOOLEY, (1985) e ASSANELLI; DVORKIN (1993) que usam a mesma sequência de aplicação de cargas. No entanto, existem dois motivos para escolha da sequência de carga, que têm sido adotados ao longo dos anos na pesquisa de conectores:

1. Na tentativa de replicar a situação de serviço das conexões: inicialmente, o acoplamento e tubo são encaixados; posteriormente o peso do revestimento, as forças de empuxo de fluidos e forças tangenciais de formações e compressão carregam axialmente o revestimento; finalmente, pressões internas agem na superfície interna da coluna de revestimento.
2. Na tentativa de replicar o pior cenário para a estimativa da resistência: a avaliação do desacoplamento é crítica quando não há pressões internas que encostem o pino no acoplamento. Da mesma forma, o vazamento é crítico na fase de pressurização, após a sollicitação axial, uma vez que a carga axial diminui as pressões e separa os flancos opostos.

A sollicitação axial é aplicada como força distribuída, normal ao extremo livre do revestimento. A pressão interna é aplicada normal às superfícies internas do acoplamento e revestimento. A Figura 13 mostra o modelo mecânico, com carga axial e pressão interna aplicada. O software de elementos finitos SIMULIA ABAQUS (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA, 2014) é usado para desenvolver os modelos em elementos finitos. As considerações de modelagem do contato, propriedades do material e discretização da malha são definidas nas seguintes seções.

Figura 13. Modelo mecânico e sollicitações.

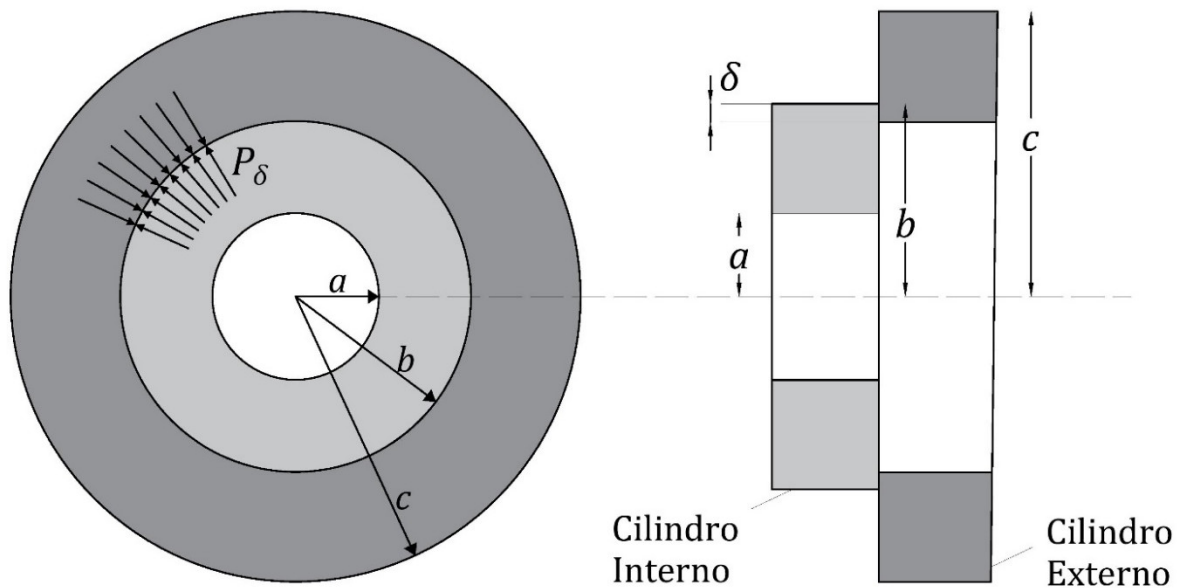


Fonte: Autor.

3.1.3 Simulação do torque de aperto

A simulação do torque de aperto, no modelo axissimétrico, é feita através da solução da interferência resultante do avanço horizontal do pino no acoplamento, produto do número de giros aplicados. Esta interferência é análoga à interferência entre cilindros de diâmetros incompatíveis, como ilustra a Figura 14. As pressões P_δ , na interface de contato dos tubos, são análogas às pressões de contato na rosca, resultantes da interferência no aperto.

Figura 14. Interferência entre dois cilindros.



Fonte: Adaptado de CHEN et. al. (2011).

A interferência δ é calculada como (ASBILL; PATTILLO; ROGERS, 1984; CHEN et al., 2011):

$$\delta = GpT/2 \quad (3)$$

onde G é o número de giros completos após o aperto manual¹, p é o passo e T o afunilamento da conexão. O produto Gp é o avanço horizontal, que multiplicado pelo afunilamento no raio $T/2$, fornece a interferência δ .

No ABAQUS, os componentes (pino e acoplamento) são montados com a interferência associada ao número de giros aplicados. No caso de afunilamentos incompatíveis, a posição de aperto manual nominal, indicada no API 5B, deve ser modificada. Para a montagem de afunilamentos incompatíveis, os diâmetros de passo dos componentes se interceptam no ponto (L_4, E_1) , como ilustrado na Figura 15a. E_1 é definido como o diâmetro do passo no plano de aperto manual pela norma API 5B, que após aplicação de torque de aperto, é considerado como o diâmetro de avaliação do selo. Sem recomendação por parte do API de como modelar afunilamentos incompatíveis, este ponto (L_4, E_1) é tomado como referência para fazer coincidir os diâmetros de passo dos componentes. Pela incompatibilidade de afunilamentos, ocorrem interferências na posição de aperto manual nominal. Portanto, a posição de aperto manual é modificada em função da interferência máxima resultante. O esquema da Figura 15b mostra o conjunto na posição de aperto manual nominal de afunilamentos incompatíveis. $\Delta\delta_v$ corresponde à máxima interferência observada entre os componentes. A posição de aperto manual é corrigida horizontalmente (Figura 15c) na seguinte magnitude:

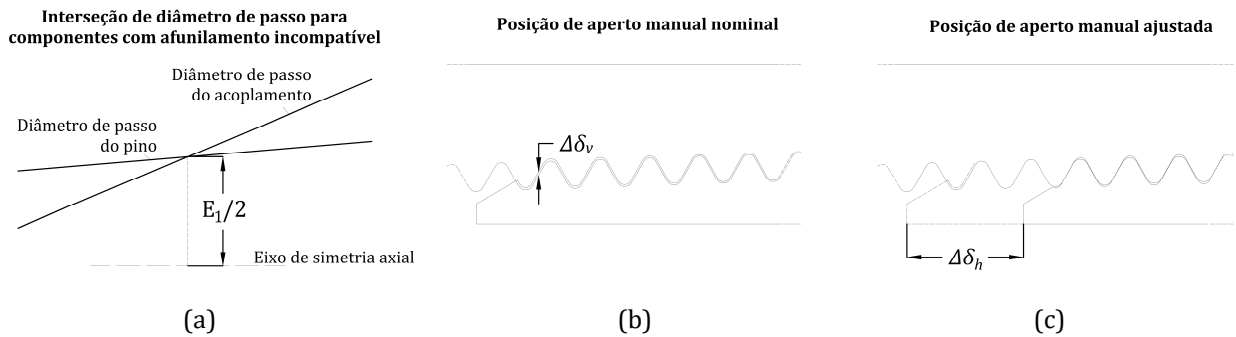
$$\Delta\delta_h = \frac{2 \Delta\delta_v}{T} \quad (4)$$

Posterior à correção, o número recomendado de giros é aplicado, avançando o pino dentro do acoplamento em uma distancia GP . É esperado que a interferência varie ao longo do comprimento da conexão.

A resposta estrutural, resultante da interferência, é encontrada através do método *automatic shrink fit* (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA, 2014).

¹ O aperto manual é definido como o encaixe das peças sem aplicação de torque de aperto para provocar interferência.

Figura 15. Montagem de afunilamentos incompatíveis.

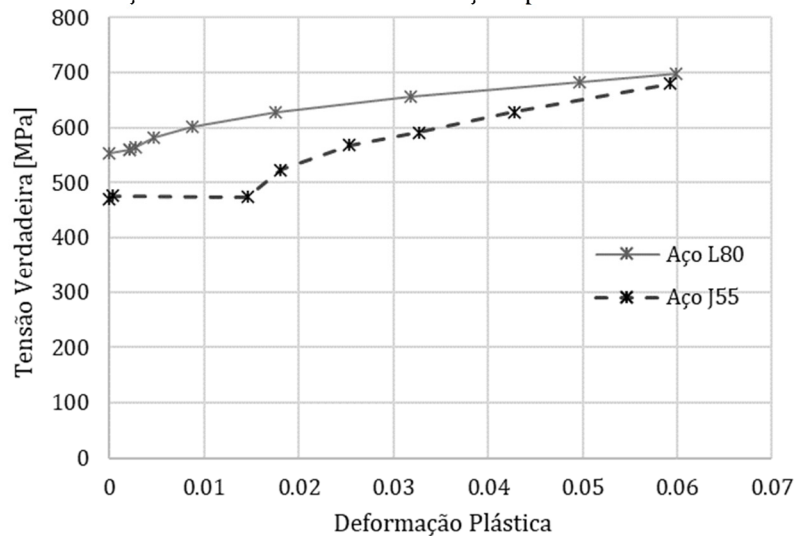


Fonte: Autor.

3.1.4 Material

O comportamento do aço é modelado considerando modelo constitutivo elasto-plástico com encruamento por deformação. O comportamento elástico para ambos os materiais L80 e J55 é definido por módulo de elasticidade igual a 207000 MPa e coeficiente de Poisson de 0,29. O comportamento plástico obedece a relação uniaxial multilinear entre deformações plásticas e tensões verdadeiras, mostrada na Figura 16. As relações foram extraídas de testes feitos por IRAWAN et al. (2015) e MORITA; SHIOZAWA (2014). Assume-se isotropia e controle da plastificação pelo critério de escoamento de Von Mises.

Figura 16. Relação multilinear entre deformações plásticas e tensão verdadeira.

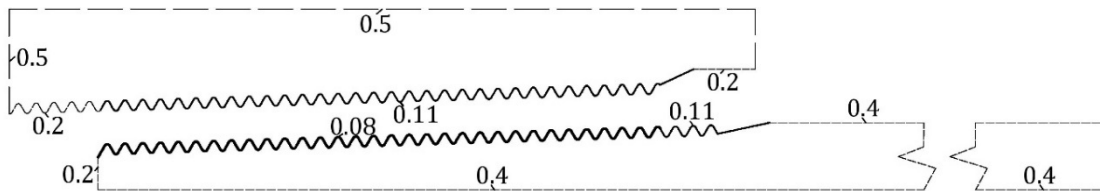


Fonte: Adaptado de IRAWAN et al. (2015) e MORITA; SHIOZAWA (2014).

3.1.5 Discretização em elementos finitos

A Figura 17 apresenta a discretização do contorno do modelo axissimétrico, em milímetros. Estas são medidas típicas que caracterizam os elementos da malha no contorno. Esta discretização verifica-se adequada na solução dos modelos de conexões tratados neste trabalho. A malha é refinada nos filetes para garantir a convergência, especialmente na solução do aperto, e para garantir uma geometria mais suave para ter uma boa representação do deslizamento relativo entre os filetes. Em alguns modelos, elaborados para avaliação dos efeitos das tolerâncias de manufatura, mínimas variações na discretização foram feitas, especialmente na zona dos filetes, para garantir convergência na solução do aperto.

Figura 17. Discretização do contorno do modelo axissimétrico.



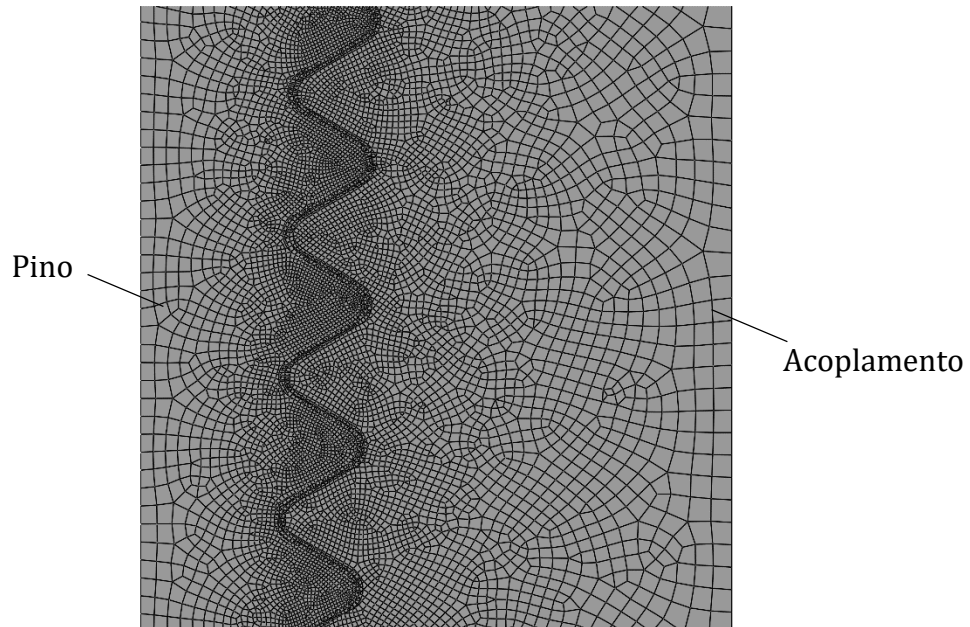
Fonte: Autor.

O domínio é discretizado com elementos axissimétricos definidos através de funções de aproximação linear de quatro nós com integração reduzida (CAX4R) e elementos axissimétricos triangulares de aproximação linear (CAX3) (DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA, 2014). A combinação dos elementos quadrilaterais e triangulares permite uma melhor adaptação da malha à geometria. Adicionalmente, a introdução de elementos triangulares evita distorções excessivas de elementos quadrilaterais. A integração reduzida permite reduzir o tempo de execução dos modelos e seu uso não compromete a precisão das grandezas estruturais, nem compromete a rigidez por modos de deformação espúrios (efeitos *hourglass*).

Na Figura 18, mostra-se o detalhe da malha de elementos finitos de uma seção do comprimento de rosca da conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft. Análises de convergência são omitidos, pois os resultados do modelo verificam-se adequados com as referências, como

será mostrado na próxima seção. Além disso, a discretização é bastante refinada em comparação a modelos usados na literatura: em total, utilizam-se 37491 elementos finitos, dos quais 36221 são CAX4R e 1270 CAX3, para um total de 38374 nós.

Figura 18. Detalhe da malha de elementos finitos.



Fonte: Autor.

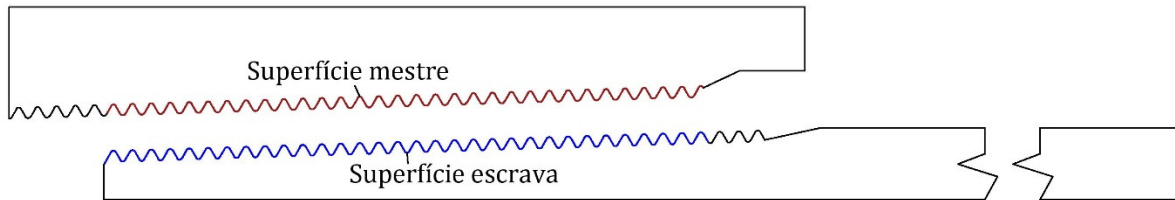
3.1.6 Modelo de contato

A Figura 19 mostra as superfícies de contato. A discretização é definida superfície a superfície, onde a superfície mestre é a rosca do acoplamento, e a escrava a rosca do pino. Se escolhe a superfície do acoplamento como superfície mestre devido à maior rigidez axial e radial. Em consequência, a discretização da superfície mestre é mais grossa do que a superfície escrava, como visto na Figura 17. A diferença na discretização é fundamental para garantir a convergência do problema de contato.

Na direção normal, o modelo de contato garante impenetrabilidade e não adesão. Na direção tangencial, na solução da interferência o atrito é zero. Nos posteriores passos de

carga, adota-se o modelo de Coulomb com coeficiente de atrito igual a 0.02 (ASSANELLI et al., 1997; YUAN et al., 2004b).

Figura 19. Discretização de superfícies mestre e escrava.



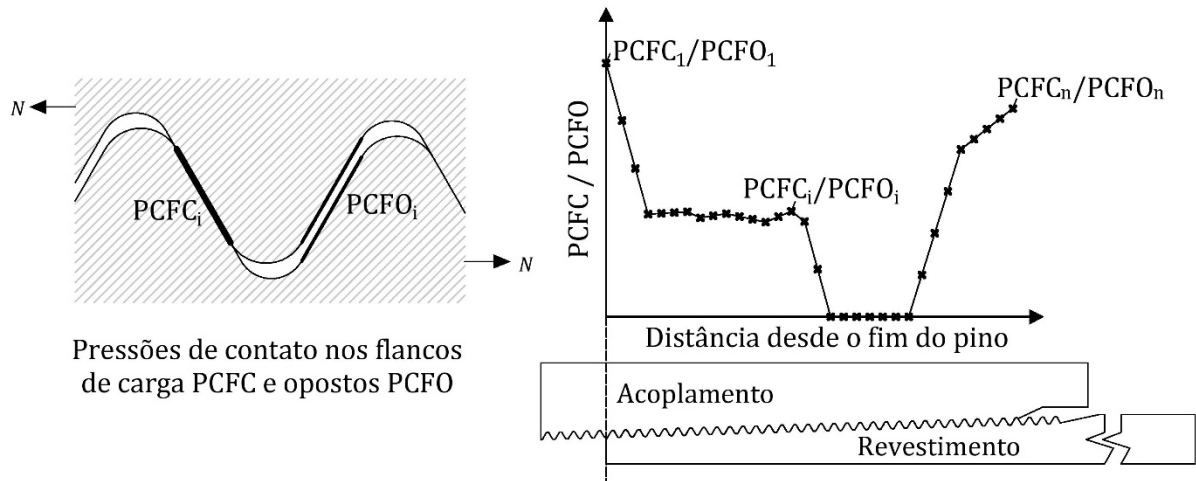
Fonte: Autor.

Não linearidade geométrica é incorporada no modelo como requisito para solução do aperto e para impor a consideração de deslizamentos finitos (LAURSEN, 2013). Verificou-se que a abordagem de pequenos deslocamentos subestima os deslizamentos relativos entre os flancos, quando aplicada a tração, superestimando as pressões nos flancos e, em consequência, a avaliação da estanqueidade.

3.1.7 *Análise de pressões de contato*

A quantificação das pressões de contato nos flancos de carga e nos flancos opostos é necessária para validação do modelo e avaliação da estanqueidade. Na Figura 20 apresenta-se o esquema para avaliação das pressões de contato. Para o passo de carga, a pressão média é estimada no flanco de interesse: oposto ou de carga; esta pressão média é um valor discreto de pressão de contato. Posteriormente, os valores de pressão média são estimados ao longo do comprimento em contato da rosca. Finalmente, os valores discretos são plotados num gráfico de pressões médias de contato contra o comprimento medido desde o fim do pino. Os valores discretos de pressão de contato são apresentados unidos por segmentos de linha reta, respeitando a representação na literatura.

Figura 20. Avaliação das pressões de contato na rosca.



Fonte: Autor.

3.2 Validação do modelo

Na Tabela 2 mostram-se os passos de carga aplicados na conexão 9 5/8 L80 47 lb/ft para validação do modelo.

Tabela 2. Passos de carga.

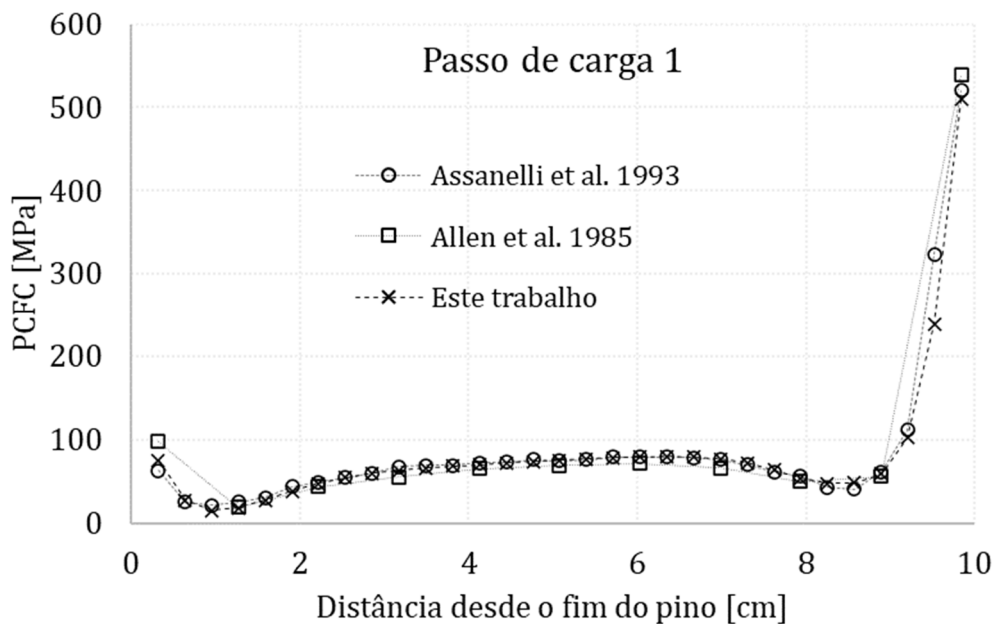
Passo de carga 1	Torque de aperto = 3.5 giros
Passo de carga 2	Torque de aperto = 3.5 giros + Tensão axial = 344.737 Mpa (equivalente em força a 678.68 kip)
Passo de carga 3	Torque de aperto = 3.5 giros + Tensão axial = 344.737 Mpa + Pressão interna = 47.37 MPa

Fonte: Autor.

A Figura 21 mostra as pressões de contato nos flancos de carga (PCFC), seguindo os passos de carga da Tabela 2. Além disso, a Figura 21 apresenta as pressões de contato obtidas por ALLEN; SCHWIND; WOOLEY (1985) e ASSANELLI; DVORKIN (1993) através de MEF. Verifica-se boa correspondência das pressões obtidas neste trabalho com as referências. Há uma maior diferença com os resultados de ALLEN; SCHWIND; WOOLEY (1985), que

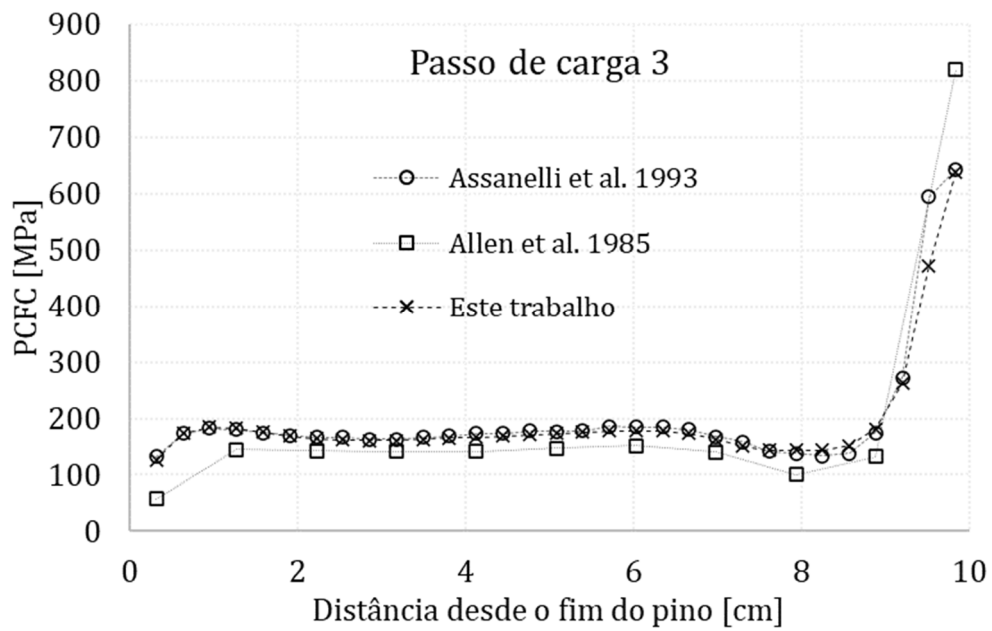
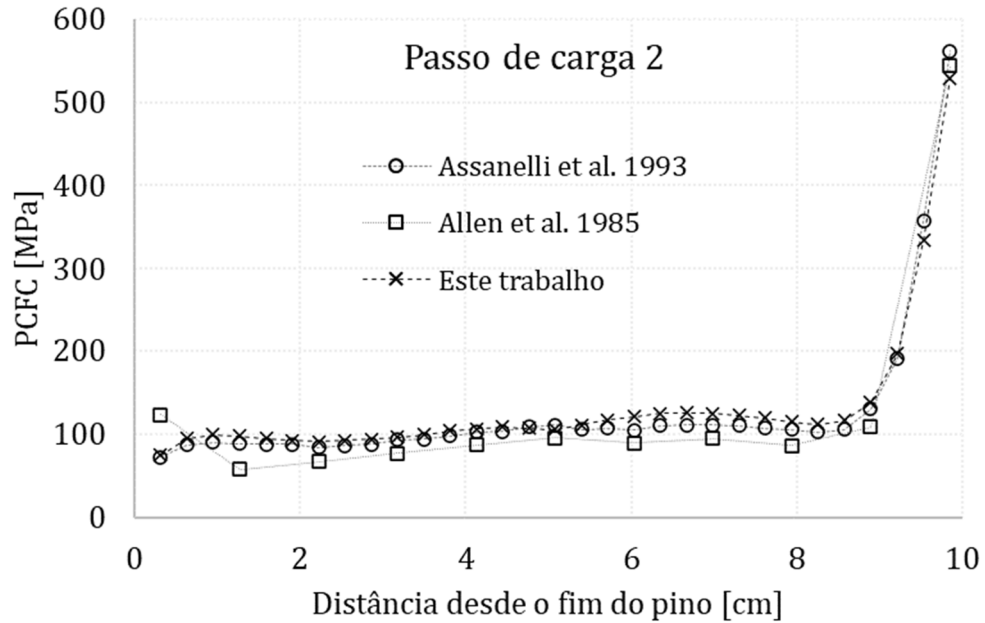
desconsideram plasticidade no aço. Em consequência, verifica-se a importância da incorporação da plasticidade na avaliação do comportamento das pressões de contato. Verifica-se que a distribuição de pressões nos flancos de carga no aperto é irregular, fato que a literatura aponta como fator que contribui ao desgaste de filetes nos extremos da rosca. No meio do comprimento, as pressões de contato nos flancos de carga são aproximadamente uniformes. A aplicação da carga axial e pressão interna aumenta as pressões de contato nos flancos de carga, como esperado. Além disso, observa-se que a aplicação da carga axial e pressão interna mantém a irregularidade das pressões longe do fim do pino. No entanto, diminuem as pressões nos flancos de carga na região próxima ao fim do pino, em relação ao valor médio de pressões na rosca. Na Figura 22, apresentam-se as zonas plásticas para cada passo de carga da Tabela 2. Estas zonas plásticas coincidem com os resultados apresentados por ASSANELLI; DVORKIN (1993).

Figura 21. Pressões de contato nos flancos de carga. Conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47 lb/ft.



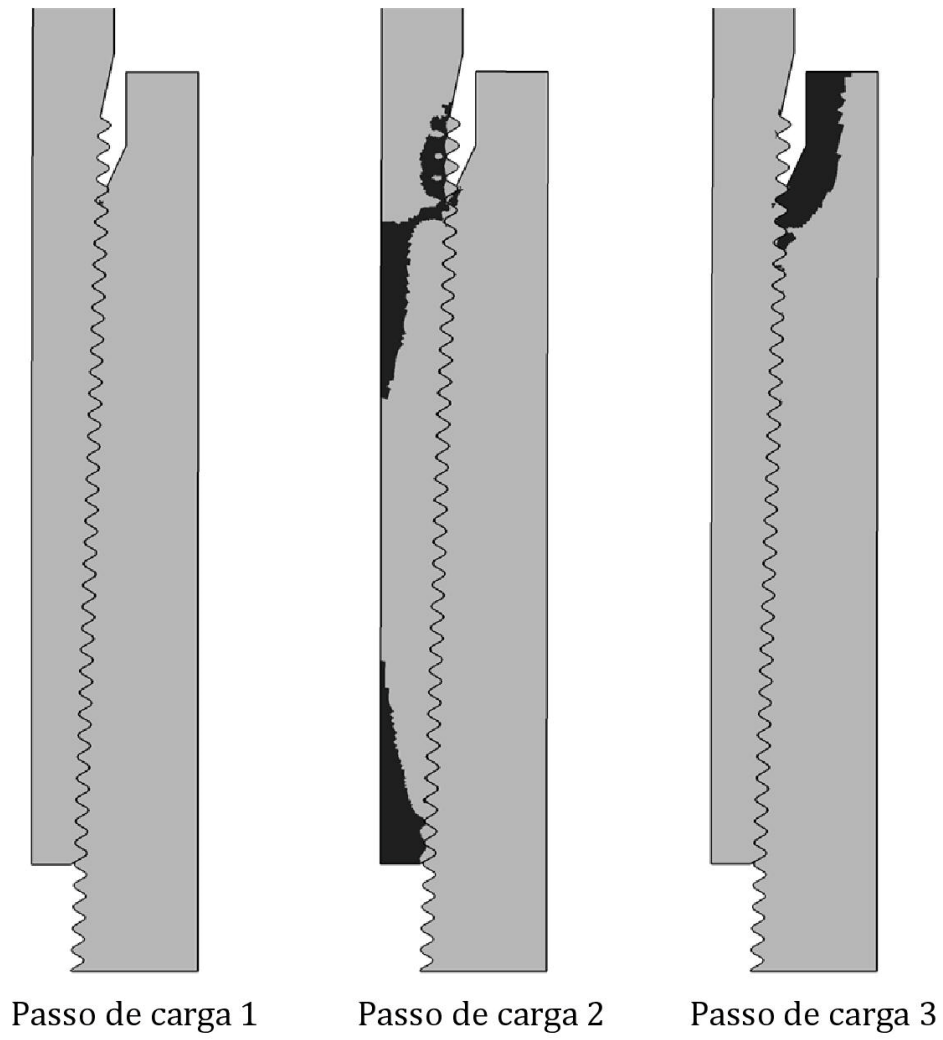
Fonte: Autor.

Figura 21 (continuação). Pressões de contato nos flancos de carga. Conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft.



Fonte: Autor.

Figura 22. Zonas plásticas. Conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft.



Fonte: Autor.

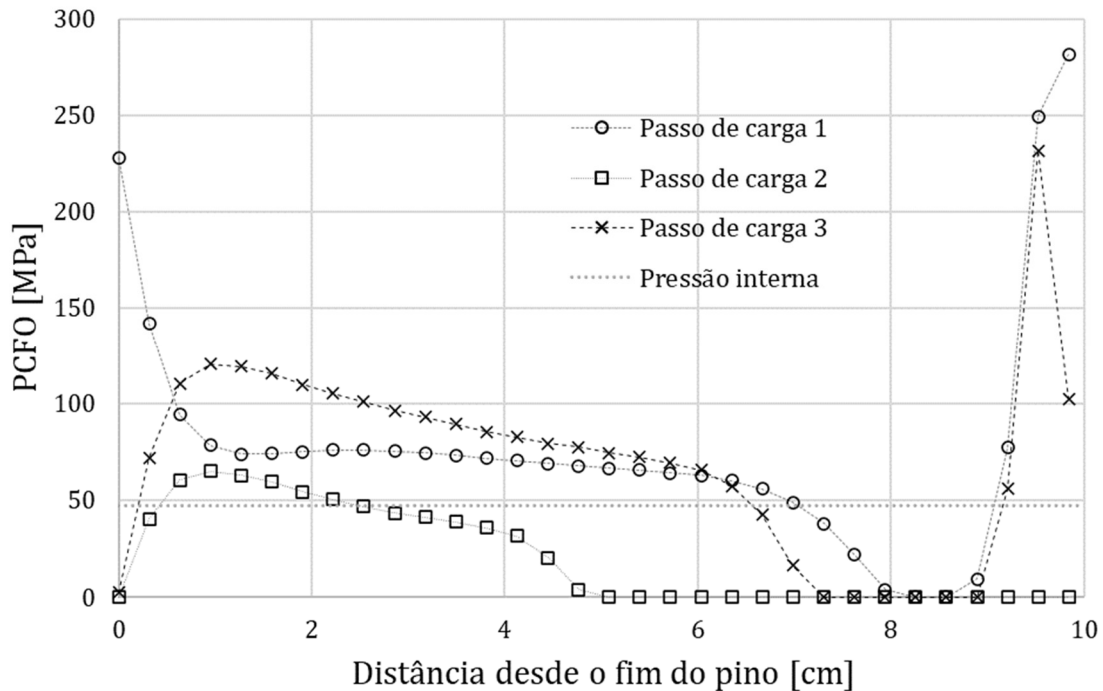
4 ESTANQUEIDADE ÚLTIMA

Este capítulo é dividido em três partes. A primeira apresenta uma verificação e análise das pressões nos flancos opostos da conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft para as solicitações definidas na seção anterior (Tabela 2). Na seguinte seção, critérios para definir a estanqueidade em modelos de elementos finitos são definidos. Na última seção, a envoltória de resistência última para geometria nominal da conexão API 8 Round 5 1/2" J55 14lb/ft é construída e verificada com testes disponíveis. Adicionalmente são validados testes e resultados disponíveis para dois modelos com afunilamentos incompatíveis.

4.1 Pressões nos flancos opostos

A Figura 23 mostra as pressões de contato nos flancos opostos (PCFO) da conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft para os passos de carga definidos na Tabela 2.

Figura 23. Pressão de contato nos flancos opostos API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft.



Fonte: Autor.

Similarmente aos flancos de carga, a distribuição de pressões de contato nos flancos opostos é irregular. No aperto, os extremos da rosca possuem as maiores pressões de contato. A carga axial reduz as pressões de contato e anula pressões na zona afastada do fim do pino, principalmente pelo efeito do deslizamento relativo. A pressão interna aumenta as pressões de contato e o comprimento em contato pelo encostamento do pino no acoplamento.

Adicionalmente, a Figura 23 mostra a pressão interna aplicada. Dado o estado de pressões depois da tração, nota-se que a conexão se encontra num estado vulnerável à falha, pois as pressões de contato são similares à pressão interna aplicada. Após aplicação da pressão interna, as pressões de contato elevadas indicam uma melhora do selo. Verificou-se nos modelos que a percepção de melhora do selo, por causa de pressão interna, é manifestada mesmo quando a tração faz que os valores PCFO estejam abaixo do valor de pressão interna a ser aplicada. A pressão interna incrementa os valores de pressão de contato acima do nível de pressão aplicado, o que indica que a conexão ainda possui integridade no selo. Este fenômeno mostra uma grande limitação de modelos em elementos finitos para prever a efetividade do selo: a pressão interna é modelada como uma força, mas a modelagem do fluido e sua interação com a estrutura é ignorada. Modelos axissimétricos são limitados em eventual simulação do comportamento do fluido, pela omissão da geometria helicoidal.

O efeito de melhora do selo pela pressão interna da conexão é de fato conhecido na literatura. Como discutido anteriormente, novos trabalhos apontam ao aporte da pressão hidrostática no selo (GOODMAN; MITCHELL; KALIL, 2019). Porém, trabalhos apontam que ensaios com tampa fechada e testes nos quais pressões internas são aplicadas previamente a cargas axiais conduzem à superestimação do selo (SCHWIND et al., 1995; SCHWIND; WOOLEY, 1989). Autores apontam também que a avaliação da estanqueidade é crítica após aplicação da tração, o que corrobora os resultados obtidos na avaliação das pressões nos flancos opostos da conexão API 8 Round 9 5/8" L80 47lb/ft.

Considerando os pontos de vista anteriores, limitações da modelagem e alta incerteza associada ao modo de falha por vazamento, no presente trabalho optou-se por

avaliar a estanqueidade com base no estado de pressões de contato nos flancos opostos posterior a aplicação de carga axial, isto é, sem considerar a contribuição da pressão interna. Esta hipótese para avaliar a pressão é conservadora e se justifica por três motivos:

1. Limitação dos MEF: não é possível modelar o fluido nos modelos axissimétricos, nem seu comportamento no tempo, como nos testes que medem taxas de fuga;
2. Incerteza na avaliação da estanqueidade: efeitos de desgaste nas superfícies pelo aperto e comportamento do composto de selo não são modelados;
3. Tentativa de quantificar a resistência ao vazamento no pior cenário de carregamento possível: a separação máxima dos flancos opostos ocasionada pela ação da carga axial, ademais da desconsideração do efeito positivo no selo ocasionado pela pressão interna.

4.2 Critérios de estanqueidade

Os critérios foram estabelecidos com base na literatura disponível. Ainda que a literatura direcione caminhos para definir parâmetros que influenciam a resistência ao vazamento, carece de critérios e métodos explícitos para estimar a estanqueidade a partir das pressões de contato na rosca. Critérios para avaliação da estanqueidade em conexões API 8 Round através de modelos axissimétricos em elementos finitos foram definidos em dois trabalhos derivados desta tese: URIBE (2017) e URIBE; CARRAZEDO; BECK (2019). Estes critérios são apresentados a seguir.

Dois parâmetros são usados para definir os critérios de avaliação da estanqueidade: o Comprimento em Contato dos Flancos Opostos (CCFO) e a Pressão de Contato nos Flancos Opostos (PCFO). CCFO é o comprimento engrenado onde a pressão de contato é maior do que zero ². Quando CCFO é zero, indica que todos os flancos estão separados, ocasionando perda total do selo. Em consequência, o primeiro critério consiste em limitar a envoltória de

² As pressões de contato no filete são nulas ou de compressão. Pressões positivas, neste caso, são pressões de compressão.

estanqueidade ao valor de carga axial que ocasiona CCFO igual a zero. Para determinar a carga axial para perda de CCFO N_{CCFO} , é necessário aplicar a solicitação axial por meio de controle de deslocamentos no extremo livre do tubo. Para a carga axial perto de CCFO ocorrem grandes deformações: a separação entre flancos opostos é grande e visualmente as cristas dos componentes estão muito próximas, indicando uma iminente falha por desacoplamento. Adicionalmente aos efeitos geométricos, a plastificação do pino torna o comportamento altamente não linear. O controle de deslocamentos permite encontrar o equilíbrio para definir a carga N_{CCFO} . Para encontrar a carga N_{CCFO} com precisão, foi aplicado um deslocamento prescrito, no extremo livre do tubo, de magnitude $2p$ (duas vezes o passo). A análise no ABAQUS foi especificada para incrementos pequenos do deslocamento prescrito, por exemplo $2p/100$. Foram quantificadas progressivamente as pressões nos três filetes seguintes ao primeiro filete do fim do pino, até que se verificaram nulas. Para este estado foi avaliada a tensão no extremo livre e a carga axial associada.

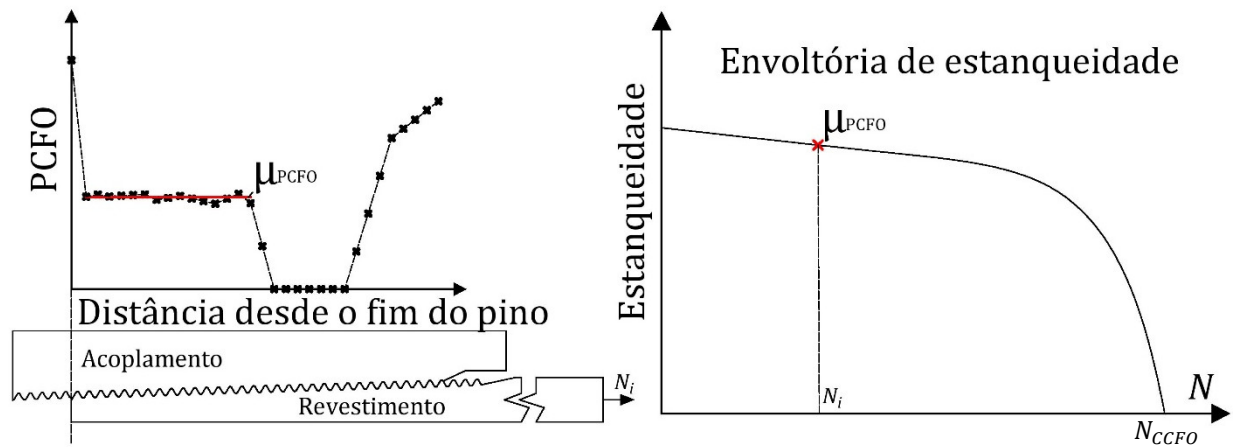
Para cargas axiais N menores que N_{CCFO} , o parâmetro de pressão de contato nos flancos opostos (PCFO) define a resistência. PCFO são os valores discretos de pressões de contato nos flancos opostos que estabelecem o selo metal-metal. Assim, o critério postulado para avaliação da estanqueidade é:

“A resistência ao vazamento de uma conexão API 8 Round, para uma carga axial específica, é dada pelo valor médio de pressões de contato nos flancos opostos perto do fim do pino, omitindo o valor de PCFO do primeiro filete no fim do pino”.

O primeiro filete desenvolve sua geometria no fim do pino, conseqüentemente, sua omissão pretende evitar a influência, na estanqueidade, do plano de axissimetria adotado. Na Figura 24 apresenta-se um esquema da avaliação da envoltória de estanqueidade para uma distribuição típica de pressões de contato nos flancos opostos. A média μ_{PCFO} define um ponto discreto na envoltória de resistência ao vazamento. A envoltória é estimada calculando valores μ_{PCFO} desde a situação de aperto (carga axial nula) até cargas axiais, N , próximas à

perda de CCFO. A envoltória é limitada no valor de carga axial que causa perda do comprimento em contato dos flancos opostos, N_{CCFO} .

Figura 24. Esquema de avaliação da envoltória de estanqueidade.



Fonte: Autor.

4.3 Validação dos critérios de estanqueidade

4.3.1 Envoltória de estanqueidade nominal

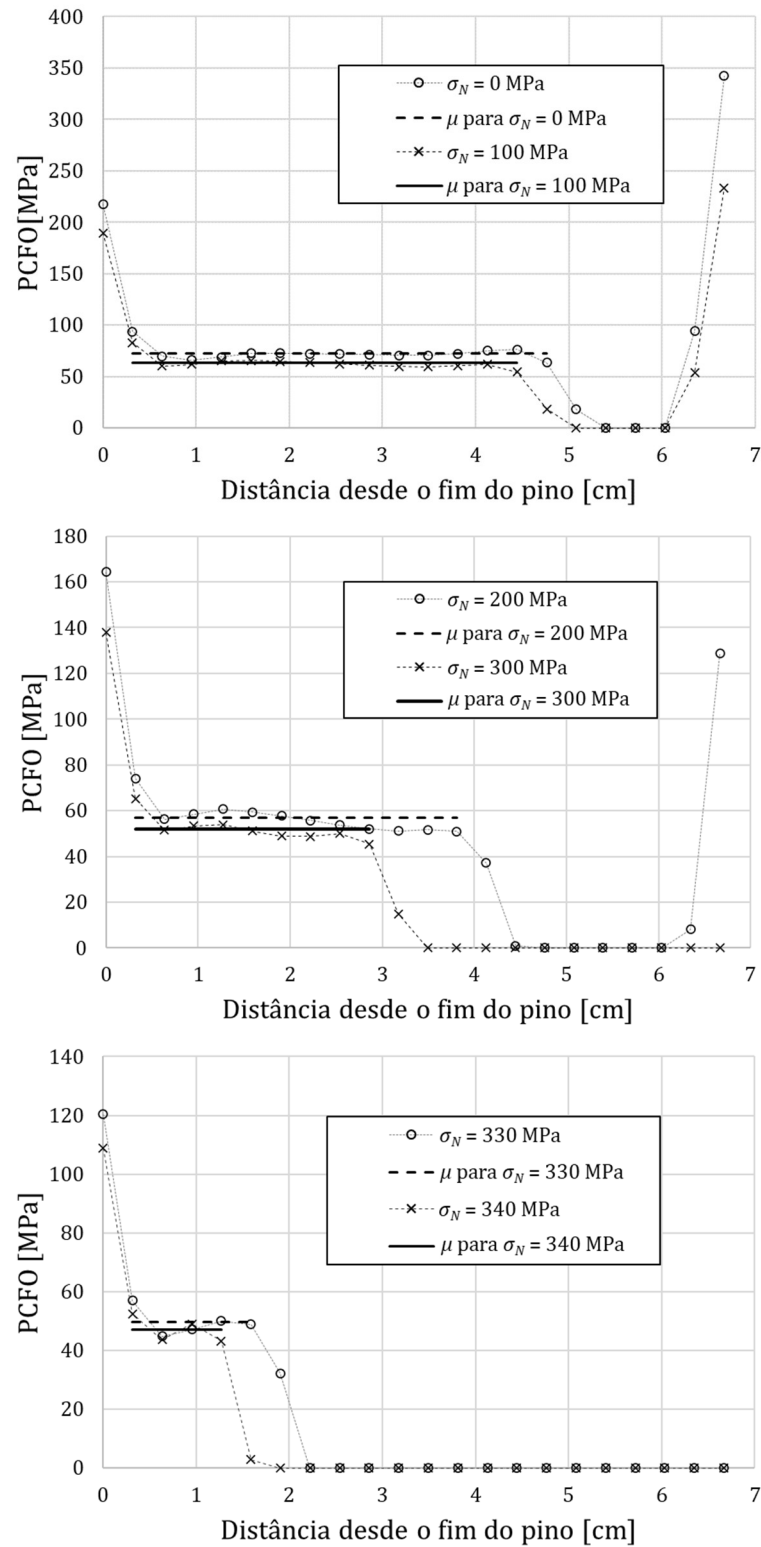
Para validação dos critérios, uma conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft é modelada. O torque de aperto recomendado é de 3 giros, desde a posição de aperto manual, segundo o API 5C1 (API, 1999). Na Figura 25 mostram-se as pressões de contato nos flancos opostos para alguns valores de tensão axial no tubo. Como referência para verificar a equivalência em força das tensões axiais, a área nominal da seção transversal do revestimento é 2599.336 mm^2 . Adicionalmente, a Figura 25 mostra o traço horizontal correspondente à média, μ_{PCFO} , que define a estanqueidade, P , para cada caso de carga axial. Este traço abrange o comprimento de rosca escolhido para calcular μ_{PCFO} . Este comprimento em contato é definido onde se verifique regularidade nas pressões discretas. Observa-se que, à medida que a carga axial aumenta, tanto as pressões como o comprimento em contato diminuem. Adicionalmente, verifica-se que a distribuição dos valores PCFO, no comprimento definido

pelo traço μ_{PCFO} , é regular para valores baixos de carga axial. A irregularidade nos valores de pressões PCFO, aumenta proporcionalmente à solicitação axial.

A Figura 26 mostra a evolução do parâmetro CCFO (comprimento em contato dos flancos opostos) em função da solicitação axial. O CCFO diminui conforme aumenta a solicitação axial. Em algumas regiões o CCFO é constante para dois ou mais valores de tensão axial; isto ocorre porque nessas regiões o incremento de carga produz diminuição das pressões, mas não produz separação de filetes. A perda de CCFO ocorre quando a tensão axial no tubo é de 362 MPa. Em consequência, a conexão não possui capacidade de selo, $P = 0$, para combinações de carga com solicitação axial maior que 362 MPa. Esta tensão axial delimita a envoltória de estanqueidade da conexão de geometria nominal.

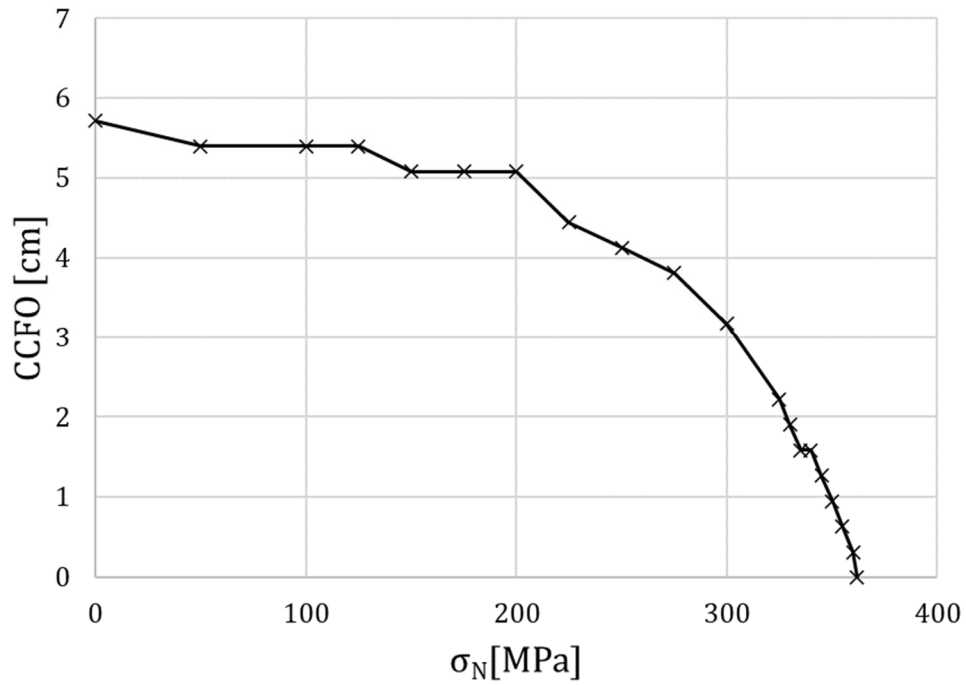
A Figura 27 mostra a envoltória de resistência construída a partir dos pontos discretos (σ_N, P) obtidos através dos critérios postulados. Adicionalmente, apresenta-se uma estimativa da resistência sugerida por SCHWIND et al. (1995). Na Figura 27 aparecem três pontos discretos correspondentes a combinações de carga de testes desenvolvidos por SCHWIND et al. (1995), nos quais a estanqueidade é mantida. Nossa estimativa apresenta uma maior estanqueidade na zona de grande carga axial, comparada com a referência, e uma queda abrupta perto da carga axial para perda de CCFO. Nossa estimativa está muito próxima ao ponto de teste sem vazamento na região de grande carga axial, o que dá validade aos critérios e à resistência estimada. Os demais pontos de teste são pouco informativos por não terem apresentado vazamento, mas demonstram que a estanqueidade é preservada dentro da zona de carga admissível delimitada pela envoltória estimada.

Figura 25. Pressões nos flancos opostos e média de pressões μ_{PCFO} . Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft nominal, para diferentes valores de carga axial (N).



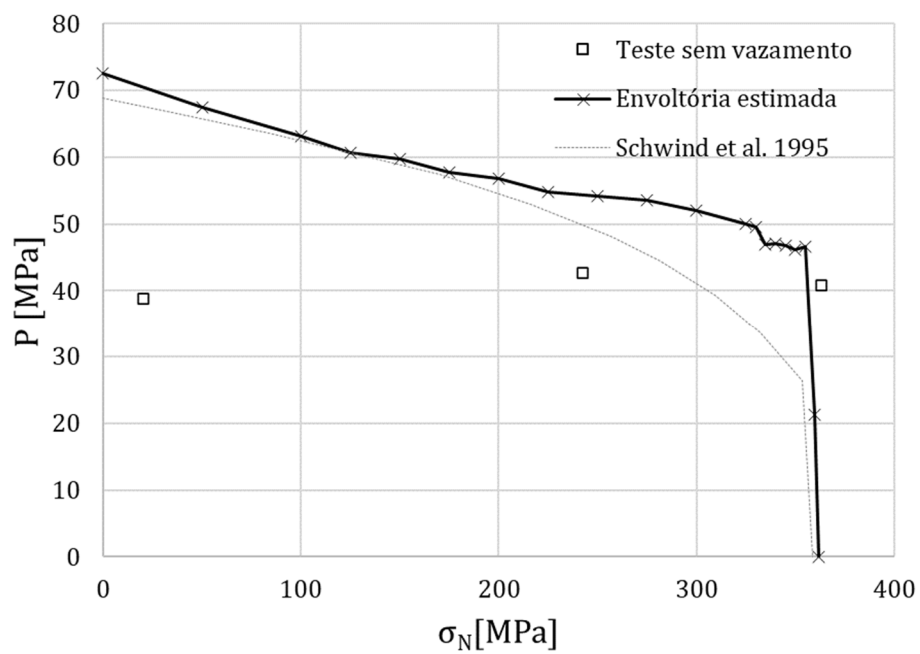
Fonte: Autor.

Figura 26. Comprimento em contato CCFO em função da tensão axial aplicada. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft nominal.



Fonte: Autor.

Figura 27. Envoltória de estanqueidade, conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Geometria nominal.



Fonte: Autor.

4.3.2 Estanqueidade considerando afunilamentos incompatíveis

A estanqueidade da conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft é estimada considerando afunilamentos incompatíveis. Afunilamentos incompatíveis podem se apresentar na prática, segundo as tolerâncias admissíveis de manufatura dadas pelo API. Duas configurações de afunilamentos incompatíveis, 1A e 1B, são modeladas segundo as características do afunilamento descrito na Tabela 3. No jargão da indústria, afunilamentos rápidos e lentos são aqueles maiores e menores ao nominal, respectivamente. Neste caso, as configurações rápida e lenta correspondem aos limites das tolerâncias dadas no API 5B (API, 2008b). Os valores de afunilamento nominal, rápido e lento são definidos na Tabela 4.

Tabela 3. Características do afunilamento.

Configuração		
Afunilamento	1A	1B
Pino	Rápido	Lento
Acoplamento	Lento	Rápido

Fonte: Autor.

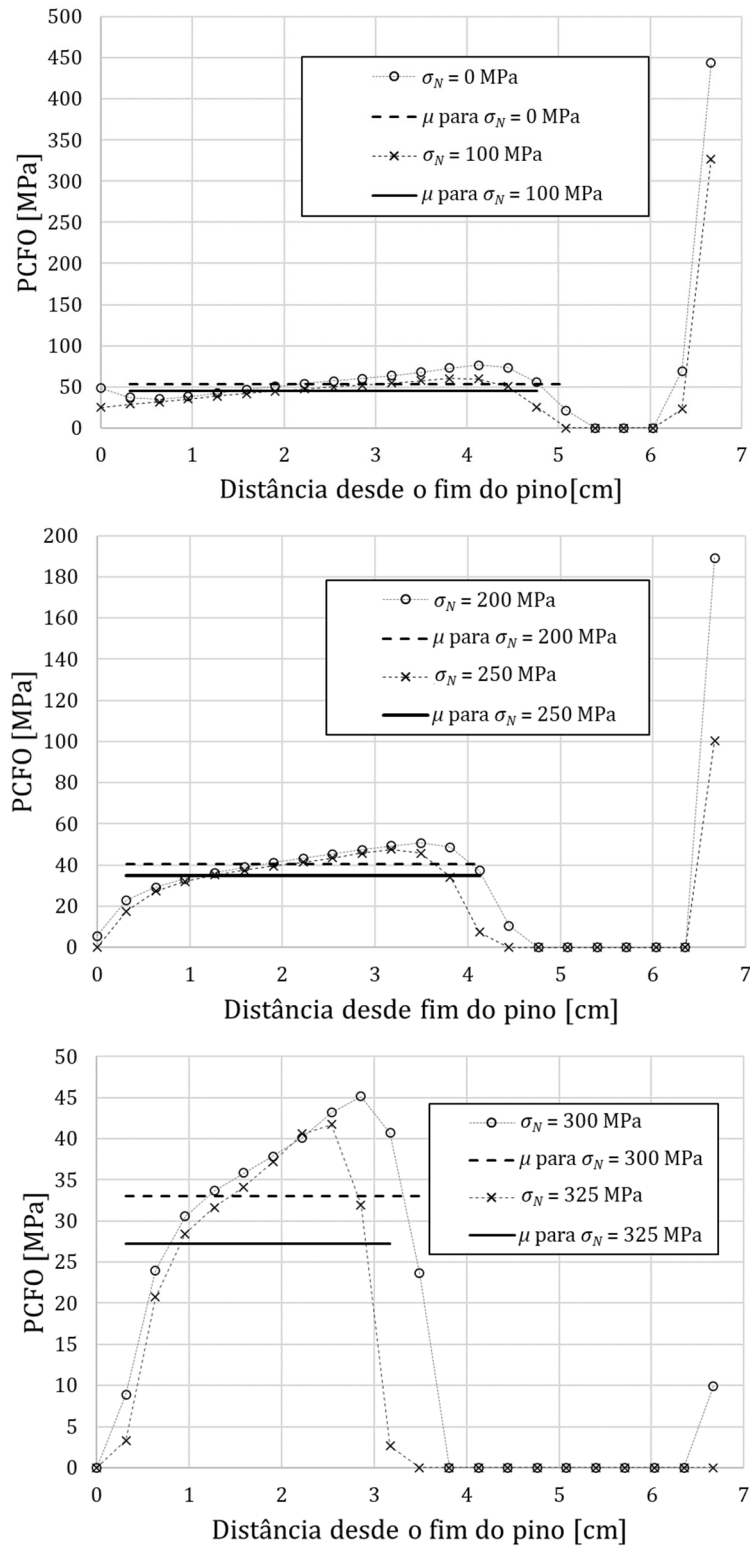
Tabela 4. Valores de afunilamento.

Afunilamento lento	0.0599
Afunilamento nominal	0.0625
Afunilamento rápido	0.0677

Fonte: API 5B.

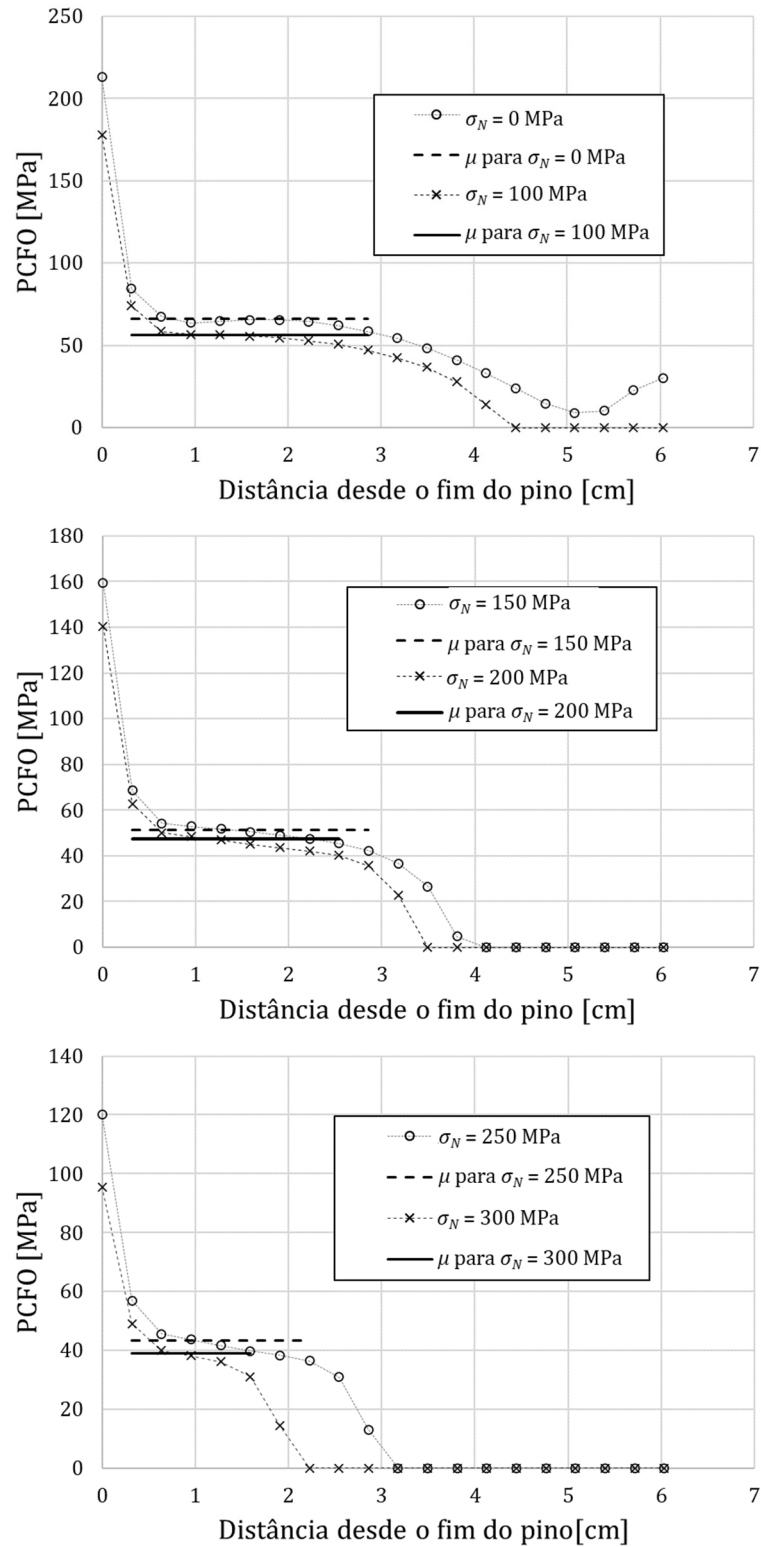
Na Figura 28 e na Figura 29 mostram-se os valores de PCFO e a estanqueidade estimada μ_{PCFO} dos modelos 1A e 1B, respectivamente. Afunilamentos incompatíveis ocasionam maior irregularidade nas pressões de contato na rosca. Isto é esperado, pois a interferência é variável ao longo do comprimento engrenado. Além disso, a irregularidade é substancial para cargas axiais grandes. Em consequência, quando a carga axial é grande, existe maior variabilidade na estimativa de estanqueidade devido à irregularidade das pressões. A escolha do comprimento da rosca para avaliar a média μ_{PCFO} , no caso de grande irregularidade nas pressões de contato, é feita tentando ajustar um valor médio razoável entre as pressões discretas para evitar superestimar ou subestimar a estanqueidade.

Figura 28. Pressões nos flancos opostos e média de pressões μ_{PCFO} . Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1A, para diferentes valores de carga axial (N).



Fonte: Autor.

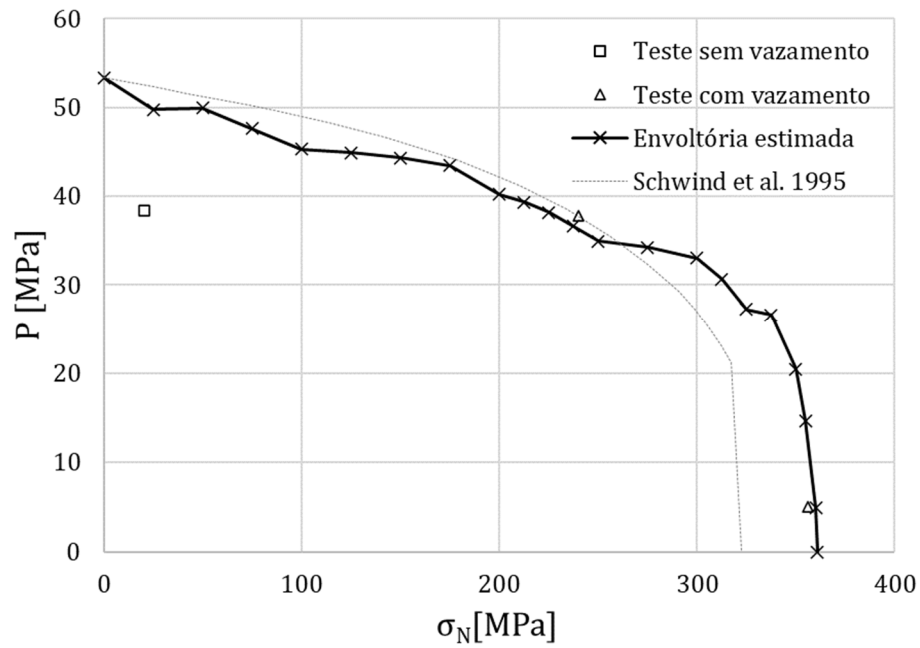
Figura 29. Pressões nos flancos opostos e média de pressões μ_{PCFO} . Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1B, para diferentes valores de carga axial (N).



Fonte: Autor.

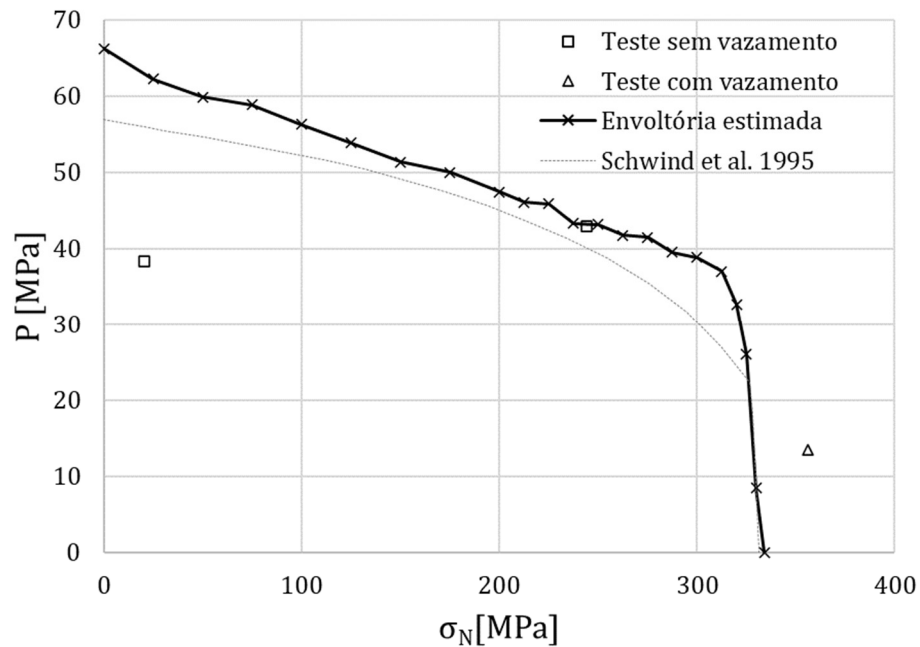
Nas Figuras 30 e 31 mostram-se as envoltórias de estanqueidade estimadas das configurações 1A e 1B, respectivamente. Verifica-se que afunilamentos incompatíveis diminuem a estanqueidade, em comparação ao modelo nominal. O principal motivo da redução é a baixa interferência, no aperto, em secções do comprimento engrenado. Quando a conexão é solicitada axialmente, as pressões irregulares fazem com que o deslizamento relativo aumente. Nas Figuras 30 e 31 também mostram-se as estimativas de estanqueidade feitas por SCHWIND et al. (1995). Adicionalmente, apresentam-se pontos de carga de testes onde houve vazamento (triângulos) e onde a estanqueidade foi preservada (quadrados). Verifica-se que a resistência do modelo 1A é maior que a estimada na referência, na zona de grande carga axial. Porém, é menor na zona de baixa a moderada carga axial, fato que concorda com o teste que apresenta vazamento no meio do gráfico. Perto da perda do comprimento em contato, o teste que apresenta vazamento encontra-se muito próximo da envoltória estimada. Nossa estimativa se aproxima melhor aos resultados dos testes, especialmente no modelo 1B, onde as combinações sem vazamento estão contidas dentro da zona segura de carga, e o teste com vazamento encontra-se fora da envoltória. Em ambos os casos, replica-se o comportamento da estanqueidade observado na envoltória nominal: ocorre uma diminuição progressiva da resistência e a estanqueidade cai abruptamente perto da solicitação axial que ocasiona perda de CCFO.

Figura 30. Envoltória de estanqueidade. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1A.



Fonte: Autor.

Figura 31. Envoltória de estanqueidade. Conexão API 8 Round 5 1/2 J55 14 lb/ft. Configuração 1B.



Fonte: Autor.

Diferenças entre resultados e os testes da referência podem acontecer por diversos motivos. Simplificações na modelagem e na definição de critérios podem originar variações nas estimativas. Testes, por sua natureza, conseguem replicar todos os fenômenos inerentes ao comportamento estrutural e estanqueidade de conexões. No entanto, aleatoriedades não quantificadas associadas à geometria, composto selante, cargas, operação, entre outros, também podem impactar os resultados dos testes.

Independentemente das diferenças, o fato que nossas estimativas estejam muito próximas aos resultados de testes é satisfatório, devido às grandes simplificações empregadas na modelagem e na definição de critérios de vazamento. Verifica-se que os critérios são aptos para estimar a estanqueidade das conexões, através de MEF, e que os resultados concordam com testes disponíveis na literatura. Adicionalmente, verificam-se apropriados para estimar a estanqueidade com afunilamentos incompatíveis que afetam grandemente a geometria da rosca e a posição de aperto manual nominal. Consequentemente, os MEF e os critérios de estanqueidade conseguem verificar geometrias com desvios em relação aos valores nominais, mas dentro das faixas de tolerância de fabricação.

5 TOLERÂNCIAS GEOMÉTRICAS DE MANUFATURA

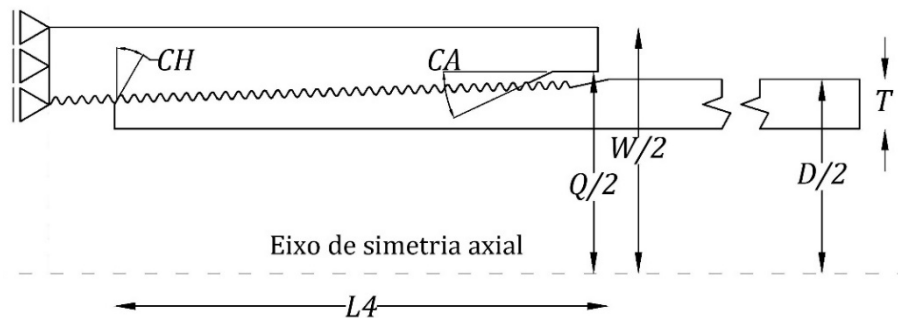
As tolerâncias de manufatura na geometria de conexões API 8 Round são definidas nas especificações API 5CT e API 5B. A Tabela 5 apresenta os valores nominais das variáveis geométricas $X = \{X_i\}, i = 1, \dots, 11$ da conexão API 8 Round 5 ½ J55 14lb/ft LTC, assim como as tolerâncias de manufatura. Adicionalmente, a Tabela 5 mostra os valores nominais e tolerâncias, normalizados em função do valor nominal. Na Figura 32 e na Figura 33 ilustram-se as geometrias globais e as geometrias da rosca, respectivamente.

Tabela 5. Variáveis geométricas e tolerâncias.

X	Parâmetro	Geometria	Unidade	Dimensão Nominal	Tolerância		Tolerância Normalizada	
					-	+	-	+
X_1	W	Diâmetro externo do acoplamento	mm	153.6700	-1.5367	1.5367	-0.01	0.01
X_2	Q	Diâmetro do recesso do acoplamento	mm	142.0813	0	0.7874	0	0.00554
X_3	T	Espessura	mm	6.1976	-0.7747	N/A	-0.125	N/A
X_4	D	Diâmetro externo do revestimento	mm	139.7000	-0.6985	1.397	-0.005	0.01
X_5	CT	Afutilamento do acoplamento	mm/mm	0.0625	-0.0026	0.0052	-0.0416	0.0832
X_6	PT	Afutilamento do pino	mm/mm	0.0625	-0.0026	0.0052	-0.0416	0.0832
X_7	FA	Ângulo de flanco	deg	60.0000	-1.5	1.5	-0.025	0.025
X_8	CH	Ângulo de chanfro	deg	60.0000	-5	5	-0.0833	0.08333
X_9	CA	Ângulo do rebaixo	deg	25.0000	-5	5	-0.2	0.2
X_{10}	p	Passo	mm	3.1750	-0.0762	0.0762	-0.024	0.024
X_{11}	$L4$	Comprimento total da rosca do pino	mm	88.9000	-3.175	3.175	-0.03571	0.03571

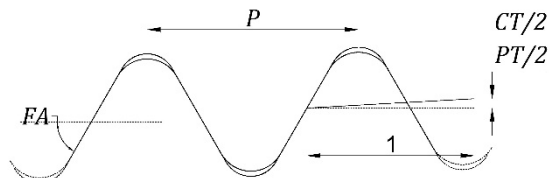
Fonte: Adaptado de API 5C3, API 5B e API 5CT.

Figura 32. Geometrias globais da conexão.



Fonte: Autor.

Figura 33. Geometrias de rosca.



Fonte: Autor.

Sobre as propriedades estatísticas, a especificação API 5C3 fornece a média e o coeficiente de variação (COV) para a espessura do tubo (T) e o diâmetro externo do revestimento (D), considerando as variáveis T e D como normalmente distribuídas. A média fornecida é um valor normalizado que multiplica os valores nominais dos parâmetros T e D . Os valores normalizados da média são derivados da medição de espécimes de tubulares de diferentes materiais e diâmetros, submetidos a testes de ruptura e colapso. Na Tabela 6 apresentam-se já modificados os valores da média e coeficiente de variação de T e D .

Tabela 6. Propriedades estatísticas normalizadas das variáveis aleatórias.

X	Variável aleatória	Geometria	Média	COV	Intervalo de tolerância		Intervalo de confiança
					-	+	
X_1	W	Diâmetro externo do acoplamento	1.00	0.0033	0.99	1.01	99.70%
X_2	Q	Diâmetro do recesso do acoplamento	1.00	0.0018	1	1.0055	99.70%
X_3	T	Espessura	1.0069	0.0259	0.875	N/A	100.00%
X_4	D	Diâmetro externo do revestimento	1.0059	0.0018	0.995	1.01	98.78%
X_5	CT	Afunilamento do acoplamento	1.00	0.0277	0.9584	1.0832	99.70%
X_6	PT	Afunilamento do pino	1.00	0.0277	0.9584	1.0832	99.70%
X_7	FA	Ângulo de flanco	1.00	0.0083	0.975	1.025	99.70%
X_8	CH	Ângulo de chanfro	1.00	0.0278	0.9167	1.0833	99.70%
X_9	CA	Ângulo do rebaixo	1.00	0.0667	0.8	1.2	99.70%
X_{10}	p	Passo	1.00	0.0080	0.976	1.024	99.70%
X_{11}	$L4$	Comprimento total da rosca do pino	1.00	0.0119	0.964	1.036	99.70%

Fonte: Autor.

Na literatura não há disponibilidade de estatísticas das variáveis aleatórias restantes. Por este fato, é razoável assumir a média das variáveis aleatórias como o valor nominal. Dado que a especificação API 5C3 verifica que as variáveis T e D seguem uma

distribuição Normal, assume-se que as demais geometrias são descritas também por distribuições Normais. Podemos propor o coeficiente de variação considerando as estatísticas e tolerâncias das variáveis T e D fornecidas pelo API 5C3.

É possível calcular o intervalo de confiança, IC , para T e D , contido dentro do intervalo de tolerâncias $[-tol, +tol]$, como:

$$IC = \Phi(\mu + tol) - \Phi(\mu - tol) \quad (5)$$

onde Φ é a função de probabilidade acumulada normal para T ou D .

O intervalo de confiança, calculado através da equação 5, resulta em $IC \approx 100\%$ para T , e em $IC = 98.78\%$ para D . Do ponto de vista da manufatura este intervalo de confiança pode ser percebido como o intervalo de probabilidade de aceitação das geometrias. O intervalo de confiança calculado para a espessura indica que aproximadamente toda a densidade de probabilidade está contida dentro do intervalo de tolerância. Adicionalmente, a análise da distribuição da espessura T indica que a probabilidade de ocorrência de sua tolerância inferior é aproximadamente igual a zero, e que a maior densidade de probabilidade localiza-se em torno à média. Com base nestes valores, assumimos um intervalo de confiança de 99.7% dentro das tolerâncias para todas as variáveis aleatórias (intervalo de aceitação bastante conservador e da mesma magnitude de T e D). Em seguida, calcula-se o coeficiente de variação para as variáveis aleatórias $\{W, FA, CH, CA, P, L4\}$ como:

$$COV = \frac{|\pm Tolerância Normalizada|}{média \cdot k} \quad (6)$$

onde $k \approx 3$ para o intervalo de confiança predeterminado de 99.7%, entre as tolerâncias especificadas. A Tolerância Normalizada é apresentada na Tabela 5. Três variáveis aleatórias $\{Q, CT, PT\}$ possuem um intervalo de confiança assimétrico com respeito à média. Para estas variáveis, assume-se a distribuição como simétrica com respeito à média, considerando a

maior magnitude entre as tolerâncias (ver Tabela 5). O coeficiente de variação é calculado como:

$$\text{COV} = \frac{\max(|-Tolerância Normalizada|, |+Tolerância Normalizada|)}{média \cdot k} \quad (7)$$

onde $k \approx 3$ para o intervalo de confiança de 99.7%.

A Tabela 6 apresenta o valor do COV e a média das demais variáveis aleatórias. Lembrando que a média foi assumida igual ao valor nominal (em consequência as médias normalizadas são iguais a 1) e que o coeficiente de variação e média de D e T correspondem aos valores fornecidos pela API 5C3.

Distribuições normais são definidas, com a média e coeficiente de variação informados na Tabela 6, e são truncadas nas tolerâncias, considerando o controle de qualidade na fabricação dos componentes. Dado que o limite superior de tolerância da espessura do revestimento (T) não é especificado na normativa API, sua distribuição Normal só é truncada no limite inferior da tolerância.

6 EFEITO DAS TOLERÂNCIAS NA ESTANQUEIDADE

Neste capítulo apresentam-se os efeitos das tolerâncias admissíveis de manufatura na estanqueidade da conexão API 8 Round 5 ½ 14 lb/ft J55. A partir do modelo nominal, variações geométricas são feitas ao limite das tolerâncias de cada variável. Modelos em elementos finitos são construídos e a estanqueidade é estimada através dos critérios propostos no Capítulo 4. No total, 22 modelos de elementos finitos são construídos. A Tabela 7 mostra os casos de geometria considerados. O caso 1 é a geometria nominal. O caso 2, por exemplo, é a geometria nominal com o parâmetro diâmetro externo do acoplamento modificado para seu limite inferior de tolerância ($-W$).

Tabela 7. Casos geométricos para avaliação de efeitos principais.

Caso #	Variação	Caso #	Variação
1	Nominal	12	+PT
2	-W	13	-FA
3	+W	14	+FA
4	+Q	15	-CH
5	-T	16	+CH
6	+T	17	-CA
7	-D	18	+CA
8	+D	19	-p
9	-CT	20	+p
10	+CT	21	-L4
11	-PT	22	+L4

Fonte: Autor.

A construção destes modelos envolveu a montagem da geometria, modificação da rosca dos componentes e encaixe de afunilamentos incompatíveis nos casos 9 até 12. Adicionalmente, os modelos foram avaliados com controle de força axial para encontrar os valores PCFO e com controle de deslocamento para verificação da carga para perda de CCFO. O tempo de solução numérica do ABAQUS para cada um dos modelos foi de aproximadamente duas horas. Para todos os modelos, a estanqueidade foi avaliada através do pós-processamento das pressões de contato nos nós dos flancos opostos; plotagem das pressões discretas ao longo do comprimento desde o fim do pino; e posterior escolha do

comprimento para avaliação da média μ_{PCFO} . O pós-processamento das pressões de contato foi feito manualmente com o objetivo de escolher o comprimento da rosca dada a verificação da regularidade ou irregularidade das pressões discretas.

Dado que a espessura não apresenta limite superior de tolerância, isto é, o API não estabelece um valor máximo admissível de espessura, considera-se no caso 6 da Tabela 7 uma espessura simétrica ao extremo inferior da tolerância, ou seja, $T = 1.125$, para avaliar o efeito de aumento da espessura na resistência ao vazamento. A variação de +12.5% para definir o caso 6 (+ T) unicamente é considerada para explorar a resistência para valores superiores da espessura nominal e incluir este comportamento na construção dos metamodelos de estanqueidade (Capítulo 8). No entanto, a distribuição da espessura é livre para valores superiores ao nominal e a amostragem das variáveis aleatórias, no Capítulo 8, permite valores desde a variação mínima permitida (-12.5%) até infinito.

Por simplificação, ao longo da avaliação dos efeitos e construção das envoltórias probabilísticas, as variáveis como o passo (p) e ângulo de flanco (FA) são modificadas em todo o comprimento da rosca do pino e do acoplamento, e desconsideram-se variações de filetes individuais.

A seguir enumeram-se os efeitos observados na análise da estanqueidade em função das tolerâncias de manufatura, para cada variável aleatória:

1. **Diâmetro externo do revestimento (D):** produz variações mínimas na estanqueidade. Dado que a modificação deste parâmetro afeta a geometria e rigidez do tubo, mas não a seção da rosca, a rigidez radial da seção da rosca é mantida. Portanto, as pressões de contato nos filetes seguem o comportamento similar à resposta nominal.
2. **Afunilamento do pino e do acoplamento (CT, PT):** todas as mudanças de afinamento diminuem a estanqueidade, sendo o pior caso o afinamento rápido do acoplamento, em combinação com o afinamento nominal do pino

(Caso $+CT$). Como foi verificado no Capítulo 4, a incompatibilidade de afunilamentos faz com que a interferência no aperto e as pressões de contato sejam irregulares para todo nível de carga axial, afetando negativamente a estanqueidade.

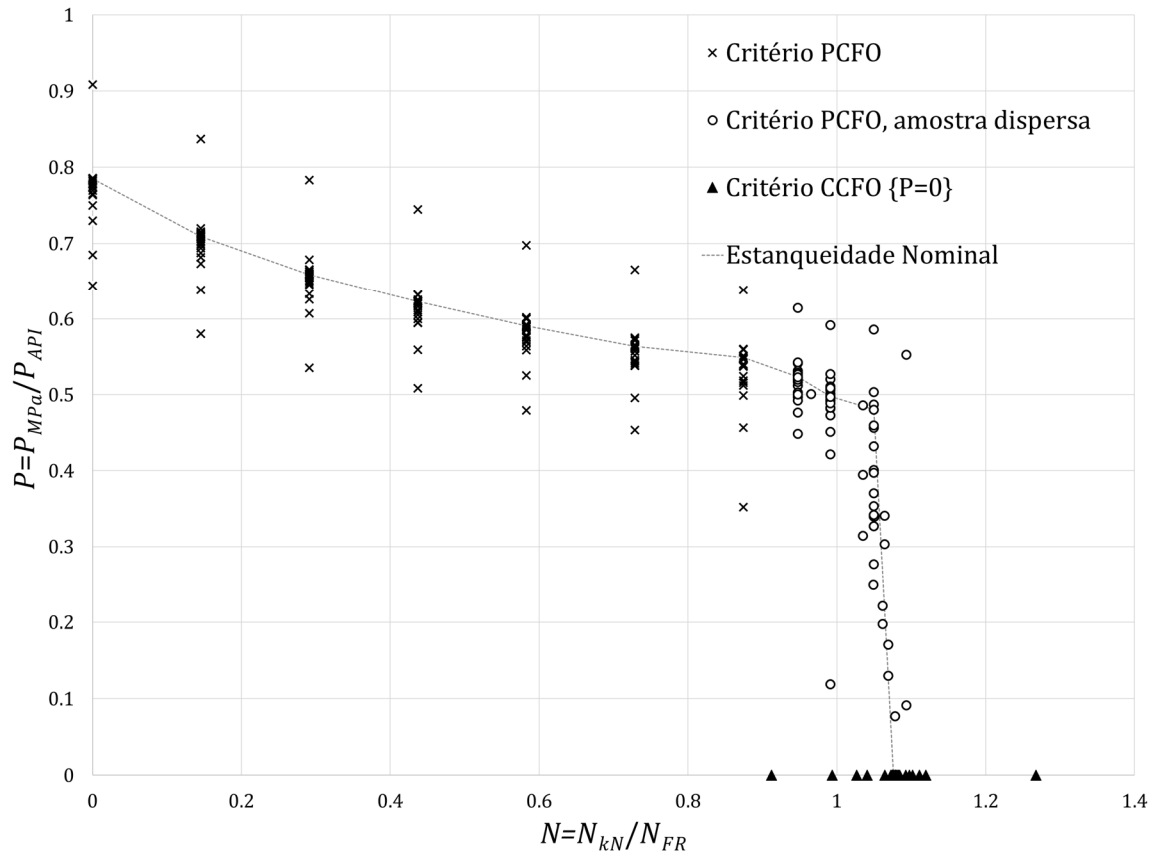
3. **Diâmetro externo do acoplamento (W):** ao contrário do diâmetro externo do revestimento (D), a variação do diâmetro externo do acoplamento modifica a rigidez radial da secção rosqueada. Quando W é mínimo, reduz a resistência ao vazamento; quando é máximo, aumenta a estanqueidade. A variação da rigidez radial modifica a resposta do parâmetro PCFO frente a carga axial. A menor rigidez radial aumenta o deslizamento e provoca queda de pressões ante incrementos de carga axial.
4. **Ângulo de chanfro (CH):** seu aumento reduz minimamente a resistência, produto da diminuição da geometria do primeiro filete do pino. Ao diminuir a geometria do primeiro filete do pino, se diminui a superfície dos flancos de carga, portanto é esperado maior deslizamento. Verifica-se que a diminuição de CH , ainda que aumente o comprimento do flanco de carga do primeiro filete do pino, não afeta a estanqueidade.
5. **Ângulo de escareado (CA):** sua diminuição ocasiona um aumento do comprimento do flanco de carga do último filete engrenado do acoplamento. Este aumento produz contenção ao deslizamento e melhor distribuição de pressões no filete, o que melhora seu comportamento frente à plastificação. Em consequência, a estanqueidade aumenta. O aumento do ângulo de escareado produz o efeito contrário, diminuindo a resistência. A variação da resistência não é grande, porém é importante, considerando a variação tão pequena de uma variável geométrica tão específica.
6. **Diâmetro de recesso do acoplamento (Q):** seu aumento diminui a resistência. O efeito pode ser atribuído à perda de rigidez radial longe do fim do pino. A variação da resistência é importante, com respeito à magnitude de variação da geometria.

7. **Ângulo de flanco (FA):** a diminuição do ângulo de flanco promove deslizamento relativo, reduzindo a resistência ao vazamento; seu aumento faz o flanco mais íngreme e, em consequência, o deslizamento é diminuído e o selo é melhorado.
8. **Passo (p):** a redução do passo adiciona filetes no comprimento engrenado da rosca. Desta forma, ocorre uma redistribuição favorável da força, que diminui o deslizamento e queda de pressões nos flancos opostos, melhorando a estanqueidade. O aumento do passo ocasiona o efeito contrário: a redistribuição de força faz com que os filetes suportem maior proporção da solicitação axial, contribuindo ao deslizamento, com diminuição das pressões e da estanqueidade.
9. **Comprimento total da rosca do pino ($L4$):** similarmente ao passo (p), com maior comprimento da rosca há maior quantidade de filetes e melhora da estanqueidade. Contrariamente, a diminuição de $L4$ reduz a estanqueidade.
10. **Espessura (T):** a variação deste parâmetro é a que mais impacta a estanqueidade. A diminuição da espessura reduz consideravelmente a rigidez radial, facilitando o deslizamento relativo entre filetes para incrementos de carga axial. Ao contrário, o aumento da espessura dificulta o deslizamento, melhorando a estanqueidade. Este efeito é especialmente importante, pois a especificação API 5C3 desconsidera a espessura do revestimento no cálculo da estanqueidade (Equação 1), isto pela natureza da expressão ser derivada de submodelos elásticos. A tolerância da espessura foi avaliada mudando o diâmetro interno do revestimento, pois a variável D já muda o diâmetro externo. Como reportado pelo API 5C3, que deriva a estanqueidade de relações elásticas, e como reportado por GOODMAN; MITCHELL e KALIL (2019), a estanqueidade para pressão interna é independente do diâmetro interno. Verifica-se que o diâmetro interno do revestimento é extremamente relevante para definir a estanqueidade. Análises elásticas impossibilitam considerar o efeito do diâmetro interno, pois omite-se o modelo de contato. A incorporação do modelo de contato e de deslizamentos finitos permite quantificar a influência da rigidez radial na seção da rosca na estanqueidade.

Na Figura 34 mostra-se a nuvem de pontos discreta de todas as resistências avaliadas nos extremos das tolerâncias. Os eixos horizontal N e vertical P da Figura 34 são normalizados por conveniência. As pressões resistentes, P_{MPa} , são normalizadas pela resistência ao vazamento fornecida pela especificação API 5C3, P_{API} , estimada através da Equação (1). As cargas axiais são normalizadas pela resistência à fratura dos filetes do pino, N_{FR} , fornecida também pelo API 5C3. Ambas P_{API} e N_{FR} são avaliadas na geometria nominal da conexão API 8 Round 5 ½ J55 14lb/ft, resultando em $P_{API} = 90.842 \text{ MPa}$ e $N_{FR} = 891.62 \text{ kN}$. Os parâmetros normalizados N e P são definidos como:

$$P = \frac{P_{MPa}}{P_{API}}; \quad N = \frac{N_{kN}}{N_{FR}}. \quad (8)$$

Figura 34. Amostras de estanqueidade discreta para casos 1 a 22, refletindo efeitos das tolerâncias de manufatura na estanqueidade.



Fonte: Autor.

Os valores discretos de estanqueidade são avaliados através do critério PCFO para valores de carga axial pré-definidos N' :

$$N' = \{0, 0.1457, 0.29153, 0.43729, 0.58305, 0.72882, 0.87458\}. \quad (9)$$

Para simplificar a notação, os valores N' serão aproximados aos seguintes valores:

$$N = \{0, 0.15, 0.29, 0.44, 0.58, 0.73, 0.87\}. \quad (10)$$

Estes valores de força axial normalizada são equivalentes às tensões axiais igualmente distanciadas, $\sigma_{N'}$, no extremo livre de revestimento com geometria nominal:

$$\sigma_{N'} = \{0, 50, 100, 150, 200, 250, 300\} \text{ MPa}. \quad (11)$$

No entanto, o procedimento para construção de envoltórias probabilísticas não pode ser baseado em tensões, pois a área transversal do tubo é modificada para distintos parâmetros.

Através de MEF e do critério de perda de CCFO (comprimento em contato dos flancos opostos) avalia-se o limite máximo de carga axial, N_{CCFO} , da estanqueidade para cada caso de geometria considerado. Os valores de carga axial para perda do CCFO apresentam-se como triângulos na Figura 34, localizados sobre o eixo horizontal N . Este conjunto de pontos sobre o eixo horizontal é denotado como $P = 0$ ao longo do texto.

A estanqueidade é verificada para valores predefinidos de carga axial no intervalo $0.87 \leq N \leq N_{CCFO}$, através do critério PCFO (pressões de contato nos flancos opostos). Neste intervalo de carga, observa-se uma queda abrupta da estanqueidade, que acontece para valores diferentes de carga axial para os casos considerados. Como pode ser observado, na Figura 34, alguns valores de estanqueidade são agrupados em valores específicos de carga axial no intervalo $0.87 < N < N_{CCFO}$. No entanto, em muitos casos a estanqueidade é extremamente reduzida ou é nula para o valor de N prefixado na faixa $0.87 < N < N_{CCFO}$.

Análises são refeitas para valores de carga axial intermediários, com o intuito de verificar a envoltória de estanqueidade para cada configuração geométrica. Como resultado, a série de pontos discretos de resistência na região $0.87 < N < N_{CCFO}$ (círculos vazios) é dispersa.

Na Figura 34, para toda a faixa de valores N , a resistência nominal (estimada no Capítulo 4) atravessa a maior densidade de amostras de estanqueidade. Na queda súbita de resistência e na perda de $CCFO$, a estanqueidade nominal passa perto da densidade de pontos, porém a amostra de resistências nesta região é altamente dispersa. Verifica-se que as tolerâncias geométricas de manufatura modificam significativamente a estanqueidade com respeito ao valor nominal. Tolerâncias admissíveis para espessura e afunilamentos incompatíveis ampliam consideravelmente o intervalo de possíveis resistências.

Na Figura 34 verifica-se que a amostra de efeitos principais em $N = 0$ é menor do que a unidade. Isto indica que a estimativa da estanqueidade da norma API 5C3 é conservadora. Além disso, no eixo horizontal verificam-se valores de estanqueidade maiores que a unidade, o que indica que a carga axial N_{CCFO} , para alguns casos, sobrepassa a resistência à fratura nominal avaliada segundo a norma API 5C3. A correta definição probabilística da estanqueidade deve ser independente dos outros estados limites. Portanto, ainda que este efeito mereça menção, não influi na definição probabilística da estanqueidade.

A verificação dos efeitos das tolerâncias de geometria admissíveis feita neste capítulo mostra que: a estanqueidade é sensível às tolerâncias admissíveis em especificações; a incerteza da estanqueidade associada às tolerâncias geométricas admissíveis é relevante; e, por esta razão, se justifica o desenvolvimento de métodos para avaliar probabilisticamente a resistência ao vazamento. Métodos para quantificação da incerteza permitiriam definir coerentemente estados limites de falha por vazamento.

Em sequência, apresentam-se duas abordagens para avaliação de envoltórias de estanqueidade desenvolvidas neste trabalho. A primeira é mais simples e se baseia diretamente nas amostras de estanqueidade para os casos principais, obtidas neste capítulo

(Figura 34). No Capítulo 8, a amostra é expandida para capturar efeitos cruzados. Modelos de resistência são desenvolvidos e modelos estatísticos são empregados para construir as envoltórias de estanqueidade.

7 ABORDAGEM DIRETA DA ESTANQUEIDADE, COM BASE EM EFEITOS PRINCIPAIS

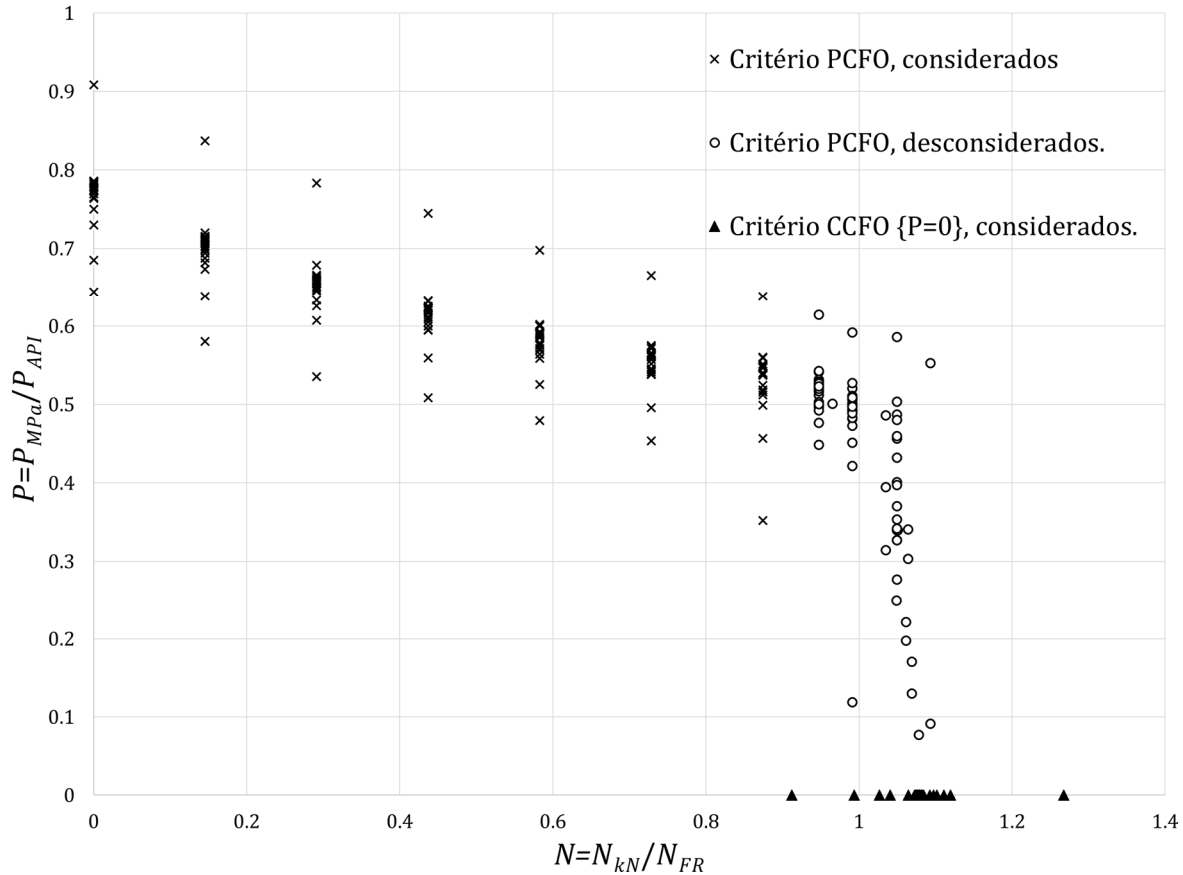
A abordagem apresentada neste capítulo pretende mostrar os passos iniciais que foram feitos na avaliação das envoltórias probabilísticas de estanqueidade. O Capítulo 8 apresenta uma versão estatisticamente mais consistente do método para estimar as envoltórias de estanqueidade. No entanto, este capítulo é pertinente, pois descreve as considerações que permitiram, posteriormente, estender e melhorar o método.

No capítulo anterior foi descrita a geração de uma amostra de estanqueidade, e a primeira ideia que surge é tentar estimar as envoltórias probabilísticas diretamente com base na amostra de efeitos principais (ver Figura 34): casos 1 a 22 da Tabela 7. Consultou-se a literatura para verificar métodos existentes que pudessem traçar caminhos para problemas estatísticos de mesma natureza da estanqueidade, por exemplo: envoltórias de resistência de colunas de concreto armado ou diagramas de fatores de intensidade de tensão contra tensão da mecânica da fratura. Um procedimento para cálculo probabilístico de curvas de tensão contra número de ciclos (curvas S-N) da análise da fadiga é encontrado na literatura (D'ANGELO; NUSSBAUMER, 2017). No entanto, o desenvolvimento do método apresentado para a estimativa de envoltórias probabilísticas da estanqueidade de conexões assume considerações específicas, sendo assim inédita a metodologia apresentada neste Capítulo e no Capítulo 8.

A primeira hipótese para definir estatisticamente a resistência é a seguinte: partindo da existência de uma amostra de estanqueidade, para valores pré-estabelecidos de carga axial, é possível construir uma função de probabilidade acumulada empírica de estanqueidade, para cada caso de carga. No entanto, aparece o primeiro inconveniente: a amostra de estanqueidade do critério PCFO para $0.87 < N < N_{max}$. Como foi mencionado, esta amostra é altamente dispersa, o que dificulta quantificar suas estatísticas. Em sequência, para construção das envoltórias de estanqueidade, desconsidera-se as amostras de estanqueidade do critério PCFO na faixa $0.87 < N < N_{max}$. No entanto, assume-se que a

amostra sobre o eixo horizontal $P = 0$, fornecida pelo critério CCFO, define as propriedades estatísticas da resistência na região de fechamento da envoltória. Na Figura 35, ilustra-se a amostra de resistência explicitando os pontos considerados e desconsiderados para a análise.

Figura 35. Amostra considerada para construção de envoltórias de estanqueidade.



Fonte: Autor.

O principal argumento para desconsiderar a amostra PCFO para $0.87 < N < N_{max}$ foi sua alta dispersão. Mas há um benefício adicional: como visto no Capítulo 4, as pressões de contato nos flancos opostos tendem à irregularidade, conforme aumenta a carga axial. Portanto, a média μ_{PCFO} que define a amostra desconsiderada em $0.87 < N < N_{max}$, possui uma componente de erro maior que a amostra para cargas baixas a moderadas, ou seja, para $N \leq 0.87$. Neste contexto, o critério da perda de CCFO para caracterizar a estanqueidade na região $0.87 < N < N_{max}$ é muito mais objetivo, pois não depende da irregularidade das

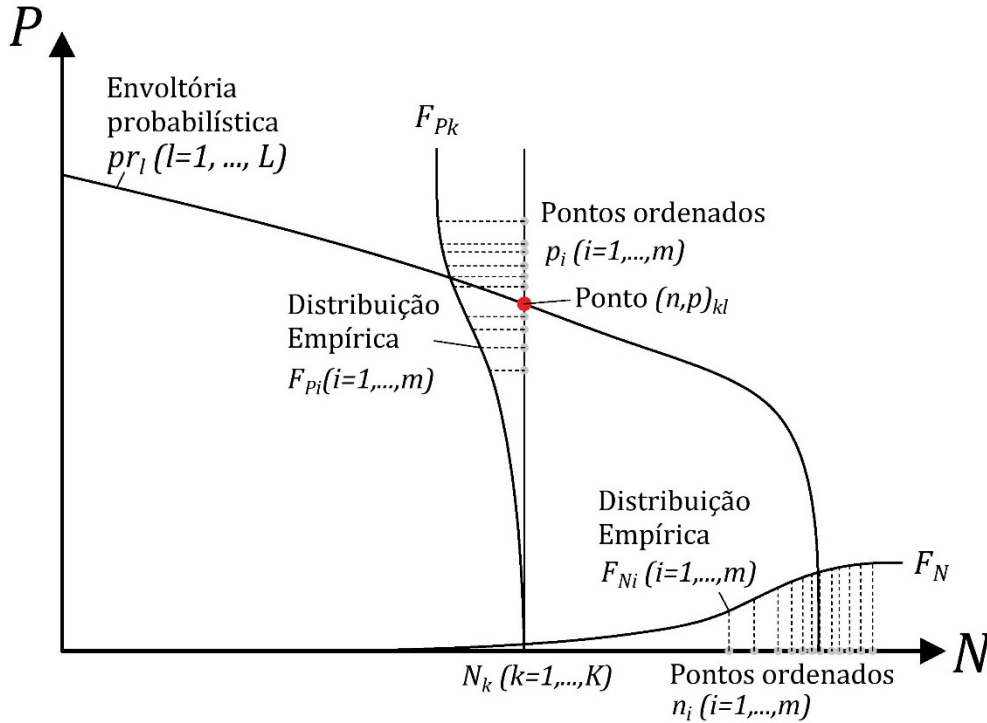
pressões senão unicamente, do comprimento em contato. É importante esclarecer que a amostra PCFO para $0.87 < N < N_{max}$ é desconsiderada unicamente para a construção das envoltória probabilísticas, mas a amostra total é usada para verificar os resultados.

O limite de soluções estáveis para $N \leq 0.87$ também foi escolhido por outro motivo. O fechamento da primeira envoltória de estanqueidade (Para o Caso 5 –T) ocorre para N imediatamente superior a $N = 0.87$. Portanto, o conjunto da amostra dispersa fornecida pelo critério PCFO ($N > 0.87$) carece das informações da estanqueidade avaliada para a mínima variação admissível da espessura. Para resolver a representação da estanqueidade na zona de grande carga axial, com inclusão de todos os casos de efeitos principais, a amostra no eixo horizontal é usada.

A segunda consideração foi a seguinte: tendo estatísticas para valores fixos de carga axial e estatísticas sobre a estanqueidade dada pelo critério CCFO, é possível prefixar uma probabilidade de ocorrência pr e encontrar as resistências correspondentes ao quantil pr . Através de regressão e de um modelo adequado, as resistências equiprováveis dos N valores e $P = 0$ podem gerar a envoltória de estanqueidade para o nível de probabilidade pr .

O esquema da notação usada na descrição do procedimento aparece na Figura 36. Para cada valor fixo de carga axial N_k ($k = 1, \dots, K$), para nosso caso $K = 7$, temos $m = 22$ medidas de pressão resistente P_i ($i = 1, \dots, m$). Sobre o eixo horizontal ($P = 0$) há 22 medidas de força axial para perda de CCFO: N_i ($i = 1, \dots, m$).

Figura 36. Notação para avaliação das envoltórias probabilísticas.



Fonte: Autor.

Formalmente, a abordagem direta de avaliação de envoltórias probabilísticas de estanqueidade, em função da amostra de efeitos principais, consiste em:

Definir distribuições de probabilidade empíricas em termos das pressões P para os valores N_k ($k = 1, \dots, K$). Os valores de pressão resistente são ordenados de forma crescente e as distribuições empíricas são definidas como:

$$F_{Pi} = \frac{i}{m}, (i = 1, \dots, m) \quad (12)$$

1. Da mesma forma, define-se a distribuição empírica no eixo horizontal $P = 0$. Os valores observados de força axial resistente são ordenados de forma crescente, e sua distribuição empírica é definida por:

$$F_{Ni} = \frac{i}{m}, (i = 1, \dots, m). \quad (13)$$

2. Posteriormente, ajustam-se funções de distribuição contínuas sobre as funções de distribuição empíricas. As distribuições contínuas de pressão são denotadas como F_{Pk} , ($k = 1, \dots, K$), e a distribuição de força axial para $P = 0$ como F_N . A função de distribuição de Burr tipo XII é usada para ajustar as distribuições empíricas através do método de máxima verossimilhança:

$$F_{Pk} = 1 - \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{P}{\beta}\right)^\alpha\right)^\gamma} \quad (14)$$

$$F_N = 1 - \frac{1}{\left(1 + \left(\frac{N}{\beta}\right)^\alpha\right)^\gamma} \quad (15)$$

onde β é um parâmetro de escala, e α e γ são parâmetros de forma.

3. Para a construção de uma envoltória probabilística, fixa-se um valor de probabilidade de ocorrência de resistência ao vazamento: pr . Para cada distribuição contínua de pressão resistente, encontra-se o valor $p_k = F_{Pk}^{-1}(pr)$, ($k = 1, \dots, K$) correspondente àquele quantil de probabilidade. Da mesma forma, encontra-se o valor de força normal resistente $n_{K+1} = F_N^{-1}(pr)$ para o quantil pr e para $P = 0$.
4. Para cada probabilidade pr fixa, uma função de regressão é construída, em termos dos pontos (n_k, p_k) , $k = 1, \dots, K + 1$. Uma série de funções de regressão é criada variando a probabilidade pr no intervalo $(0,1)$. Os pontos que dão origem às diferentes curvas de regressão $l = 1, \dots, L$; são denotados por: $(n, p)_{kl}$, $k = 1, \dots, K + 1$; $l = 1, \dots, L$. O resultado do processo é uma envoltória contínua de resistências normalizadas ao vazamento (P) para quaisquer valores de força axial normalizada (N) e de probabilidade de ocorrência pr . Um sub-produto são as funções que definem as envoltórias probabilísticas: $P_l(N, pr_l)$, para $l = 1, \dots, L$.

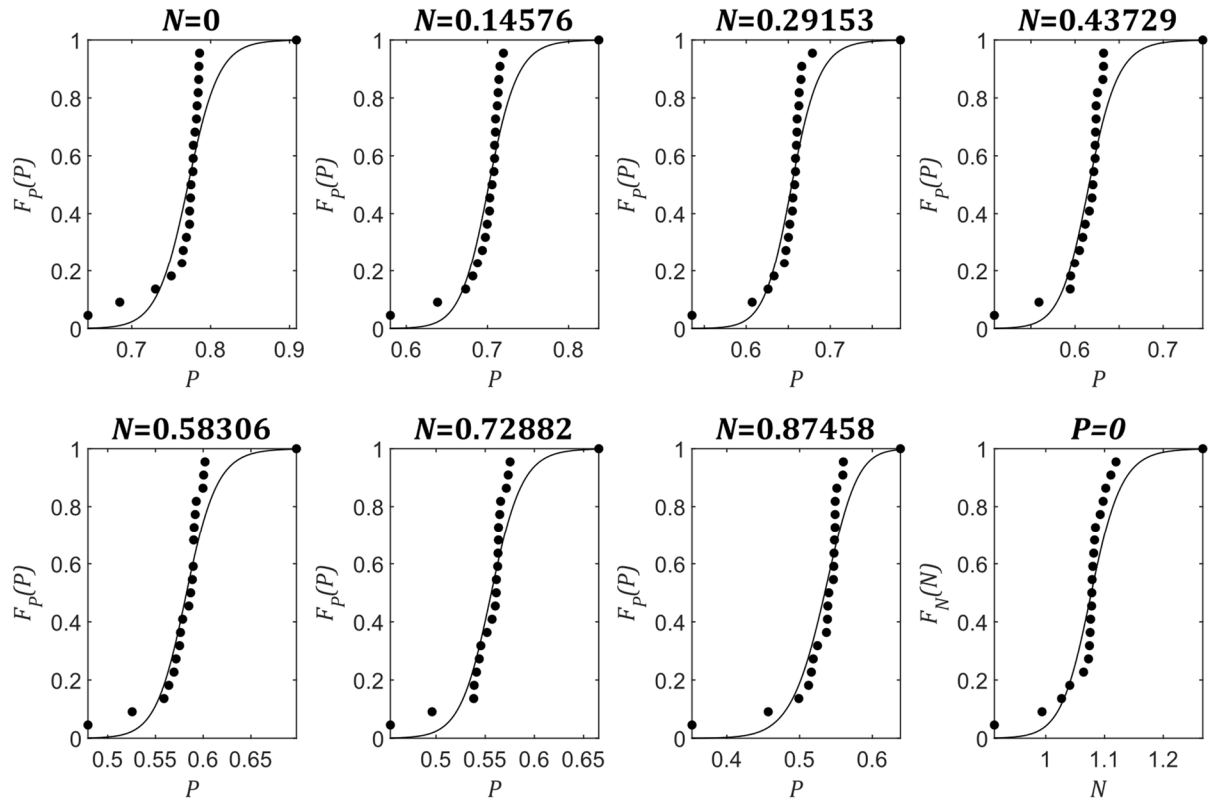
Nesta fase, o modelo de regressão escolhido para ajustar os pontos $(n_k, p_k), k = 1, \dots, K + 1$, é um modelo exponencial duplo:

$$P(N) = a \cdot e^{b \cdot N} + c \cdot e^{d \cdot N} \quad (16)$$

sendo $\{a, b, c, d\}$ constantes do modelo a determinar.

A Figura 37 mostra as distribuições empíricas de probabilidade acumulada (ECDF) dos conjunto de dados N_k e $P = 0$, junto com o ajuste de distribuição Burr. A distribuição Burr foi escolhida após verificar distintas distribuições ajustadas na amostra. A análise de qualidade de ajuste mostrava a distribuição Cauchy como a mais adequada, entre as alternativas. Porém, a distribuição Cauchy concentrava extremamente a densidade em torno da mediana, subestimando as caudas. A distribuição Burr se ajusta bem à densidade da amostra e dá menor importância às caudas. Como os pontos extremos correspondem às tolerâncias $\pm T$, e a distribuição normal truncada de T é bastante afinada em torno da média (como visto no Capítulo 5, o intervalo de confiança dentro das tolerâncias é de 100% e o coeficiente de variação é baixo), assume-se a distribuição Burr como adequada. Na Tabela 8, mostram-se os parâmetros das distribuições Burr F_{P_k} e F_N para os casos de carga, bem como a estatística de qualidade do ajuste A^2 obtida através do teste de Anderson Darling. Neste caso, o valor crítico da estatística $A^2_{crítico}$, para um nível de significância $\alpha = 0.05$, é maior do que as estatísticas A^2 estimadas, o que indica que o teste falha em rejeitar a hipótese de que os dados venham de uma população com distribuição Burr.

Figura 37. Funções de probabilidade acumulada empírica e ajuste.



Fonte: Autor.

Tabela 8. Parâmetros de distribuição de Burr e de qualidade do ajuste.

$N_k = N_{kN} / N_{FR}$	Parâmetros distribuição Burr			Teste Anderson Darling	
	β	α	γ	A^2	$A^2_{crítico} (\alpha=0.05)$
0	0.7748	37.9588	1.1298	2.140	2.501
0.15	0.7015	39.7554	0.9906	1.674	2.501
0.29	0.6528	40.5911	0.9410	1.638	2.501
0.44	0.6145	38.0932	0.9402	1.441	2.501
0.58	0.5829	36.0106	1.0152	1.180	2.501
0.73	0.5578	34.5192	1.0752	1.354	2.501
0.87	0.5643	19.4518	2.3184	1.509	2.501
$P=0$	1.0757	42.1694	0.9537	1.385	2.501

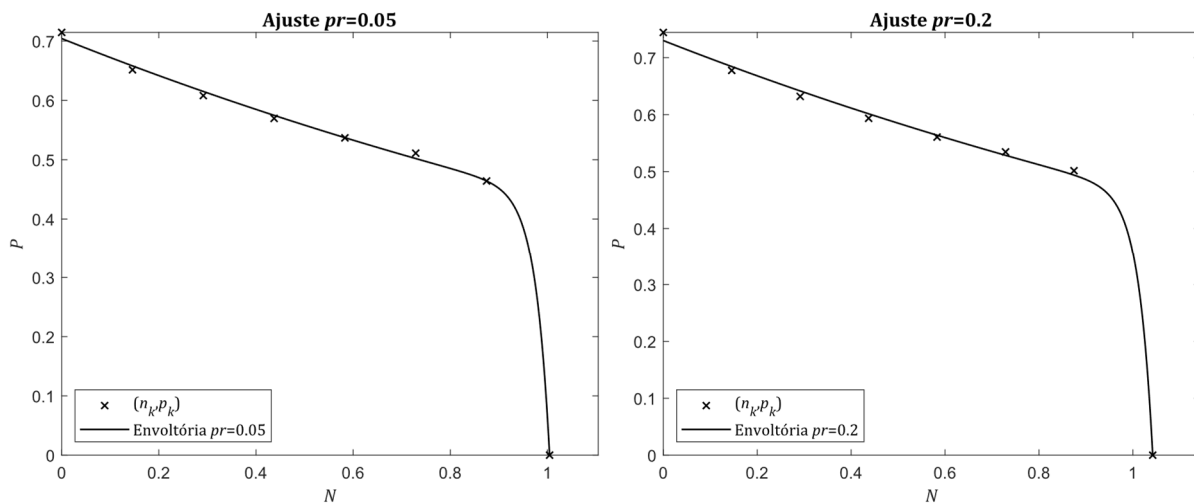
Fonte: Autor.

Na Figura 38, apresentam-se as envoltórias probabilísticas para $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. A envoltória corresponde ao ajuste do modelo exponencial duplo dos pontos de resistência equiprováveis (n_k, p_k) , $k = 1, \dots, 8$; fornecidos pela avaliação $p_k = F_{P_k}^{-1}(pr)$, $(k = 1, \dots, 7)$ e $n_8 = F_N^{-1}(pr)$. Da mesma forma que a escolha da distribuição Burr, distintos modelos foram considerados no ajuste aos pontos (n_k, p_k) , $k =$

1, ..., 8; onde a maior dificuldade encontrada foi representar a queda abrupta de fechamento da envoltória. Um modelo exponencial simples consegue ajustar a série de pontos (n_k, p_k) , $k = 1, \dots, 7$; porém, não consegue replicar a região de fechamento. Já a adição do segundo termo exponencial permite replicar o comportamento de toda a envoltória de estanqueidade, como é verificado na Figura 38. Na Tabela 9 apresentam-se as constantes de modelo $\{a, b, c, d\}$, obtidas através de regressão não linear e os parâmetros de qualidade do ajuste.

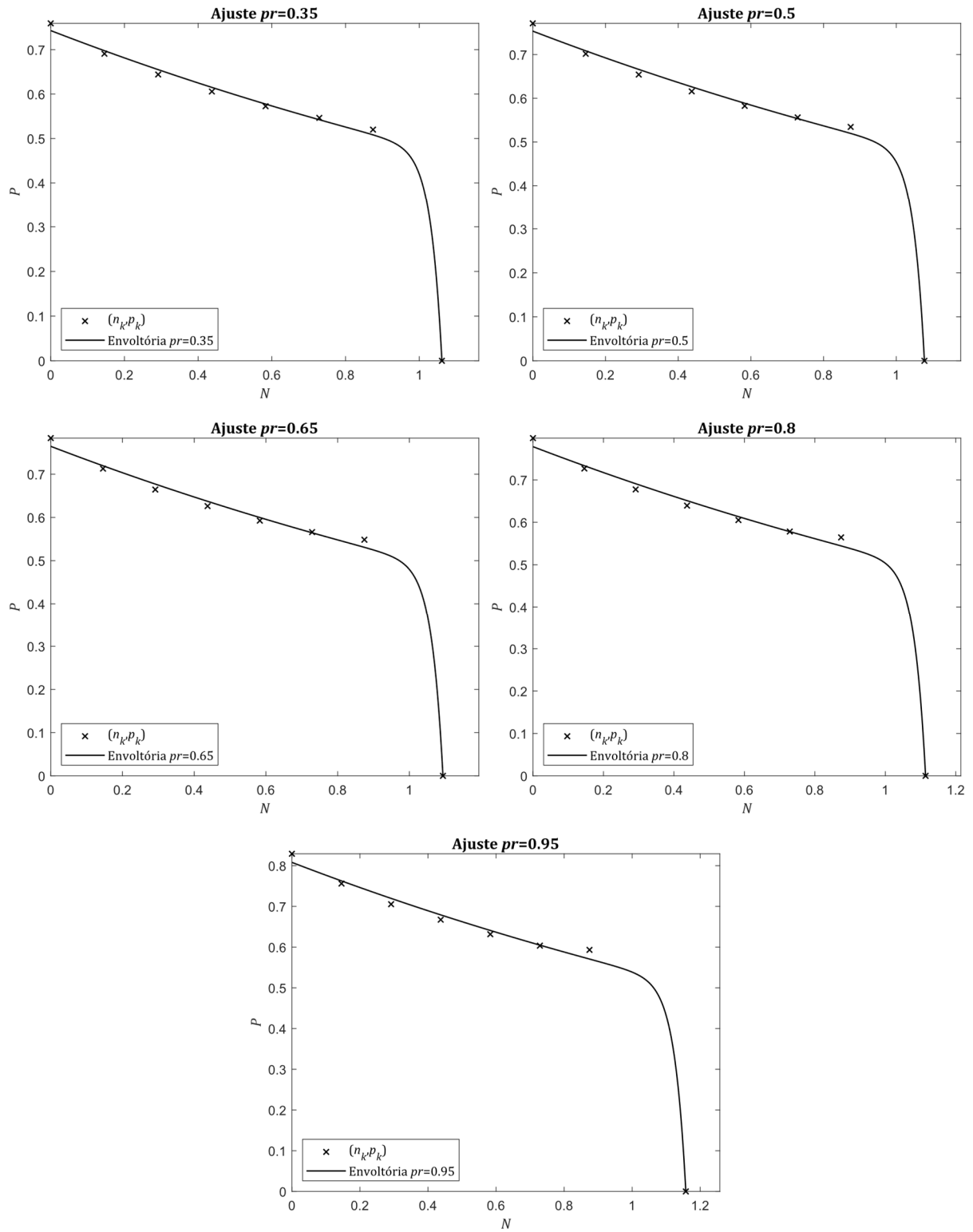
Observa-se que o ajuste subestima a estanqueidade em $N = 0$ e em $N = 0.87$ para todos os valores pr . Para valores intermediários, o ajuste é graficamente bom, superestimando minimamente os pontos de resistência equiprovável, e se ajusta muito bem ao valor N de fechamento da envoltória.

Figura 38. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Abordagem direta com base nos efeitos principais.



Fonte: Autor.

Figura 38 (continuação). Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Abordagem direta com base nos efeitos principais.



Fonte: Autor.

Tabela 9. Coeficientes de modelo e qualidade do ajuste.

pr	Coeficientes de modelo				Qualidade do ajuste			
	a	b	c	d	SSE	R^2	R^2 ajustado	$RMSE$
0.05	-3.57E-16	34.6006	0.7043	-0.4644	0.000	0.999	0.998	0.009
0.2	-3.69E-16	33.3501	0.7300	-0.4429	0.001	0.999	0.998	0.011
0.35	-3.75E-16	32.7484	0.7430	-0.4320	0.001	0.998	0.997	0.013
0.5	-3.80E-16	32.2682	0.7536	-0.4237	0.001	0.998	0.996	0.015
0.65	-3.85E-16	31.7921	0.7645	-0.4163	0.001	0.997	0.995	0.016
0.8	-3.91E-16	31.2072	0.7784	-0.4085	0.001	0.997	0.995	0.018
0.95	-4.02E-16	30.0390	0.8081	-0.3974	0.001	0.997	0.994	0.019

Fonte: Autor.

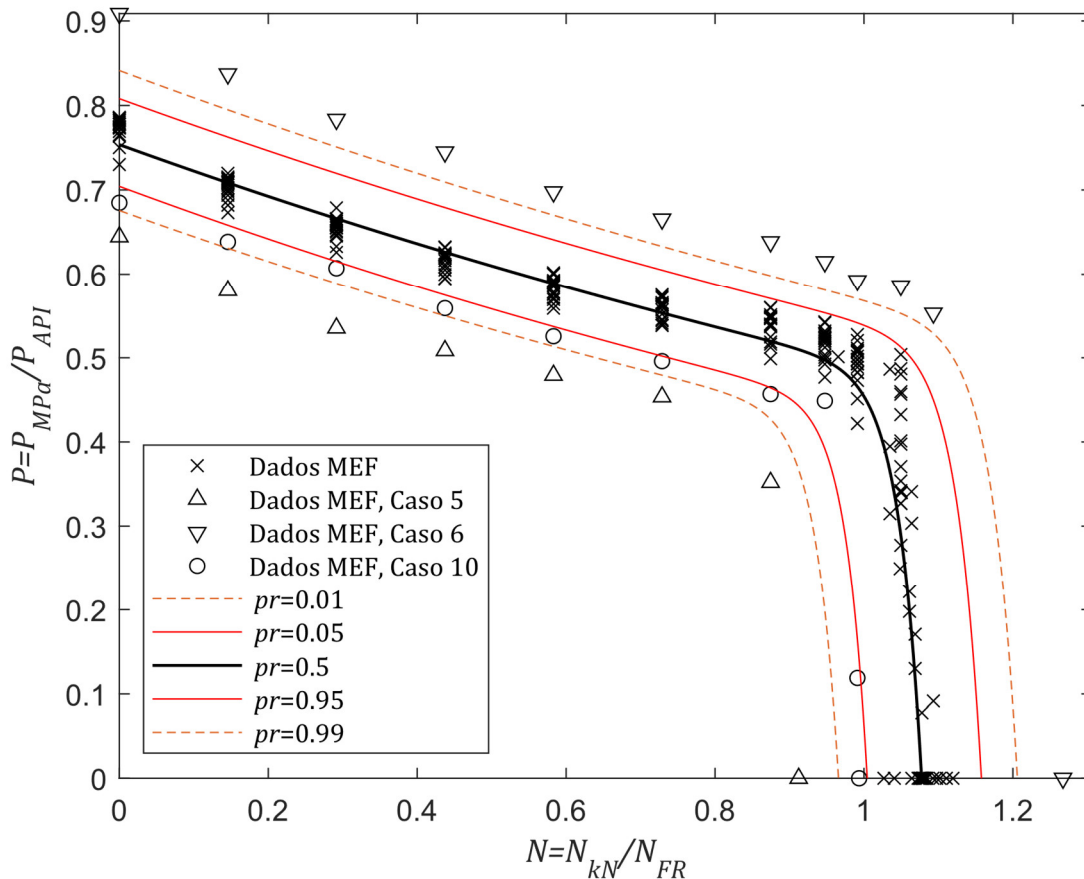
Para solução da regressão não linear, utilizou-se o método *Trust-Region* (CONN, ANDREW R; GOULD, NICHOLAS IM; TOINT, 2000). Das constantes podemos inferir o seguinte: o primeiro termo do modelo é responsável pelo ajuste da queda abrupta e o segundo termo é responsável pelo ajuste da região de baixa a moderada carga axial. Com a constante a pequena e a constante b grande, o primeiro termo começa a ter contribuição significativa na envoltória aproximadamente para $N > 0.8$. Já o segundo termo modela de forma suave a queda de resistência na região de baixa a moderada carga axial.

Com respeito aos parâmetros de qualidade do ajuste, a soma dos quadrados do resíduo (SSE) perto de zero indica que o modelo tem pouca aleatoriedade de erro. O coeficiente de determinação R^2 e coeficiente de determinação ajustado aos 4 graus de liberdade (4 constantes $\{a, b, c, d\}$) perto da unidade indicam que a variância é contabilizada pelo modelo. O parâmetro $RMSE$, que estima o desvio padrão da componente do erro do ajuste, é perto de zero, indicando que o modelo é útil para prever os valores. Como consequência, o modelo adotado se ajusta muito bem aos dados e é útil na predição de valores.

Na Figura 39 apresentam-se as envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ junto com a amostra total de estanqueidade para os casos principais. Verifica-se que a envoltória probabilística $pr = 0.5$ (mediana) atravessa a maior densidade de pontos. A densidade da amostra em valores N intermediários é superestimada;

e para $N = 0$ e $N = 0.87$ é subestimada. Como já comentado, isto é consequência do ajuste. Fora do intervalo $pr = [0.01, 0.99]$ encontram-se a estanqueidade para os casos 5 e 6, que correspondem aos casos extremos de tolerância na espessura (T). Ainda que para estes casos a probabilidade empírica $F_{P1} = F_{N1} = \frac{1}{22} \approx 0.045$ e $F_{P22} = F_{N22} = \frac{22}{22} = 1$, priorizou-se o ajuste na maior densidade de dados, em virtude do comportamento da distribuição de T , que é muito concentrada na média. O restante da amostra concentra-se dentro do intervalo de probabilidade $pr = [0.05, 0.95]$, exceto o caso 10, que corresponde ao afunilamento do acoplamento na tolerância superior ($+CT$).

Figura 39. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ e amostra de estanqueidade de efeitos principais. Abordagem direta com base nos efeitos principais.



Fonte: Autor.

Um fato relevante é que o modelo exponencial duplo consegue representar muito bem a amostra para cargas $N > 0.87$ e a região da queda de resistência. Isto indica que a

hipótese admitida (que desconsidera a amostra dada pelo critério PCFO para $N > 0.87$ e considera a amostra fornecida pelo critério de comprimento em contato CCFO para modelar a aleatoriedade da estanqueidade para $N > 0.87$) simplifica o procedimento e é adequada para a construção das envoltórias.

O procedimento direto aqui ilustrado apresenta a vantagem de ser simples, porém sua principal desvantagem é a forma como é gerada a amostra de estanqueidade. Esta amostragem é tendenciosa, pois não foi obtida aleatoriamente. Ao contrário, as condições para obter o conjunto de resistências foram premeditadas (avaliando a estanqueidade nos extremos das tolerâncias). Na tentativa de diminuir a tendenciosidade, tentou-se desenvolver um modelo para amostrar aleatoriamente a estanqueidade, com base nos resultados dos efeitos principais. A cada variável aleatória X_i com valor nominal X_i^{nom} , com tolerâncias inferior e superior X_i^{inf}, X_i^{sup} , é associada uma distribuição normal truncada $NT_{X_i}(\mu_{X_i}, \sigma_{X_i}; X_i^{inf}, X_i^{sup})$, definida no Capítulo 5. Para cada variável aleatória X_i , existe uma resistência nominal $P_{X_i^{nom}}$, e $N_{X_i^{nom}}$ para o caso de perda de CCFO, que corresponde ao caso nominal para todas as variáveis aleatórias. Existe, também, uma resistência estimada para os limites inferior e superior das tolerâncias: $P_{X_i^{inf}}$ e $P_{X_i^{sup}}$ para todo N ; e $N_{X_i^{inf}}$ e $N_{X_i^{sup}}$ para $P = 0$. Podem-se gerar n amostras x_{ij} ($j = 1, \dots, n$) para cada variável aleatória, interpolar linearmente os valores de resistência $P_{X_i^{inf}}, P_{X_i^{nom}}, P_{X_i^{sup}}$ ou $N_{X_i^{inf}}, N_{X_i^{nom}}, N_{X_i^{sup}}$ (caso $P = 0$) e encontrar o valor de estanqueidade para todo x_{ij} ($j = 1, \dots, n$). Após a geração da amostra de tamanho $n \cdot 11$ (11 variáveis aleatórias), aplica-se o procedimento descrito neste capítulo para cálculo das envoltórias probabilísticas.

A solução obtida a partir desta amostragem não será mostrada pois constatou-se que, ainda que a amostra gerada seja maior, é ainda mais tendenciosa do que considerar unicamente a amostra de casos principais. A amostragem feita desta forma tende a concentrar a estanqueidade ao redor do valor nominal, pois a estanqueidade pode ser mais sensível a algumas variáveis, por exemplo: à espessura ou ao afunilamento do acoplamento e menos sensível a outras, por exemplo, ao diâmetro externo do revestimento ou ângulo de

escareado. Portanto, este tipo de amostragem por interpolação prioriza as variáveis com menor impacto na resistência. Como visto na Figura 34, a amostra de efeitos principais concentra-se ao redor do valor nominal. Se uma quantidade n de amostras é gerada para todas as variáveis aleatórias por interpolação, a concentração ao redor do valor nominal torna-se excessiva.

Pensou-se em amostrar de tal jeito que fosse atribuído um peso de acordo com a sensibilidade de cada variável na estanqueidade. Porém, esforços não foram encaminhados nesta direção pois não se encontraram métodos na literatura para amostrar a partir de pesos predeterminados, o que é razoável, pois introduzir pesos na amostragem é introduzir mais uma tendência na resposta, que é o que se procura evitar.

A abordagem apresentada neste capítulo é uma versão aprimorada do trabalho de URIBE; BECK (2019). No seguinte capítulo, apresenta-se uma solução ao problema da tendenciosidade da amostra e se consideram também os efeitos cruzados.

8 ABORDAGEM PROBABILÍSTICA DA ESTANQUEIDADE COM EFEITOS CRUZADOS

Este capítulo é dividido em quatro partes. Na primeira parte, se discutem os efeitos de segunda ordem e os efeitos cruzados. Na segunda parte, adicionam-se efeitos cruzados à amostra de efeitos principais e metamodelos de resistência são desenvolvidos através de regressão multilinear. Com base nos metamodelos e nas distribuições de probabilidade para cada variável aleatória, uma amostragem ampla pode ser executada tentando minimizar a tendenciosidade. Na terceira parte, com base na amostra obtida, são estimadas as envoltórias probabilísticas de forma similar ao procedimento apresentado no capítulo anterior. Ademais, os resultados aprimorados são comparados com os resultados da abordagem direta do Capítulo 7.

8.1 Efeitos cruzados

Na avaliação direta foram estimadas envoltórias com base unicamente na amostra de efeitos principais. É de interesse conhecer se existem efeitos cruzados que possam influir na estanqueidade e incorporá-los no procedimento de construção de envoltórias probabilísticas. Dadas 11 variáveis aleatórias, para determinar casos de análise, investiga-se o nível de sensibilidade S que depende da magnitude da relação entre a variação da estanqueidade ΔP e a variação da variável aleatória ΔX_i , isto é:

$$S = \left| \frac{\Delta P}{\Delta X_i} \right| \quad (17)$$

Na Tabela 10 apresenta-se a sensibilidade dos casos principais, calculada conforme a Equação (17) para todos os casos de tolerância extrema superior e inferior, para todas as cargas axiais e para $P = 0$. A sensibilidade das variáveis CH e CA (ângulos de chanfro e escareamento) é baixa, portanto, possíveis análises combinadas destes efeitos são desprezadas. Além disso, as variações geométricas da mesma variável que ocasionem maior

sensibilidade são priorizadas. Por exemplo, a sensibilidade é maior para aumento do passo (+ p) que para sua diminuição (- p). Em consequência, omitem-se combinações para diminuição do passo (- p). Estas omissões se fazem para minimizar a quantidade de MEF a serem desenvolvidos, porém considera-se que permitem verificar quão importantes são as combinações dos efeitos.

Tabela 10. Sensibilidade da estanqueidade em relação aos casos principais.

Sensibilidade das variáveis aleatórias X (para +Tolerância)											
<i>N</i>	<i>X</i> ₁	<i>X</i> ₂	<i>X</i> ₃	<i>X</i> ₄	<i>X</i> ₅	<i>X</i> ₆	<i>X</i> ₇	<i>X</i> ₈	<i>X</i> ₉	<i>X</i> ₁₀	<i>X</i> ₁₁
	<i>W</i>	<i>Q</i>	<i>T</i>	<i>D</i>	<i>CT</i>	<i>PT</i>	<i>FA</i>	<i>CH</i>	<i>CA</i>	<i>p</i>	<i>L4</i>
<i>N=0</i>	0.468	1.771	0.991	0.682	1.203	0.658	0.028	0.138	0.010	1.448	0.437
<i>N=0.14</i>	0.661	0.566	1.028	0.080	0.845	0.429	0.213	0.181	0.017	1.119	0.166
<i>N=0.29</i>	0.650	0.568	0.999	0.103	0.620	0.393	0.296	0.082	0.022	1.065	0.103
<i>N=0.43</i>	0.955	0.649	0.977	0.157	0.766	0.340	0.351	0.213	0.013	0.964	0.071
<i>N=0.58</i>	1.145	0.648	0.858	0.184	0.780	0.319	0.371	0.227	0.011	0.879	0.400
<i>N=0.72</i>	1.177	0.586	0.816	0.217	0.812	0.303	0.396	0.268	0.011	0.815	0.014
<i>N=0.87</i>	1.133	0.421	0.718	0.150	1.105	0.438	0.094	0.290	0.043	1.251	0.052
<i>P=0</i>	0.165	0.153	1.528	0.366	0.995	0.081	1.727	0.024	0.106	1.435	0.456
Sensibilidade das variáveis aleatórias X (para -Tolerância)											
<i>N</i>	<i>X</i> ₁	<i>X</i> ₂	<i>X</i> ₃	<i>X</i> ₄	<i>X</i> ₅	<i>X</i> ₆	<i>X</i> ₇	<i>X</i> ₈	<i>X</i> ₉	<i>X</i> ₁₀	<i>X</i> ₁₁
	<i>W</i>	<i>Q</i>	<i>T</i>	<i>D</i>	<i>CT</i>	<i>PT</i>	<i>FA</i>	<i>CH</i>	<i>CA</i>	<i>p</i>	<i>L4</i>
<i>N=0</i>	1.163	N/A	1.123	1.401	0.249	0.510	0.785	0.088	0.014	0.047	0.008
<i>N=0.14</i>	0.910	N/A	1.028	0.206	0.028	0.505	0.455	0.000	0.031	0.453	0.121
<i>N=0.29</i>	0.844	N/A	0.986	0.212	0.041	0.274	0.530	0.000	0.020	0.838	0.053
<i>N=0.43</i>	1.123	N/A	0.914	0.213	0.025	0.667	0.560	0.000	0.033	0.395	0.011
<i>N=0.58</i>	1.200	N/A	0.890	0.230	0.011	0.759	0.608	0.006	0.028	0.416	0.026
<i>N=0.72</i>	1.164	N/A	0.879	0.251	0.021	0.595	0.718	0.001	0.033	0.331	0.064
<i>N=0.87</i>	1.052	N/A	1.574	0.022	0.286	1.199	1.304	0.000	0.050	0.445	0.025
<i>P=0</i>	0.254	N/A	1.312	0.727	0.197	1.191	1.421	0.024	0.026	1.070	0.336

Fonte: Autor.

Na Tabela 11 apresenta-se o total de casos considerados: os casos 1 a 22 são os efeitos principais, já considerados, mais os casos cruzados 23 a 45. Considera-se apenas a combinação de dois parâmetros por configuração. A escolha dos efeitos cruzados a serem avaliados tenta associar geometrias que se traduzam em efeitos significativos. Análises são priorizadas para combinações de afunilamento para todas as possíveis variações extremas (Casos 23 até 26). Casos 27 até 30 avaliam a interação dos afunilamentos com o passo e ângulo de flanco. Os casos seguintes consideram combinações entre afunilamentos,

comprimento de rosca, passo, ângulo de flanco, variação negativa do diâmetro de acoplamento (a sensibilidade S para $-W$ é relevante); algumas análises consideram a variação positiva do diâmetro Q , pois sua sensibilidade é muito grande para $N = 0$. A análise 43 busca verificar a interação dos diâmetros externos do revestimento e do acoplamento. Os casos 44 e 45 pretendem verificar a combinação dos piores efeitos principais: diminuição da espessura ($-T$) e dos extremos de afunilamentos: $+CT$, $-PT$. A escolha dos efeitos cruzados foi feita de forma manual, mas metodologias PCA (*Principal Component Analysis*) poderiam auxiliar na automatização e aprimoramento da escolha de efeitos cruzados em futuras pesquisas (JOLLIFFE, 2002).

Tabela 11. Casos de geometria considerados na análise completa com efeitos cruzados.

Caso	Variação	Caso	Variação	Caso	Variação
1	<i>Nominal</i>	16	$+CH$	31	$+CT -L4$
2	$-W$	17	$-CA$	32	$-PT -L4$
3	$+W$	18	$+CA$	33	$+p -FA$
4	$+Q$	19	$-p$	34	$+p -L4$
5	$-T$	20	$+p$	35	$-FA -L4$
6	$+T$	21	$-L4$	36	$-W +CT$
7	$-D$	22	$+L4$	37	$-W -PT$
8	$+D$	23	$+CT -PT$	38	$-W +Q$
9	$-CT$	24	$-CT +PT$	39	$-W -T$
10	$+CT$	25	$-CT -PT$	40	$+Q +CT$
11	$-PT$	26	$+CT +PT$	41	$+Q -PT$
12	$+PT$	27	$+CT +p$	42	$+Q -T$
13	$-FA$	28	$-PT +p$	43	$-D +W$
14	$+FA$	29	$+CT -FA$	44	$+CT -T$
15	$-CH$	30	$-PT -FA$	45	$-PT -T$

Fonte: Autor.

A adição de efeitos cruzados na abordagem direta do Capítulo 7 teria introduzido tendência nas distribuições de estanqueidade. Por exemplo: se fossem adicionadas amostras de combinações que ocasionem diminuição da estanqueidade, ocorreria um deslocamento das distribuições de resistência para a cauda inferior. Em consequência, na busca de métodos que permitam incluir estes efeitos, superfícies de resposta são estimadas na próxima seção através de regressão linear, com base na amostra de casos combinados e casos principais.

É necessário esclarecer porque não foi automatizado o processo de amostragem da estanqueidade através do acoplamento do modelo mecânico e a amostragem por Montecarlo das variáveis aleatórias: muitas das configurações geométricas sofreram problemas de convergência e soluções particulares foram requeridas para garantir a convergência dos MEF. Por exemplo, para alguns dos casos de afunilamentos incompatíveis, onde a interferência é variável, a discretização das superfícies escrava e mestre teve que ser minimamente modificada para garantir a convergência (em relação à Figura 17). Além disso, zonas com grande concentração de tensões, como a aresta entre o chanfro e a entrada no primeiro vale do fim do pino, apresentavam dificuldades para a solução da interferência. Pequenas variações na altura do chanfro do pino tiveram que ser feitas para tentar minimizar a penetração da aresta. Estas dificuldades de convergência específicas para vários dos 22 casos principais avaliados indicam que a automatização para n casos poderia ter sido inviável. Adicionalmente, para o caso de afunilamentos incompatíveis, a montagem requer a correção da posição de aperto manual como descrito no Capítulo 3, sendo necessária a modificação de toda a geometria da rosca do pino; pois as correções horizontais da posição de aperto manual não são múltiplos do passo (p). Por estes motivos, optou-se por considerar algumas configurações de relevância (efeitos principais e combinados estabelecidos) e sobre as amostras de estanqueidade, desenvolver superfícies de resposta que possam ser acopladas com amostragem de Montecarlo das variáveis aleatórias, e assim evitar possíveis problemas de convergência dos MEF.

8.2 Meta-modelos de estanqueidade

A amostra de estanqueidade dos casos principais e cruzados é usada para construir metamodelos de resistência. O objetivo de construir metamodelos de estanqueidade é contar com superfícies de resposta para avaliar a estanqueidade em função de valores arbitrários das variáveis aleatórias \mathbf{X} . Estas superfícies de resposta são construídas para os valores N predeterminados (Equação 10) e para $P = 0$. Adicional à exclusão dos pontos dispersos de PCFO para $N > 0.87$, na construção das superfícies de resposta exclui-se a amostra de estanqueidade fornecida pelos casos 44 e 45. A perda do comprimento em contato para estes

casos de carga ocorre numa carga axial menor que $N = 0.87$. Em consequência, a estanqueidade dos casos 44 e 45 faltaria no conjunto de amostras $N_7 = 0.87$. Por conveniência, excluem-se os casos 44 e 45 no processo de construção das superfícies de resposta; no entanto, posteriormente se verifica se as superfícies de resposta se ajustam adequadamente à estanqueidade dos casos 44 e 45.

O modelo de regressão multilinear é da forma:

$$[X]\{b\}_i = \{M\}'_i \quad (18)$$

onde $[X]$ é a matriz de entrada da geometria, $\{b\}_i$ são os coeficientes de regressão, e $\{M\}'_i$ o metamodelo de estanqueidade para N_i ($i = 1, \dots, 7$) e para $P = 0$ ($i = 8$). Para o cálculo dos coeficientes de regressão, $\{b\}_i$, se empregam as observações de estanqueidade fornecidas pelos MEF, denotadas como $\{M\}_i$ ($i = 1, \dots, 8$) e a matriz de casos experimentais denotada $[X]_{casos}$. A matriz $[X]_{casos}$ é apresentada na Tabela 12.

Tabela 12. Matriz de regressão de casos das variáveis aleatórias, $[X]_{\text{casos}}$.

Caso	Variáveis aleatórias X											
	X_1 W	X_2 Q	X_3 T	X_4 D	X_5 CT	X_6 PT	X_7 FA	X_8 CH	X_9 CA	X_{10} p	X_{11} $L4$	
1	Nominal	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
2	-W	0.99	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
3	+W	1.01	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
4	+Q	1	1.00554	1	1	1	1	1	1	1	1	1
5	-T	1	1	0.875	1	1	1	1	1	1	1	1
6	+T	1	1	1.125	1	1	1	1	1	1	1	1
7	-D	1	1	1	0.995	1	1	1	1	1	1	1
8	+D	1	1	1	1.01	1	1	1	1	1	1	1
9	-CT	1	1	1	1	0.9584	1	1	1	1	1	1
10	+CT	1	1	1	1	1.0832	1	1	1	1	1	1
11	-PT	1	1	1	1	1	0.9584	1	1	1	1	1
12	+PT	1	1	1	1	1	1.0832	1	1	1	1	1
13	-FA	1	1	1	1	1	1	0.975	1	1	1	1
14	+FA	1	1	1	1	1	1	1.025	1	1	1	1
15	-CH	1	1	1	1	1	1	1	0.91667	1	1	1
16	+CH	1	1	1	1	1	1	1	1.08333	1	1	1
17	-CA	1	1	1	1	1	1	1	1	0.8	1	1
18	+CA	1	1	1	1	1	1	1	1	1.2	1	1
19	-p	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.976	1
20	+p	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1.024	1
21	-L4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	0.96429
22	+L4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1.03571
23	+CT -PT	1	1	1	1	1.0832	0.9584	1	1	1	1	1
24	-CT +PT	1	1	1	1	0.9584	1.0832	1	1	1	1	1
25	-CT -PT	1	1	1	1	0.9584	0.9584	1	1	1	1	1
26	+CT +PT	1	1	1	1	1.0832	1.0832	1	1	1	1	1
27	+CT +p	1	1	1	1	1.0832	1	1	1	1	1.024	1
28	-PT +p	1	1	1	1	1	0.9584	1	1	1	1.024	1
29	+CT -FA	1	1	1	1	1.0832	1	0.975	1	1	1	1
30	-PT -FA	1	1	1	1	1	0.9584	0.975	1	1	1	1
31	+CT -L4	1	1	1	1	1.0832	1	1	1	1	1	0.96429
32	-PT -L4	1	1	1	1	1	0.9584	1	1	1	1	0.96429
33	+p -FA	1	1	1	1	1	1	0.975	1	1	1.024	1
34	+p -L4	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1.024	0.96429
35	-FA -L4	1	1	1	1	1	1	0.975	1	1	1	0.96429
36	-W +CT	0.99	1	1	1	1.0832	1	1	1	1	1	1
37	-W -PT	0.99	1	1	1	1	0.9584	1	1	1	1	1
38	-W +Q	0.99	1.00554	1	1	1	1	1	1	1	1	1
39	-W -T	0.99	1	0.875	1	1	1	1	1	1	1	1
40	+Q +CT	1	1.00554	1	1	1.0832	1	1	1	1	1	1
41	+Q -PT	1	1.00554	1	1	1	0.9584	1	1	1	1	1
42	+Q +T	1	1.00554	0.875	1	1	1	1	1	1	1	1
43	-D +W	1.01	1	1	0.995	1	1	1	1	1	1	1

Fonte: Autor.

A Tabela 13 mostra a estanqueidade dos casos 1 até 43, obtidos através dos MEF para todo N e para $P = 0$, isto é, as observações $\{M\}_i$. Cada coluna corresponde aos conjuntos de amostras de estanqueidades e cada linha possui os valores discretos que definem a envoltória de estanqueidade para cada configuração geométrica.

Tabela 13. Estanqueidades (pressão adimensional) estimadas para os casos 1 a 43. $\{M\}_i$.

Caso	$N=0$	$N=0.14$	$N=0.29$	$N=0.43$	$N=0.58$	$N=0.72$	$N=0.87$	$P=0$	
1	Nominal	0.78487	0.70879	0.65865	0.62282	0.59047	0.56350	0.54876	1.07629
2	-W	0.77324	0.69969	0.65020	0.61159	0.57847	0.55187	0.53824	1.07883
3	+W	0.78019	0.71540	0.66515	0.63237	0.60192	0.57528	0.56008	1.07795
4	+Q	0.77506	0.70565	0.65550	0.61923	0.58688	0.56025	0.54642	1.07545
5	-T	0.64452	0.58032	0.53538	0.50852	0.47927	0.45358	0.35204	0.91234
6	+T	0.90874	0.83726	0.78351	0.74490	0.69769	0.66547	0.63852	1.26729
7	-D	0.77787	0.70982	0.65971	0.62389	0.59162	0.56476	0.54887	1.07266
8	+D	0.77805	0.70799	0.65762	0.62125	0.58863	0.56133	0.54726	1.07995
9	-CT	0.77453	0.70997	0.66035	0.62384	0.59000	0.56265	0.53688	1.08448
10	+CT	0.68482	0.63847	0.60706	0.55909	0.52560	0.49595	0.45684	0.99353
11	-PT	0.76366	0.68780	0.64723	0.59506	0.55890	0.53875	0.49888	1.02676
12	+PT	0.73009	0.67311	0.62596	0.59454	0.56397	0.53830	0.51231	1.08303
13	-FA	0.76524	0.69742	0.64539	0.60882	0.57528	0.54556	0.51615	1.04076
14	+FA	0.78416	0.71411	0.66605	0.63160	0.59976	0.57341	0.55110	1.11947
15	-CH	0.77754	0.70878	0.65861	0.62281	0.59000	0.56344	0.54873	1.07428
16	+CH	0.77334	0.69373	0.65180	0.60508	0.57155	0.54114	0.52460	1.07830
17	-CA	0.78205	0.70256	0.66264	0.61625	0.58491	0.55698	0.53869	1.08154
18	+CA	0.78283	0.71212	0.66299	0.62543	0.59274	0.56564	0.54009	1.09757
19	-p	0.78599	0.71967	0.67877	0.63231	0.60046	0.57144	0.55944	1.10198
20	+p	0.75013	0.68194	0.63309	0.59968	0.56938	0.54395	0.51873	1.11072
21	-L4	0.78514	0.71312	0.66053	0.62323	0.58953	0.56123	0.54787	1.06429
22	+L4	0.76928	0.70286	0.65495	0.62029	0.57618	0.56301	0.54690	1.09258
23	+CT-PT	0.68080	0.61792	0.58254	0.52947	0.49026	0.44723	0.40874	0.95304
24	-CT+PT	0.58708	0.54967	0.49897	0.48787	0.44298	0.38467	0.36382	1.05183
25	-CT-PT	0.76761	0.69385	0.64206	0.60675	0.55574	0.53741	0.51341	1.07574
26	+CT+PT	0.77624	0.70021	0.65624	0.61902	0.58675	0.56050	0.53753	1.06933
27	+CT+p	0.70878	0.65441	0.60521	0.56993	0.52249	0.49220	0.44848	1.02787
28	-PT+p	0.75521	0.68164	0.62901	0.59032	0.55425	0.52172	0.48955	1.05866
29	+CT-FA	0.69587	0.63080	0.60773	0.56296	0.52113	0.47233	0.43958	0.97194
30	-PT-FA	0.74766	0.68588	0.63097	0.59090	0.55312	0.53059	0.49065	1.00106
31	+CT-L4	0.73792	0.67997	0.64072	0.59457	0.55830	0.52294	0.47801	0.98646
32	-PT-L4	0.77398	0.70614	0.65895	0.60878	0.56982	0.53723	0.51503	1.01755
33	+p-FA	0.72575	0.63913	0.59626	0.55897	0.52816	0.51201	0.49183	1.07673
34	+p-L4	0.77909	0.69386	0.64837	0.61015	0.57868	0.55392	0.53418	1.09820
35	-FA-L4	0.79197	0.72313	0.67305	0.63225	0.59755	0.57895	0.54582	1.03220
36	-W+CT	0.67588	0.64789	0.59835	0.56813	0.53048	0.49650	0.46167	0.99542
37	-W-PT	0.73428	0.67977	0.63867	0.58687	0.54870	0.52725	0.48789	1.02930
38	-W+Q	0.77224	0.69522	0.64575	0.60662	0.57318	0.54633	0.53374	1.07956
39	-W-T	0.63978	0.57245	0.53205	0.49759	0.46838	0.44471	0.34637	0.89093
40	+Q+CT	0.68353	0.63667	0.60484	0.55675	0.52253	0.49301	0.45456	0.99665
41	+Q-PT	0.76096	0.69714	0.64408	0.60428	0.56713	0.53582	0.49675	1.02954
42	+Q-T	0.64387	0.57771	0.53933	0.50598	0.47706	0.45204	0.35071	0.89088
43	-D+W	0.79117	0.72011	0.67576	0.63240	0.60178	0.58308	0.55875	1.07257

Fonte: Autor.

Os resultados apresentados neste capítulo são obtidos com o modelo que melhor se adaptou ao comportamento da estanqueidade. No entanto, foram testados vários modelos para desenvolver os metamodelos da estanqueidade, os quais são discutidos a seguir. O

ajuste multilinear para todos os modelos testados foi obtido através do método de mínimos quadrados.

O modelo de efeitos principais foi o primeiro a ser testado. Este modelo considera contribuições lineares das variáveis aleatórias à estanqueidade:

$$M'(\mathbf{X}) = b_0 + \sum_i^{11} b_i X_i \quad (19)$$

Verificou-se que o modelo de efeitos principais gera um ajuste pobre, especialmente para os casos que incluem variação da espessura (T), afunilamento do acoplamento (CT) e afunilamento do pino (PT). Como a espessura produz o maior intervalo de possíveis resistências, tentou-se adicionar um termo quadrático da espessura (T^2) ao modelo de efeitos principais (equação 19). A adição de T^2 melhorou significativamente o ajuste nos casos que envolvem a espessura. No entanto, os casos com afunilamentos incompatíveis ainda apresentavam erros grandes com respeito ao ajuste. Verificou-se que a adição dos efeitos quadráticos (CT^2, PT^2) e a adição do termo cruzado $CT \cdot PT$ melhorava o ajuste, ainda que não de forma aceitável em termos do erro, para os casos envolvendo afunilamento.

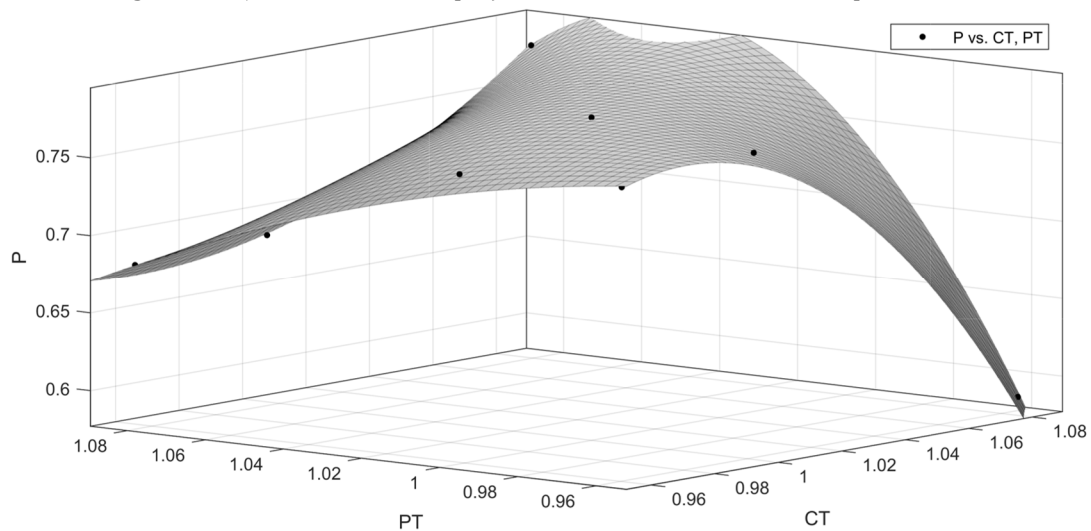
Para ilustrar como se chegou aos termos de interação do afunilamento, verificou-se o ajuste do seguinte modelo, unicamente para os casos 1, 9-12, e 23-26:

$$M''(\mathbf{X}) = b_0 + b_1 CT + b_2 PT + b_3 CT^2 + b_4 PT^2 + b_5 CT \cdot PT^2 + b_6 CT^2 \cdot PT \quad (20)$$

Os casos 9-12 e 23-26 avaliam a estanqueidade para todas as possíveis combinações extremas de afunilamento; o caso 1 é incluído pois corresponde à resposta nominal. A Figura 40 mostra o ajuste do modelo (Equação 20) para os casos 1, 9-12 e 23-26, em $N = 0$. Graficamente, o modelo ajusta-se bem aos dados. O coeficiente de determinação é $R^2 = 0.9941$, o que estatisticamente demonstra uma boa qualidade do ajuste. Em consequência, verifica-se que o comportamento da estanqueidade em função das combinações de afunilamento é altamente não linear. Adicionalmente, verifica-se que os termos quadráticos (CT^2, PT^2) e de interação ($CT \cdot PT^2, CT^2 \cdot PT$) do submodelo (Equação 20) representam de

forma suave as possíveis combinações intermédias do afinilamento. Em outras palavras: verifica-se que não ocorre sobre-ajuste. A verificação do ajuste do submodelo da Equação (20) foi validado para todos os valores de N e para o conjunto $P = 0$; a qualidade do ajuste foi tão boa como para o ajuste $N = 0$. Consequentemente, assumindo que o comportamento das variações do afinilamento seja replicado pelo submodelo proposto na Equação (20), adicionam-se os termos $CT^2, PT^2, CT \cdot PT^2, CT^2 \cdot PT$ ao modelo de efeitos principais (Equação 19).

Figura 40. Ajuste do modelo equação 20 nos casos 1, 9-12, 23-26, para $N = 0$.



Fonte: Autor.

O modelo final proposto para o ajuste multilinear, para todo N_i , ($i = 1, \dots, 7$), é:

$$M'_i(\mathbf{X}) = P_i(\mathbf{X}) = b_0 + \sum_i^{11} b_i X_i + b_{12} T^2 + b_{13} CT^2 + b_{14} PT^2 + b_{15} CT \cdot PT^2 + b_{16} CT^2 \cdot PT \quad (21)$$

Analogamente, para $P = 0$ e $i = 8$, o modelo de regressão é:

$$M'_8(\mathbf{X}) = N_8 = b_0 + \sum_i^{11} b_i X_i + b_{12} T^2 + b_{13} CT^2 + b_{14} PT^2 + b_{15} CT \cdot PT^2 + b_{16} CT^2 \cdot PT \quad (22)$$

Os primeiros sete modelos $M_i'(i = 1, \dots, 7)$ fornecem a pressão resistente em função dos parâmetros geométricos $P(\mathbf{X})$; enquanto M_8' fornece as cargas axiais $N_8(\mathbf{X})$ para $P = 0$.

A estanqueidade para os casos 1 a 43 é ajustada com os modelos propostos (Equações 21 e 22). A Tabela 14 mostra os coeficientes das superfícies de resposta, estimados através de mínimos quadrados (MONTGOMERY; PECK; VINING, 2012). Dos coeficientes de regressão, infere-se que a contribuição do ângulo de escareado (CA) é muito baixa. Este resultado é esperado, pois a influência do parâmetro na resistência é muito baixa.

Tabela 14. Coeficientes de regressão dos modelos de estanqueidade.

Termo	b_i	$N=0$	$N=0.14$	$N=0.29$	$N=0.43$	$N=0.58$	$N=0.72$	$N=0.87$	$P=0$
Interseção	b_0	-9.711	-7.775	-7.706	-7.568	-10.896	-11.728	-18.456	-11.836
W	b_1	1.133	0.866	0.993	1.002	1.074	1.045	0.919	0.161
Q	b_2	-0.495	-0.615	-0.667	-0.690	-0.443	-0.541	-0.493	-1.057
T	b_3	0.929	0.742	0.666	0.165	0.794	1.223	7.288	1.287
D	b_4	-0.053	-0.176	-0.343	-0.126	-0.180	-0.491	-0.130	0.543
CT	b_5	-130.749	-77.034	-78.441	-61.395	-72.806	-91.595	-112.035	-50.193
PT	b_6	158.648	100.676	102.018	83.865	100.837	123.038	150.284	72.827
FA	b_7	0.502	0.595	0.537	0.556	0.594	0.573	0.724	1.366
CH	b_8	-0.025	-0.090	-0.041	-0.106	-0.111	-0.134	-0.145	0.024
CA	b_9	0.002	0.024	0.001	0.023	0.020	0.022	0.004	0.040
p	b_{10}	-0.601	-0.878	-1.011	-0.792	-0.810	-0.711	-0.834	0.802
$L4$	b_{11}	-0.525	-0.430	-0.404	-0.319	-0.380	-0.300	-0.284	0.380
T^2	b_{12}	0.058	0.142	0.154	0.390	0.040	-0.190	-3.074	0.090
CT^2	b_{13}	131.655	77.946	79.349	61.446	74.720	93.270	114.262	50.092
PT^2	b_{14}	-158.764	-100.362	-101.189	-82.266	-98.456	-121.076	-146.102	-67.717
$CT PT^2$	b_{15}	150.211	93.013	93.658	74.408	89.765	111.230	133.809	59.109
$CT^2 PT$	b_{16}	-141.437	-85.937	-86.914	-67.972	-83.174	-103.072	-125.192	-54.836

Fonte: Autor.

A Tabela 15 mostra os parâmetros de qualidade do ajuste das superfícies de resposta. O coeficiente de determinação perto da unidade indica que os modelos representam a variabilidade das amostras. As estatísticas F grandes e p aproximadamente zero, indicam que os modelos são significativos para um nível de significância de 5%. Adicionalmente, o erro da variância é muito próximo de zero, indicando um bom ajuste para todos os casos N e para $P = 0$.

Tabela 15. Qualidade do ajuste das superfícies de resposta.

	R^2	Estatística F	Valor p	Erro estimado da variância
$N=0$	0.9726	57.69	3.2E-16	1.4E-04
$N=0.14$	0.9630	42.29	1.5E-14	1.5E-04
$N=0.29$	0.9706	53.74	7.7E-16	1.1E-04
$N=0.43$	0.9657	45.69	5.7E-15	1.1E-04
$N=0.58$	0.9692	51.10	1.4E-15	1.0E-04
$N=0.72$	0.9655	45.44	6.1E-15	1.3E-04
$N=0.87$	0.9895	152.46	1.4E-21	6.8E-05
$P=0$	0.9824	90.81	1.1E-18	1.2E-04

Fonte: Autor.

Tendo as superfícies de resposta, é possível avaliar o ajuste para os casos 44 e 45 que previamente foram desconsiderados. Os valores discretos de estanqueidade para os casos 44 e 45 são apresentados na Tabela 16. Para verificar o ajuste, uma medida de erro percentual pode ser estimada como:

$$erro(\mathbf{X}) = \left| \frac{M(\mathbf{X}) - M'(\mathbf{X})}{M(\mathbf{X})} \right| * 100 (\%) \quad (23)$$

onde $M(\mathbf{X})$ são as observações de estanqueidade obtidas através dos MEF e a predição $M'(\mathbf{X})$ do ajuste avaliado na matriz de casos geométricos $[X]_{casos}$. A Tabela 17 apresenta os erros estimados (Equação 23) para todos os N e $P = 0$ casos.

Tabela 16. Estanqueidade fornecida pelos modelos MEF para os casos geométricos 44 e 45.

Caso	$N=0$	$N=0.14$	$N=0.29$	$N=0.43$	$N=0.58$	$N=0.72$	$P=0$
44 +CT -T	0.5907	0.5374	0.5007	0.4663	0.4241	0.3859	0.8204
45 -PT -T	0.6338	0.5707	0.5235	0.4860	0.4596	0.4212	0.8483

Fonte: Autor.

Tabela 17. Erro percentual entre observações dos modelos de MEF e predição dos modelos $M'(X)$.

Caso	$N=0$	$N=0.14$	$N=0.29$	$N=0.43$	$N=0.58$	$N=0.72$	$N=0.87$	$P=0$
1 <i>Nominal</i>	0.9815	0.2755	0.1165	0.3446	0.4403	0.0892	0.8427	0.5772
2 <i>-W</i>	0.9563	0.2164	0.1115	0.1531	0.2321	0.1240	0.6119	0.1912
3 <i>+W</i>	1.0646	0.0138	0.6314	0.2645	0.5492	0.3169	1.2076	0.5726
4 <i>+Q</i>	0.0820	0.3154	0.0335	0.3827	0.2492	0.0450	0.9191	0.1116
5 <i>-T</i>	0.4484	0.0907	0.8873	0.0245	0.0070	0.2241	0.4663	1.2932
6 <i>+T</i>	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000	0.0000
7 <i>-D</i>	0.0553	0.2957	0.2155	0.4136	0.4817	0.1235	0.7439	0.6650
8 <i>+D</i>	0.1822	0.4115	0.2492	0.2942	0.4351	0.5771	0.8095	0.7394
9 <i>-CT</i>	1.2966	2.3678	2.6691	2.0520	3.1991	3.1803	1.5060	1.2572
10 <i>+CT</i>	2.3554	1.9948	1.1837	2.3417	1.5204	0.3571	0.9821	0.8543
11 <i>-PT</i>	0.7412	0.6652	0.3917	0.7963	0.4042	0.7706	0.5768	0.8421
12 <i>+PT</i>	0.4625	2.0271	2.4463	2.3041	2.2911	3.8507	2.1587	0.3958
13 <i>-FA</i>	0.0811	0.7828	0.0919	0.3357	0.3943	0.5718	1.9171	0.7301
14 <i>+FA</i>	0.7083	1.0652	1.0208	0.4719	0.4954	0.6835	2.0179	0.2513
15 <i>-CH</i>	0.2221	0.7875	0.6390	1.0810	1.2026	1.9014	1.3614	0.5782
16 <i>+CH</i>	0.2234	0.8046	0.6457	1.1127	1.2414	1.9798	1.4241	0.5761
17 <i>-CA</i>	0.6737	0.0712	0.5131	0.0259	0.1633	0.3044	0.8806	0.6521
18 <i>+CA</i>	0.6730	0.0703	0.5129	0.0255	0.1611	0.2997	0.8783	0.6426
19 <i>-p</i>	0.7121	1.1440	0.7244	1.1679	1.1431	1.5076	0.8411	3.5138
20 <i>+p</i>	1.6825	0.5614	0.3247	0.3309	0.1690	0.3665	1.0401	0.8074
21 <i>-L4</i>	1.3727	1.2713	2.0156	1.4165	2.0229	2.2256	1.1671	0.4367
22 <i>+L4</i>	1.4116	1.6174	1.5219	1.7710	0.3291	1.9064	2.3569	0.3198
23 <i>+CT-PT</i>	0.3822	1.2914	1.5145	1.4310	1.6055	2.5283	1.4378	0.3565
24 <i>-CT+PT</i>	0.4432	1.4517	1.7682	1.5530	1.7769	2.9394	1.6154	0.3230
25 <i>-CT-PT</i>	0.9693	1.2728	1.3709	0.8611	1.9799	1.2256	0.4301	0.9516
26 <i>+CT+PT</i>	0.0998	0.8090	0.9889	0.9890	0.8606	1.6807	0.9641	0.0832
27 <i>+CT+p</i>	3.1387	3.7086	2.5160	2.9402	1.5995	2.3450	1.5968	0.6425
28 <i>-PT+p</i>	1.5401	1.5164	1.3639	1.6146	2.2632	0.8016	1.5934	0.3785
29 <i>+CT-FA</i>	1.0733	0.8760	1.1379	0.8299	0.4610	2.3428	0.8325	0.4189
30 <i>-PT-FA</i>	0.2952	1.2228	0.0470	0.8467	1.2317	1.9441	1.4228	0.0197
31 <i>+CT-L4</i>	2.4684	1.9742	1.8785	1.8512	1.9928	2.7730	1.3716	0.2016
32 <i>-PT-L4</i>	0.3577	0.2229	0.0270	0.3932	0.8649	1.5052	0.6103	0.4216
33 <i>+p-FA</i>	3.3685	4.9694	4.2696	5.1512	4.8097	3.8284	2.8875	0.8474
34 <i>+p-L4</i>	0.3088	1.0447	0.1865	0.4745	0.5745	0.4954	0.0131	0.9123
35 <i>-FA-L4</i>	1.0855	2.1895	1.8770	2.2293	1.8322	3.3774	1.7687	0.2506
36 <i>-W+CT</i>	2.0332	0.8243	0.9964	1.0505	1.4384	1.8589	2.0635	0.5003
37 <i>-W-PT</i>	1.6876	0.5796	0.6125	0.4950	0.3133	0.5888	0.9608	0.4366
38 <i>-W+Q</i>	1.1842	0.0657	0.0048	0.0360	0.2611	0.5892	0.2865	0.4190
39 <i>-W-T</i>	0.5774	0.0449	0.3487	0.2078	0.0384	0.1280	0.5426	0.8974
40 <i>+Q+CT</i>	2.1477	1.7478	0.9453	2.0859	1.6466	0.3463	0.8885	0.0496
41 <i>+Q-PT</i>	0.7496	1.1728	0.4772	1.3742	1.4856	0.7889	0.4579	0.0013
42 <i>+Q-T</i>	0.1249	0.0467	0.5368	0.2289	0.0447	0.0990	0.0678	0.4270
43 <i>-D+W</i>	0.3040	0.5176	0.6953	0.1700	0.3776	1.2308	0.8550	0.8239
44 <i>+CT-T</i>	3.2941	2.2691	1.1375	1.3144	0.2239	0.8717	N/A	0.0397
45 <i>-PT-T</i>	0.8815	0.7517	0.3639	0.3633	1.5295	1.1804	N/A	0.6008

Fonte: Autor.

Verifica-se que o erro máximo, estimado para os casos excluídos (44 e 45) é 3.29%, observado para o caso 44 em $N = 0$. Este erro é menor que o erro máximo encontrado para a amostra considerada de 5.15% para o caso 33 em $N = 0.44$. O erro para os casos 44 e 45 nos demais valores N e para $P = 0$ é baixo. Isto indica que o modelo é apto para predizer valores de estanqueidade menores do que $N = 0.87$ com boa precisão, quando a estanqueidade avaliada numa amostra aleatória \mathbf{X} assim o requeira. Os valores de erro mostram que as superfícies de resposta podem replicar valores de grande estanqueidade com uma precisão muito boa, como no caso 6 (que avalia $+T$), em que o erro estimado é aproximadamente zero.

8.3 Avaliação de envoltórias de estanqueidade

Da seção anterior, temos oito metamodelos de estanqueidade $M_i(\mathbf{X})$, ($i = 1, \dots, 8$), sete para as cargas axiais predeterminadas N_i , ($i = 1, \dots, 7$) e um para $P = 0$. O procedimento para a criação de envoltórias probabilísticas é similar ao procedimento apresentado no capítulo 7. Agora, a amostra de estanqueidade de tamanho n é gerada a partir da interação entre as superfícies de resposta da estanqueidade e a geração de amostras por Monte Carlo das variáveis aleatórias. A criação de envoltórias de estanqueidade segue os seguintes passos:

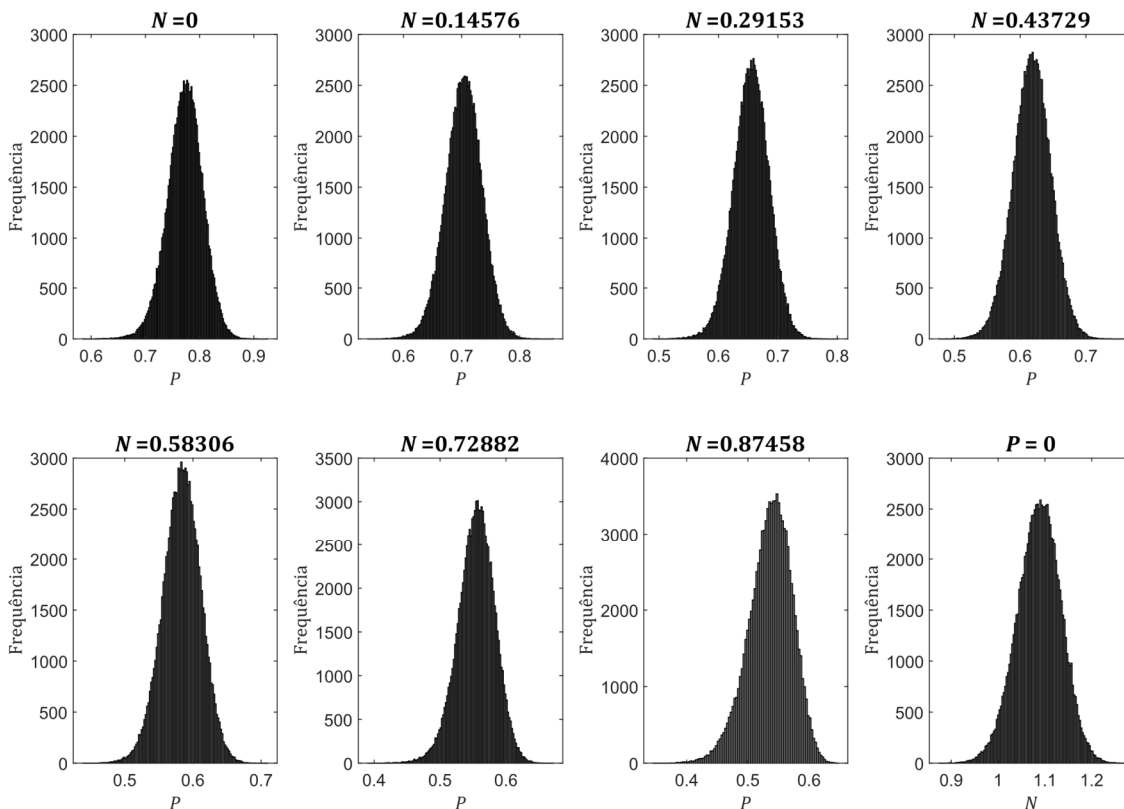
1. Gerar n amostras \mathbf{x} das variáveis aleatórias \mathbf{X} .
2. Avaliar as n amostras \mathbf{x} nos metamodelos $M_i(\mathbf{x})$, ($i = 1, \dots, 8$). Os metamodelos fornecem uma amostra de estanqueidade $\mathbf{LP} = \{LP_i\}$, ($i = 1, \dots, 8$) de tamanho n ; onde LP_i , ($i = 1, \dots, 7$) corresponde à amostra composta pelos valores N_i , ($i = 1, \dots, 7$) e LP_8 corresponde à amostra para LP_8 .
3. Ajustar distribuições de probabilidade contínuas - F_{Pk} , ($k = 1, \dots, 7$) para os N valores e F_N para $P = 0$ - à amostra de estanqueidade \mathbf{LP} .
4. Fixar valores de probabilidade de ocorrência da estanqueidade, pr .
5. Avaliar (n_k, p_k) como: $p_k = F_{Pk}^{-1}(pr)$ ($k = 1, \dots, 7$) associado a $n_k = N_k$ ($k = 1, \dots, 7$); e $n_8 = F_N^{-1}(pr)$ associado a $p_8 = 0$.

6. Construir as funções de regressão $P_l(N, pr_l)$, para $l = 1, \dots, L$ das envoltórias probabilísticas através de regressão em termos dos pontos (n, p) , variando pr no intervalo $0 < pr < 1$.

A seguir, apresentam-se os resultados do procedimento probabilístico.

Através das distribuições normais truncadas definidas no Capítulo 5, gera-se uma amostra por Simulação de Monte Carlo (SMC), de tamanho $n = 10^5$, das variáveis aleatórias listadas na Tabela 6. A amostragem é realizada assumindo independência entre as variáveis. Posteriormente, a amostra é avaliada nas superfícies de resposta da estanqueidade $M_i(\mathbf{X})$, ($i = 1, \dots, 8$) para os casos N e $P = 0$. A Figura 41 apresenta os histogramas de estanqueidade para os casos N e $P = 0$, construídos com as larguras de intervalo e limites apresentados na Tabela 18.

Figura 41. Histogramas de estanqueidade, obtidos por SMC e utilizando as superfícies de resposta.



Fonte: Autor.

Tabela 18. Larguras de intervalo e limites do histograma de estanqueidade.

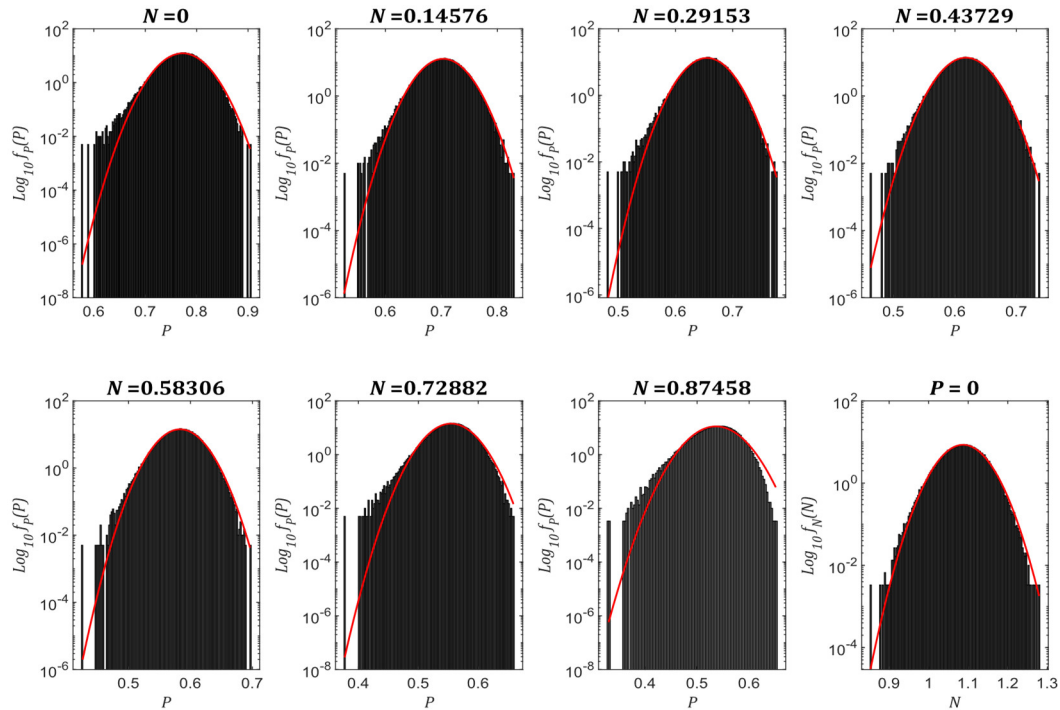
	$N=0$	$N=0.14$	$N=0.29$	$N=0.43$	$N=0.58$	$N=0.72$	$N=0.87$	$P=0$
Limite inferior	0.578	0.534	0.484	0.474	0.43	0.38	0.333	0.873
Limite superior	0.914	0.846	0.798	0.756	0.71	0.674	0.657	1.302
Largura intervalo	0.002	0.002	0.002	0.002	0.002	0.002	0.003	0.003

Fonte: Autor.

Os histogramas apresentam uma leve assimetria, especialmente acentuada no caso $N = 0.87$. Este comportamento particular da estanqueidade em $N=0.87$ se deve ao fato da mínima espessura admissível ($-T$) produzir uma queda súbita da estanqueidade, criando assim uma cauda inferior pronunciada.

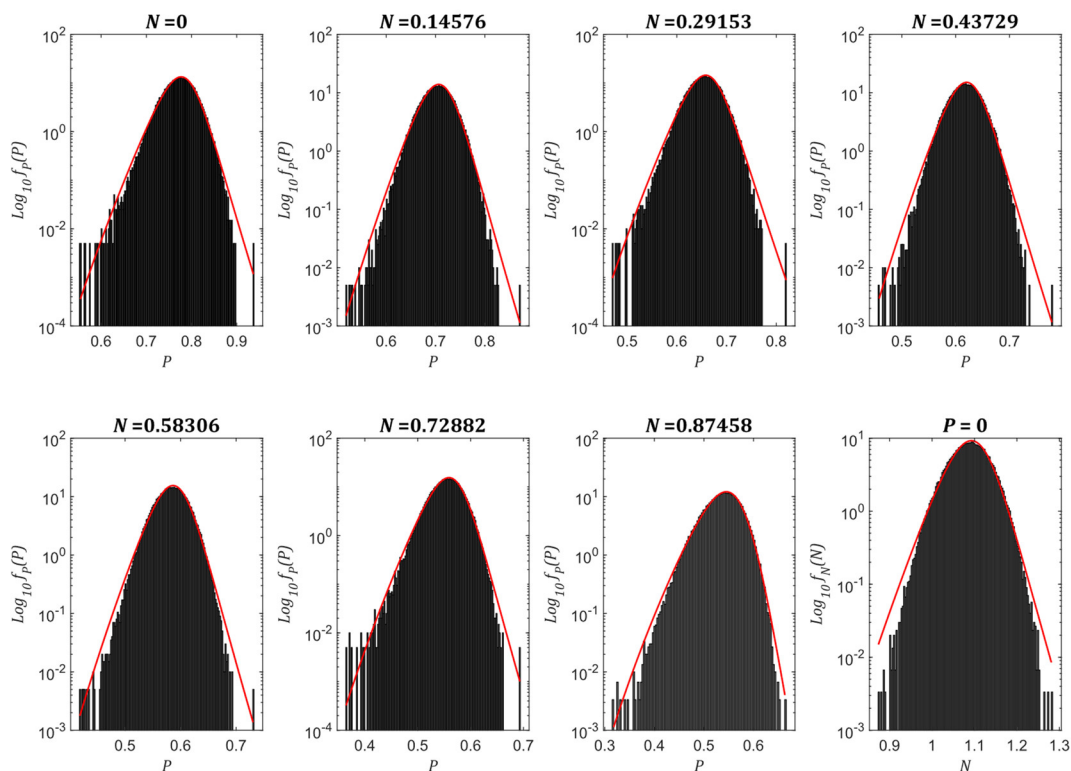
Diferentes tipos de distribuição foram testadas para escolher o melhor ajuste. O melhor ajuste se apresentou para duas distribuições: distribuição Normal e Burr. A distribuição Normal se ajusta muito bem ao centro do histograma de dados, porém a cauda subestima a distribuição de dados. Na Figura 42 apresenta-se o ajuste da função de densidade de probabilidade Normal e o histograma normalizado, plotado na escala logarítmica, onde verifica-se o efeito de subestimação da cauda inferior. Por outro lado, o ajuste Burr superestima a densidade de pontos no centro do histograma, mas o ajuste na cauda inferior é muito melhor, como mostra a Figura 43. O ajuste da cauda inferior é importante para o desenvolvimento de estatísticas da resistência, pois a ordem da probabilidade de falha é geralmente baixa para análises de confiabilidade estrutural. Por este motivo, escolhem-se distribuições Burr para o ajuste da amostra, para todos os valores N e $P = 0$. A escolha de distribuições Burr é vantajosa pois, diferentemente das distribuições normais, são definidas unicamente para valores positivos de P ou N . Em consequência, são coerentes com as variáveis físicas abordadas. A Figura 44 apresenta o ajuste da distribuição Burr para todos os casos N e para $P = 0$. Adicionalmente, a Figura 44 apresenta alguns valores da distribuição empírica acumulada da amostra de estanqueidade, sendo estes pontos estimados como: $F_{emp}(LP(\mathbf{X}_j)) = j/n$, para $LP(\mathbf{X}_j)$ ordenados em ordem crescente, e $j = (1, \dots, n)$. Verifica-se, na Figura 44, que as distribuições Burr se ajustam muito bem os valores de distribuição empírica acumulada. A Tabela 19 apresenta os parâmetros das distribuições Burr para uma amostra aleatória de tamanho $n = 10^5$.

Figura 42. Histogramas normalizados de estanqueidade. Ajuste Normal, escala Logarítmica.



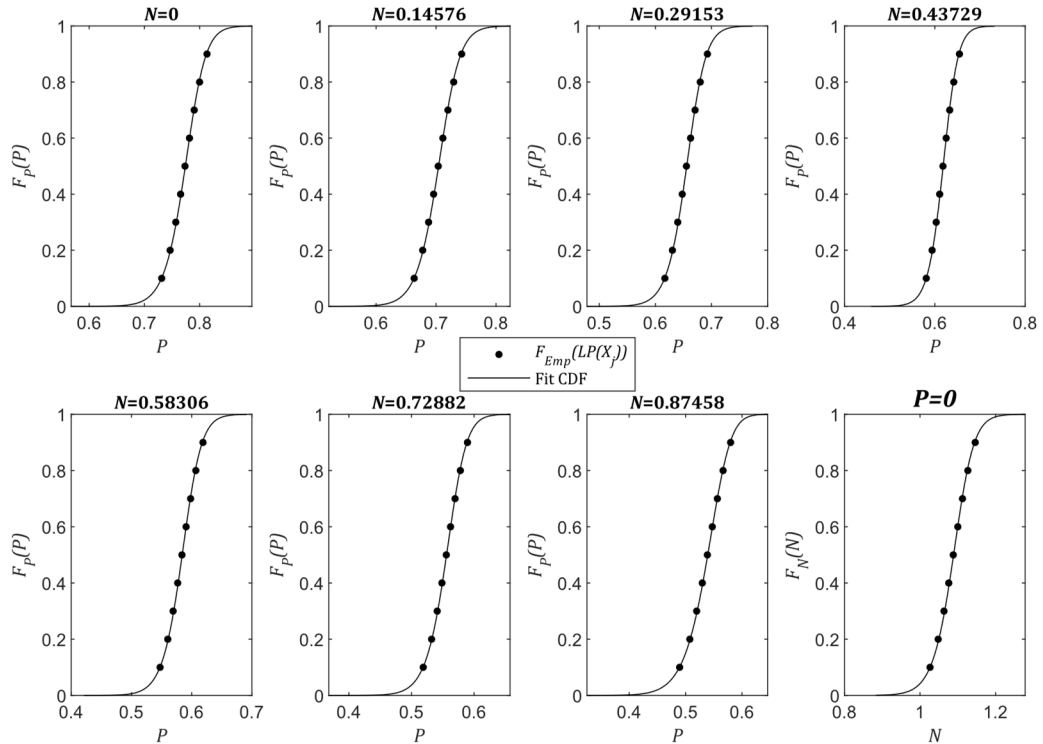
Fonte: Autor.

Figura 43. Histogramas normalizados de estanqueidade. Ajuste Burr, escala Logarítmica.



Fonte: Autor.

Figura 44. Funções de probabilidade empírica e ajustes Burr as amostras de estanqueidade.



Fonte: Autor.

Tabela 19. Parâmetros das distribuições Burr de estanqueidade.

N	Parâmetros distribuição Burr		
	β	α	k
0	0.7897	35.8892	1.7467
0.15	0.7164	34.6663	1.5799
0.29	0.6680	33.4609	1.6025
0.44	0.6282	33.4060	1.4876
0.58	0.5963	31.7408	1.6451
0.73	0.5729	29.1356	1.9836
0.87	0.5833	20.1799	3.7185
$P=0$	1.1088	35.3340	1.6451

Fonte: Autor.

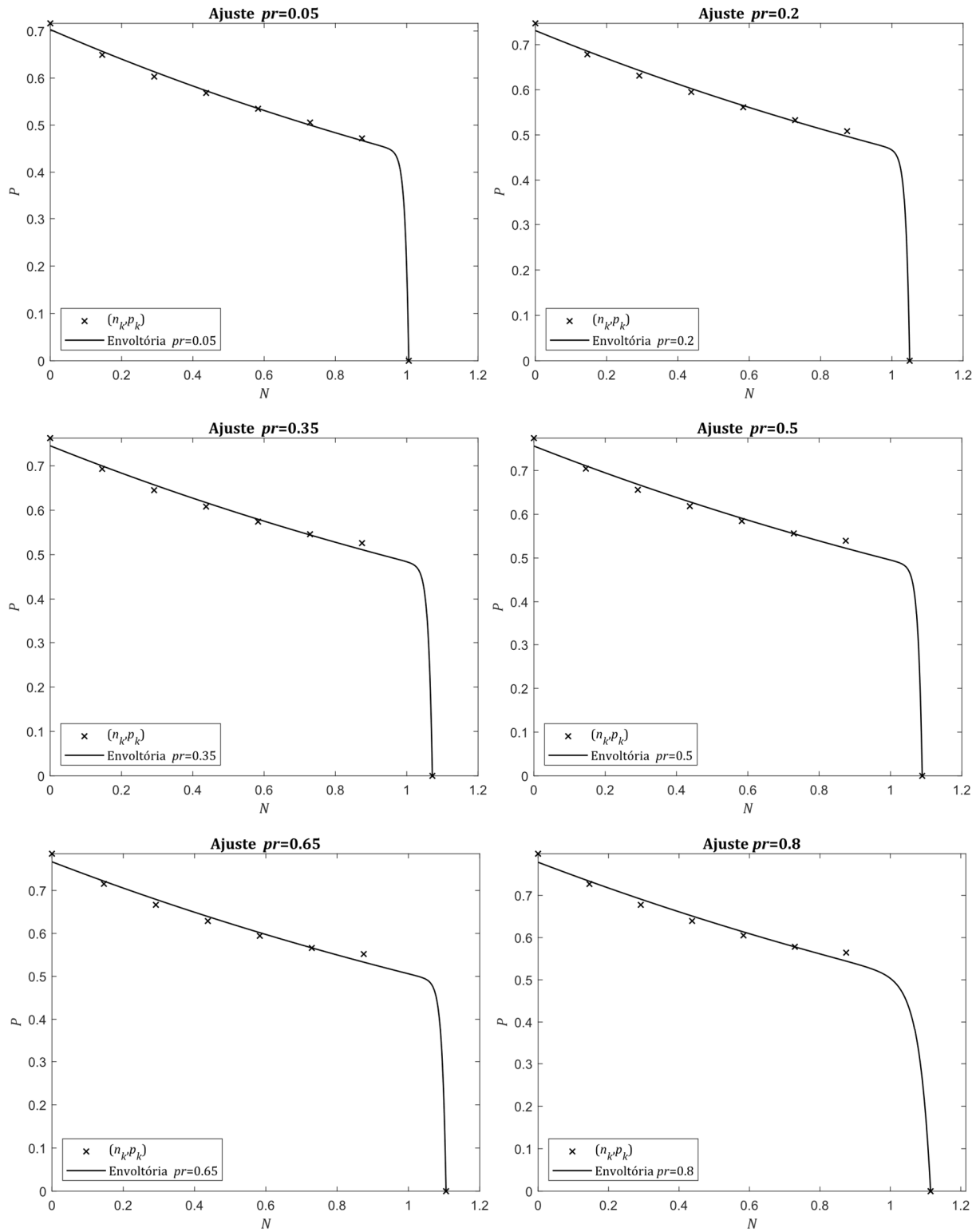
No capítulo anterior, funções compostas por dois termos exponenciais foram usadas para ajustar os dados das envoltórias probabilísticas. Entretanto, verificou-se que outro modelo pode ajustar melhor a estanqueidade na zona de fechamento da envoltória. Neste capítulo, escolhe-se uma função composta por um termo polinomial e um exponencial para o ajuste dos pontos (n_k, p_k) correspondentes à probabilidade p_r associada:

$$P(N) = a \cdot N^\varphi + b \cdot e^{c \cdot N} \quad (24)$$

onde $\{a, b, c\}$ são constantes do modelo a determinar por regressão, diminuindo assim uma constante em relação ao modelo exponencial duplo. No primeiro termo, φ é uma constante. Verificou-se que valores $\varphi < 100$ tendem a suavizar a queda de estanqueidade, enquanto $\varphi > 100$ faz com que a queda seja extremamente pronunciada. Diversas tentativas de ajuste foram feitas, encontrando que $\varphi = 100$ fornece um bom ajuste na região da queda abrupta de estanqueidade. Para verificar o ajuste do modelo, sete níveis de probabilidade são definidos $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Estimam-se os pontos de resistência equiprováveis avaliando a inversa das distribuições Burr e, posteriormente, ajusta-se o modelo proposto na Equação (24), usando o método de mínimos quadrados não linear. A Figura 45 apresenta as envoltórias de estanqueidade estimadas para os quantis de probabilidade $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$, junto com os pontos equiprováveis (n_k, p_k) . Visualmente, o modelo se ajusta bem aos pontos (n_k, p_k) , priorizando o ajuste na zona intermediária de carga axial, fato que é vantajoso, dado que espera-se que as conexões sejam projetadas para essa faixa de carga axial. Para $N = 0$, o modelo subestima a estanqueidade, similar aos resultados da abordagem direta. Para $N = 0.87$, o ajuste se afasta dos pontos conforme pr aumenta, subestimando a estanqueidade. A zona de queda tem um ajuste quase perfeito à carga de perda de comprimento em contato.

A Tabela 20 apresenta os coeficientes a, b, c do modelo e os parâmetros de qualidade do ajuste: soma de erro quadrado SSE ; coeficiente de determinação R^2 ; coeficiente de determinação ajustado aos graus de liberdade $R^2_{ajustado}$; e a raiz quadrada do erro $RMSE$. As estatísticas verificam que o modelo representa quase o total de variância dos dados e o modelo é adequado para prever valores de estanqueidade P para todo N dado.

Figura 45. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.



Fonte: Autor.

Figura 45 (continuação). Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.05, 0.2, 0.35, 0.5, 0.65, 0.8, 0.95\}$. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.

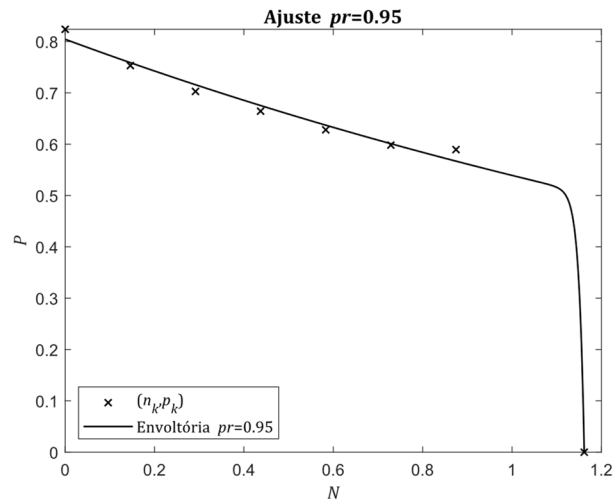


Tabela 20. Coeficientes do modelo e qualidade do ajuste. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.

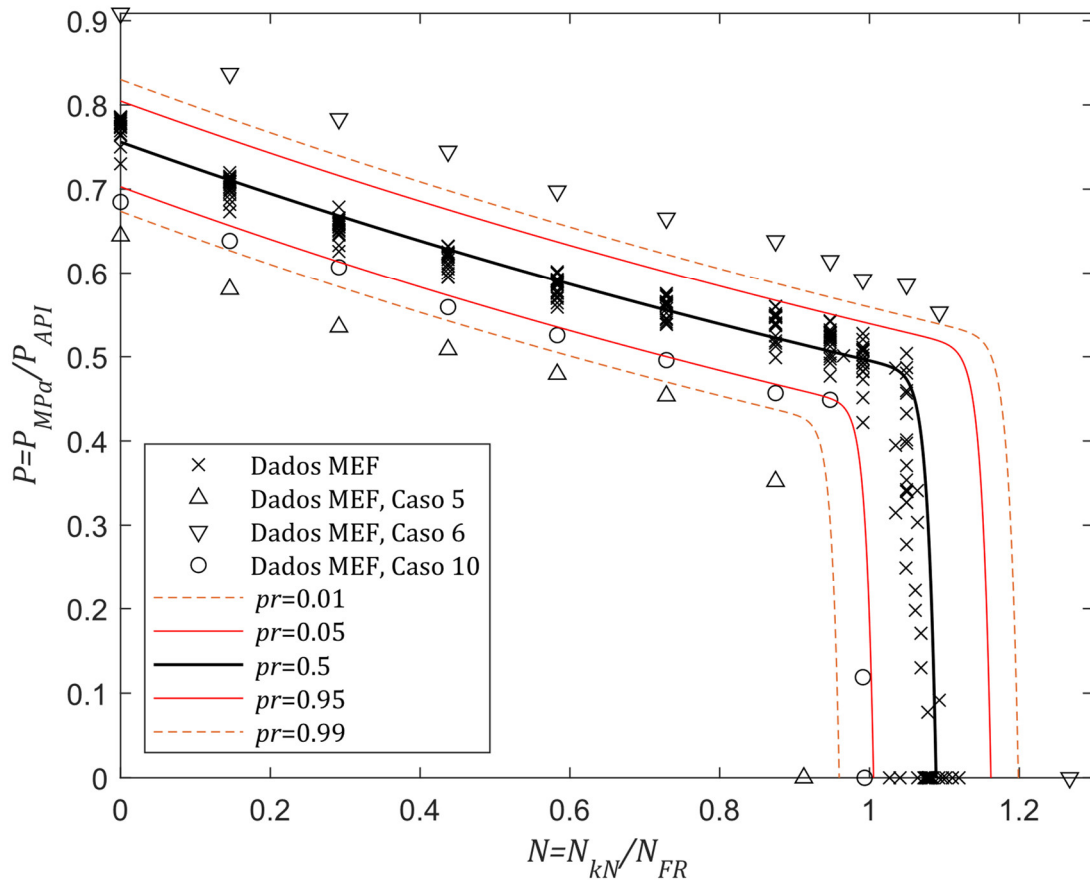
pr	Coeficientes de modelo			Qualidade do ajuste			
	a	b	c	SSE	R^2	R^2 ajustado	$RMSE$
0.05	-2.60E-01	0.7026	-0.4675	0.000	0.999	0.998	0.009
0.2	-3.58E-03	0.7310	-0.4423	0.001	0.998	0.998	0.011
0.35	-4.69E-04	0.7449	-0.4309	0.001	0.998	0.997	0.013
0.5	-9.74E-05	0.7559	-0.4228	0.001	0.998	0.997	0.014
0.65	-2.19E-05	0.7667	-0.4158	0.001	0.997	0.996	0.015
0.8	-3.86E-06	0.7795	-0.4089	0.001	0.997	0.996	0.015
0.95	-1.61E-07	0.8041	-0.3998	0.001	0.997	0.996	0.016

Fonte: Autor.

A Figura 46 apresenta as envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$, junto com a amostra de estanqueidade dos efeitos principais. Verifica-se que as envoltórias probabilísticas se ajustam bem à densidade da amostra e representam a aleatoriedade da estanqueidade da amostra para todo o intervalo de carga axial. Como na abordagem direta, a maior parte da amostra é contida no intervalo $pr = [0.05, 0.95]$. Três casos encontram-se fora deste intervalo: o primeiro correspondente ao caso 10 (+CT), que avalia o afunilamento do acoplamento na dimensão máxima. E os casos 5 e 6, que avaliam a espessura nos extremos das tolerâncias. Na abordagem direta, foi ajustada à amostra de efeitos principais uma

distribuição que subestimasse as caudas. Isto pelo fato que o maior intervalo de resistência possível é determinado pela espessura e a distribuição de espessura é estreita, segundo o valor COV fornecido pela API 5C3. Os resultados apresentados neste capítulo confirmam que a probabilidade de ocorrência dos casos 5 e 6 $(-T, +T)$ é muito baixa e verificam que a hipótese adotada no enfoque direto (Capítulo 7) foi válida para estimar uma aproximação dos resultados.

Figura 46. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ e amostra total dos efeitos principais. Abordagem com efeitos cruzados e utilizando superfícies de resposta.



Fonte: Autor.

Na Figura 46 observa-se uma divergência entre a envoltória $pr = 0.5$ e a densidade da amostra. Para valores intermédios de carga axial $0 < N < 0.87$ a mediana tende a superestimar a densidade da amostra de estanqueidade. Neste enfoque probabilístico, este efeito pode ser atribuído ao deslocamento da distribuição de probabilidade da espessura,

produzido por multiplicar sua média normalizada por um valor maior do que a unidade, segundo o especificado pela API 5C3. Em consequência, a distribuição de estanqueidade se desloca à direita, produzindo a diferença com respeito à densidade da amostra. O fato de que a indústria esteja superdimensionando a espessura na manufatura, como reportado nos testes do API 5C3, desloca as distribuições de estanqueidade para valores superiores; em consequência, contribui positivamente à segurança contra vazamentos.

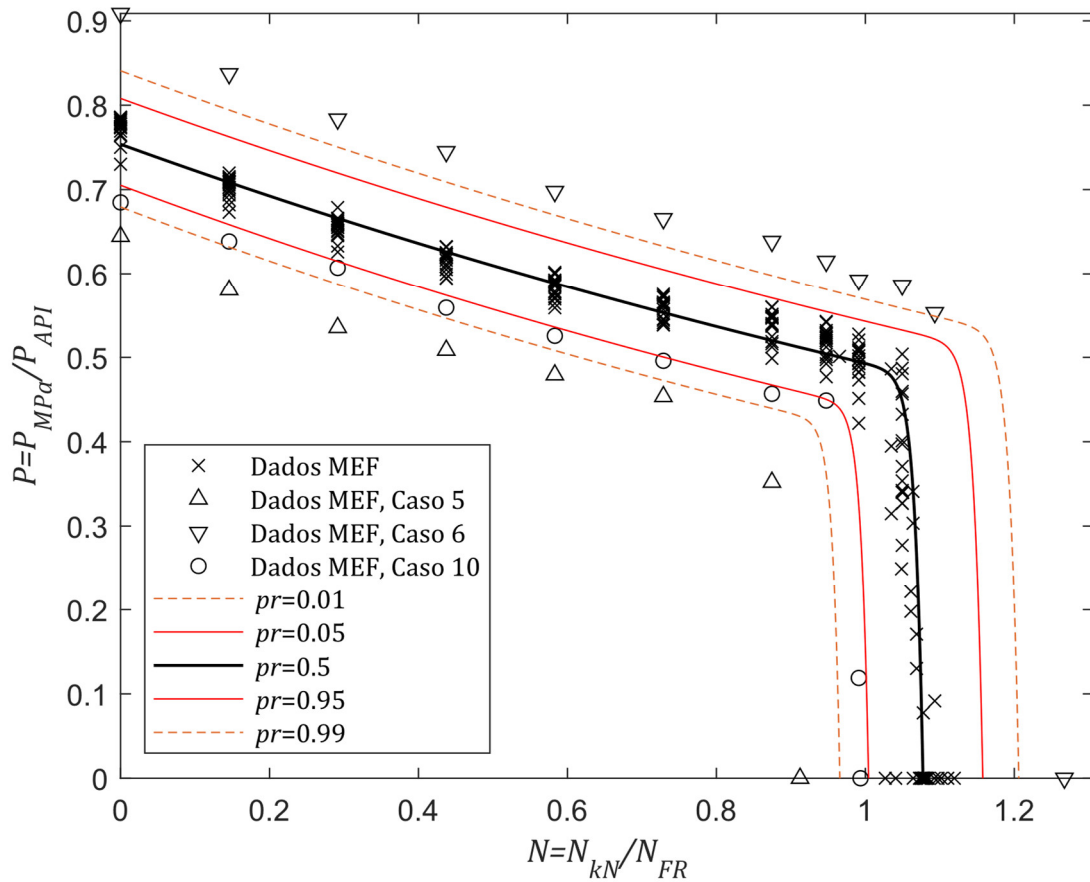
Observa-se que o modelo adotado (Equação 24) se ajusta muito bem à estanqueidade PCFO para $N > 0.87$. Contrariamente, o modelo exponencial duplo se ajusta bem aos pontos na zona de queda, mas o ajuste não é ideal para os dados na junção entre a queda suave e a queda abrupta.

O procedimento desenvolvido neste capítulo é consistente, quando comparado ao procedimento apresentado no Capítulo 7, já que a tendência de amostragem é minimizada. Além disso, efeitos cruzados são adicionados e representados com as superfícies de resposta desenvolvidas. Não deixa de ser interessante comparar os resultados da abordagem direta contra os resultados da abordagem probabilística. Para comparação, é necessário estimar as envoltórias da abordagem direta, utilizando o modelo de regressão desta seção (Equação 24). Na Figura 47 apresentam-se as envoltórias $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$, com os pontos equiprováveis (n_k, p_k) ajustados com o modelo proposto na Equação 24. Adicionalmente, apresenta-se a amostra total dos efeitos principais. Verifica-se que o ajuste das envoltórias na amostra é muito similar aos resultados do modelo mais complexo, para todos os valores de probabilidade. Verifica-se que a curva $pr = 0.99$ é dada para uma resistência maior nos resultados da técnica direta, aumentando a amplitude do intervalo de probabilidade $[0.01, 0.99]$.

Os resultados deste capítulo permitem estimar consistentemente envoltórias probabilísticas de resistência ao vazamento. Permitem verificar, ainda, que a abordagem direta, ainda que possa ser considerada tendenciosa do ponto de vista estatístico, fornece resultados similares ao enfoque probabilístico, de uma forma muito mais simples. No

entanto, há que se considerar também que na abordagem direta foi dada maior importância ao ajuste das distribuições de probabilidade na região central, enquanto na abordagem probabilística o foco do ajuste foi a cauda inferior, uma vez que tínhamos uma amostra representativa da estanqueidade na zona da cauda.

Figura 47. Envoltórias probabilísticas $pr = \{0.01, 0.05, 0.5, 0.95, 0.99\}$ e amostra total dos efeitos principais. Abordagem direta com modelo da equação 24.



Fonte: Autor.

As envoltórias probabilísticas de estanqueidade podem ser aproveitadas no projeto de revestimento de poço, tanto do ponto de vista determinístico, quanto baseado em confiabilidade. No projeto determinístico podem ser usadas para definir níveis de resistência seguros. Por exemplo, o projetista pode determinar um nível de confiança de 95% para a estanqueidade, estimar a correspondente envoltória probabilística $pr = 0.05$, e verificar se a solicitação de projeto cumpre com o nível da resistência estimada. Inclusive, a envoltória

conservadora $pr = 0.05$ poderia corresponder à resistência nominal fornecida pelo fabricante da conexão API 8 Round 5 ½ J55 14 lb/ft. No entanto, na literatura e em especificações técnicas não existem envoltórias recomendadas nominais para este tipo de conexão; portanto, esta sugestão não pode ser verificada.

Para o projeto baseado em confiabilidade de conexões, é necessário conhecer as distribuições de estanqueidade para valores arbitrários de carga axial e pressões internas. No seguinte capítulo, apresenta-se um método para extrair distribuições de probabilidade das envoltórias probabilísticas estimadas, para razões fixas entre carga axial e pressão interna.

9 ABORDAGEM DA CONFIABILIDADE AO MODO DE FALHA POR VAZAMENTO

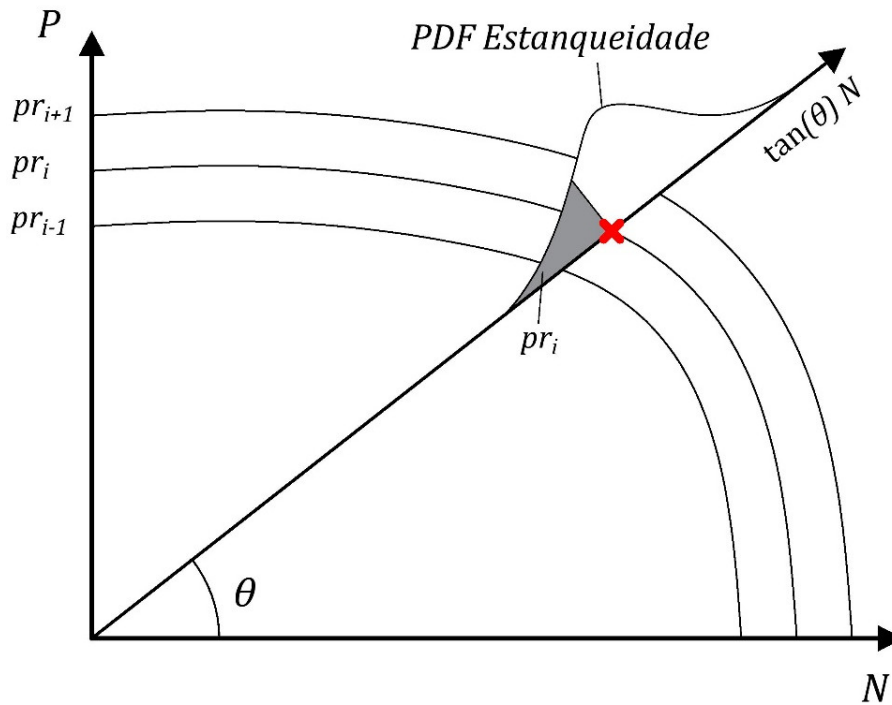
9.1 Distribuições de estanqueidade para razões fixas entre carga axial e pressão interna

Neste capítulo apresenta-se um procedimento para estimar distribuições de estanqueidade com base nas envoltórias obtidas através da abordagem probabilística (Capítulo 8). Até o momento, unicamente foram desenvolvidas distribuições para valores predeterminados de N e para o eixo $P = 0$. No entanto, a falha das conexões pode não ocorrer para uma carga axial predeterminada. Ainda mais, na avaliação da confiabilidade estrutural do poço, é usual considerar incerteza nas cargas axiais e pressões internas, sendo necessário definir a estanqueidade para possíveis relações de crescimento de carga axial e pressão interna.

Considerando um caminho de falha, definido radialmente por $\tan(\theta) = P/N$, como mostrado na Figura 48, as funções de densidade de probabilidade são calculadas da seguinte forma:

1. Define-se um ângulo θ , como mostrado na Figura 48, e sua correspondente equação linear $P = \tan(\theta) N$.
2. Geram-se envoltórias probabilísticas de estanqueidade para valores predefinidos de pr entre o intervalo $(0,1)$.
3. Encontram-se as interseções entre a reta $P = \tan(\theta) N$ e as envoltórias probabilísticas $pr(0, \dots, 1)$.
4. Ajusta-se uma distribuição Burr ao conjunto de pontos de interseção.

Figura 48. Esquema para estimativa de funções de probabilidade radial, dadas por $\tan(\theta) = P/N$.

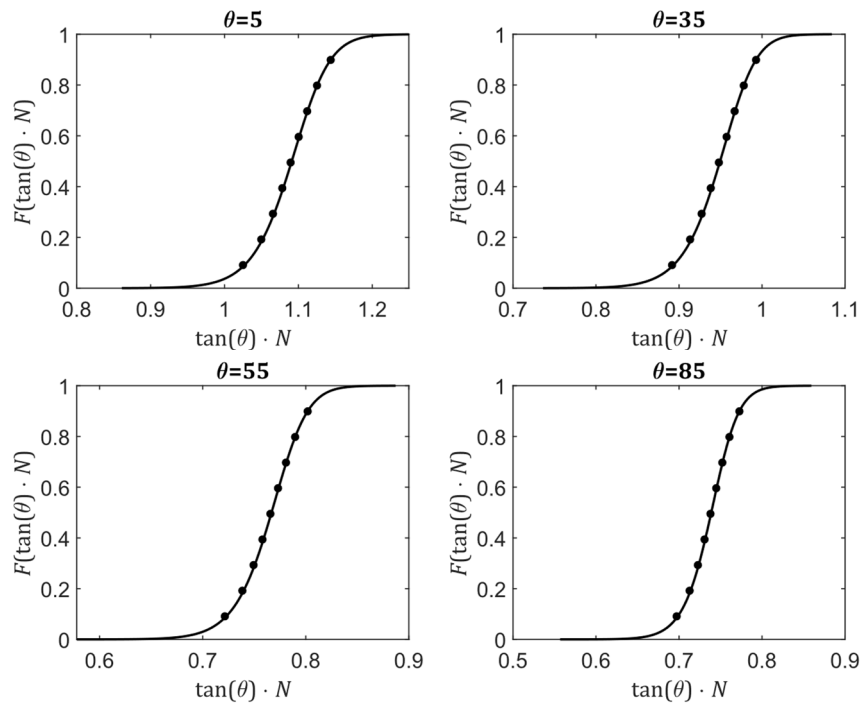


Fonte: Autor.

Para ilustrar o procedimento, define-se um vetor de ângulos $\theta = \{5^\circ, 15^\circ, 25^\circ, 35^\circ, 45^\circ, 55^\circ, 65^\circ, 75^\circ, 85^\circ\} = \{\theta_j\}$, ($j = 1, \dots, 9$), e geram-se envoltórias probabilísticas no intervalo $pr \in [0.01, 0.99]$ com $\Delta pr = 0.01$. Posteriormente, as envoltórias são intersectadas com as retas definidas pelos ângulos θ_j . O conjunto de interseções forma um conjunto j , que é ajustado por uma distribuição Burr. A Figura 49 mostra alguns pontos da função de distribuição empírica (ECDF) em algumas direções θ_j , assim como o ajuste da distribuição acumulada Burr.

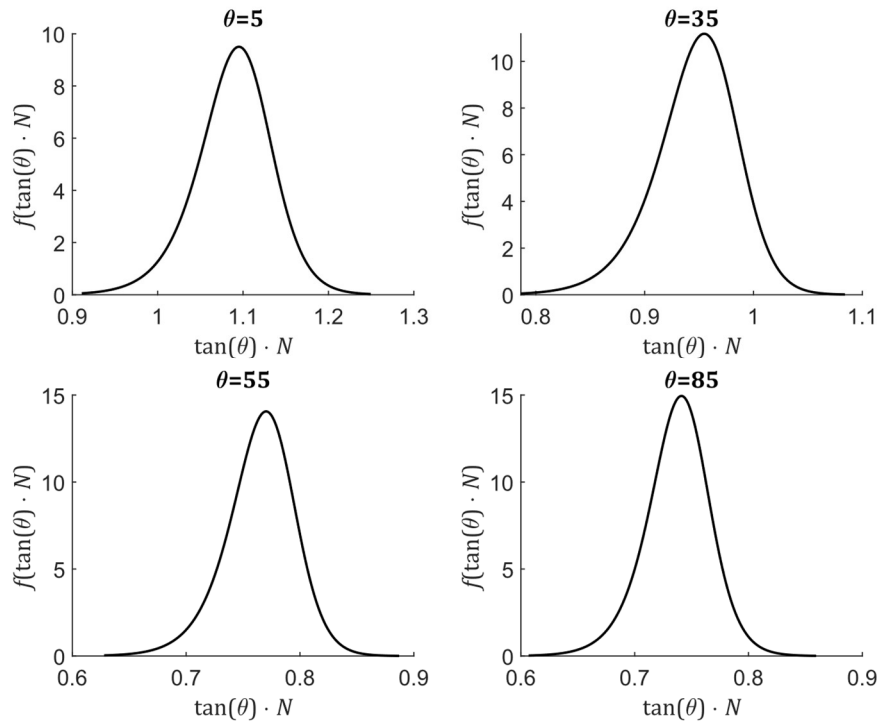
A Figura 50 apresenta as distribuições de densidade de probabilidade Burr para algumas direções θ_j . Estas distribuições podem ser empregadas na definição de estados limite e avaliação da confiabilidade de conexões de revestimento, considerando o modo de falha por vazamento.

Figura 49. Ajuste distribuição acumulada Burr e funções de distribuição empírica nas direções θ_j .



Fonte: Autor.

Figura 50. Funções de densidade de probabilidade da estanqueidade nas direções θ_j .



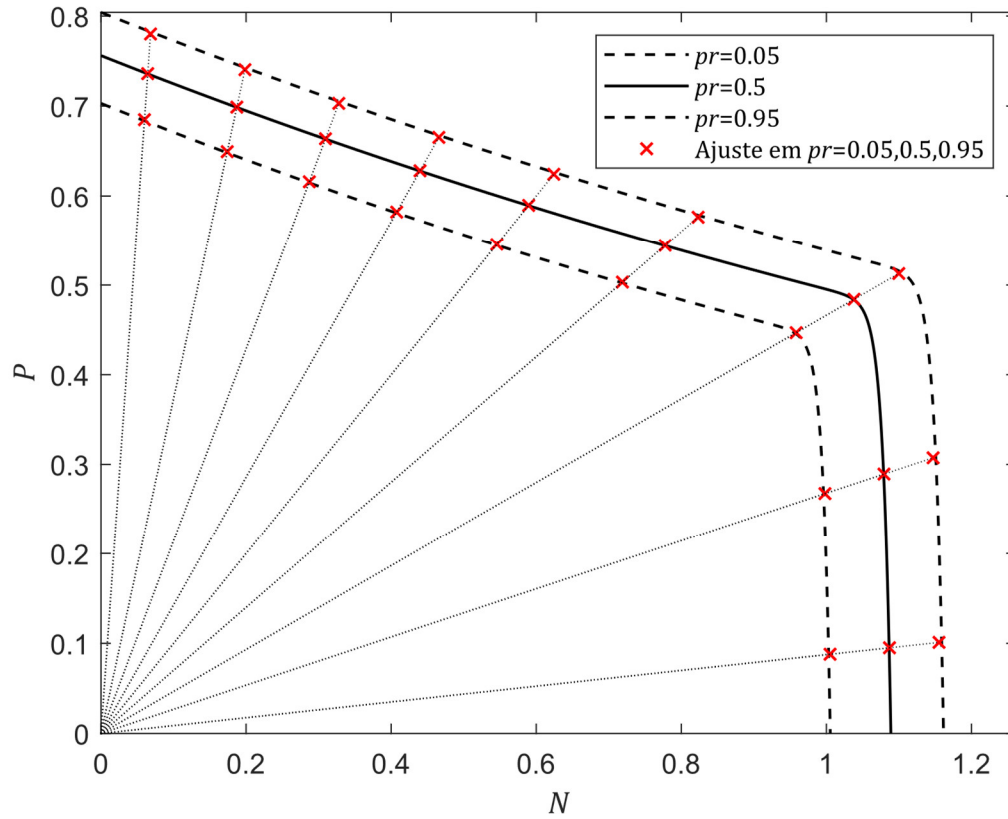
Fonte: Autor.

Para validação gráfica do ajuste, a Figura 51 apresenta as envoltórias probabilísticas $pr = [0.05, 0.5, 0.95]$ e pontos discretos de estanqueidade. Estes pontos de estanqueidade são obtidos das distribuições Burr ajustadas nas direções θ e avaliados para os valores $pr = [0.05, 0.5, 0.95]$. Verifica-se que os pontos discretos estão localizados muito perto de suas correspondentes envoltórias probabilísticas, para todos os valores dos ângulos θ . Consequentemente, demonstra-se que o ajuste direcional é compatível com as envoltórias probabilísticas.

No exemplo para ilustrar o procedimento de extração das funções de densidade de probabilidade, considerou-se um aumento proporcional da carga axial e da pressão interna (P/N). No entanto, outros tipos de relação entre carga axial N e pressões internas P podem ser usadas para extrair a distribuição de interesse.

Os resultados probabilísticos apresentados no Capítulo 8 e o procedimento para estimativa das distribuições direcionais foram publicados no trabalho de URIBE e BECK (2020), intitulado *Framework for probabilistic leakage resistance envelopes of casing connections* no journal *Engineering Failure Analysis*.

Figura 51. Envoltórias probabilísticas e ajuste nas direções $\theta = \{5^\circ, 15^\circ, 25^\circ, 35^\circ, 45^\circ, 55^\circ, 65^\circ, 75^\circ, 85^\circ\}$, dado $pr = [0.05, 0.5, 0.95]$.

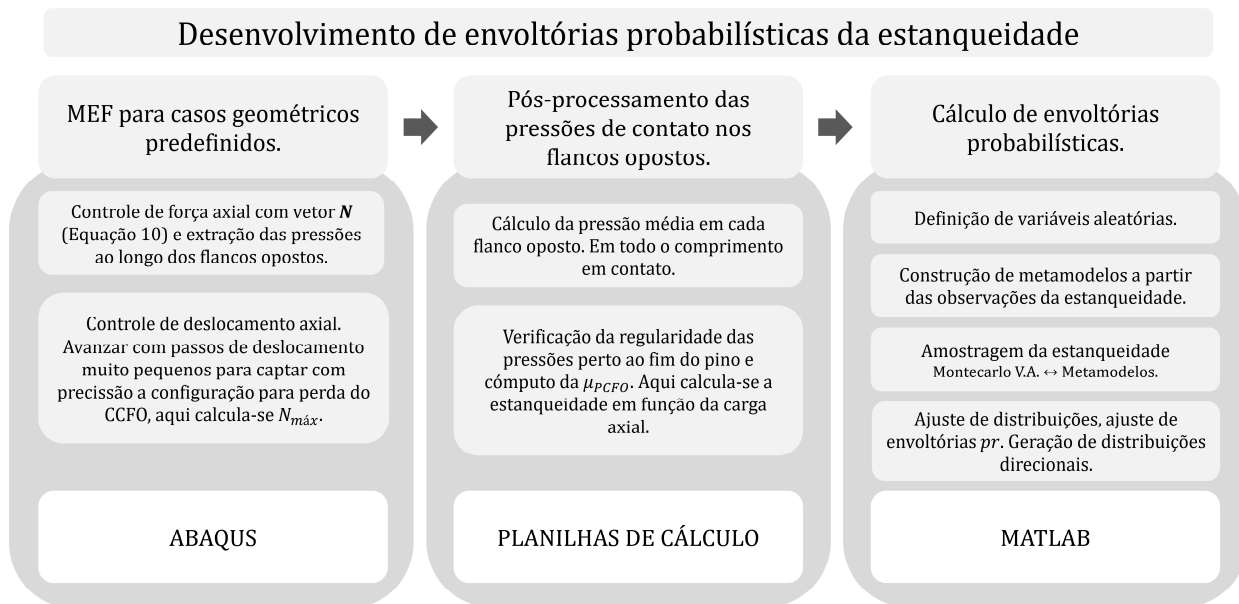


Fonte: Autor.

9.2 Síntese dos procedimentos apresentados

O esquema dos procedimentos gerais para estimativa das envoltórias probabilísticas, como apresentado no Capítulo 8, apresenta-se na Figura 52. O procedimento geral baseia-se na análise exaustiva de MEF e verificação das pressões de contato através do programa ABAQUS. O pós-processamento das pressões de contato nos flancos opostos é feito em planilhas de cálculo de EXCEL. Um código em MATLAB foi desenvolvido para construção das envoltórias probabilísticas. Este código inclui a definição das variáveis aleatórias, como mostrado no Capítulo 5. Dados de entrada das observações de estanqueidade para efeitos principais e casos cruzados são usados para definir os metamodelos da estanqueidade. Posteriormente o código acopla os metamodelos e as estatísticas das variáveis aleatórias para gerar uma amostra de estanqueidade. Os ajustes de distribuições da estanqueidade, o ajuste de envoltórias probabilísticas, apresentados no Capítulo 8, e os ajustes direcionais da estanqueidade, apresentados no Capítulo 9, são executados através do código em MATLAB.

Figura 52. Esquema geral dos procedimentos para estimativa das envoltórias probabilísticas.



Fonte: Autor.

9.3 Uso das distribuições direcionais na estimativa da confiabilidade ao modo de falha por vazamento.

As envoltórias probabilísticas viabilizam a estimativa da confiabilidade ao modo de falha por vazamento em conexões. Nesta subseção apresenta-se simplificadamente o procedimento para o cálculo da probabilidade de falha ao vazamento através da simulação de Monte Carlo.

A equação de estado limite é definida como:

$$G(\mathbf{X}) = R - S \quad (25)$$

onde R é a resistência dada pelas envoltórias probabilísticas, e S a solicitação dada pela carga axial e pressões internas. Supondo que as distribuições regionais das cargas axiais $f_N(n)$ e pressões internas $f_p(p)$ são conhecidas, é possível gerar uma amostra aleatória da solicitação (S) definida pelo ponto (n, p) . Esta amostra da solicitação pode ser localizada dentro das envoltórias probabilísticas, como mostra a Figura 52. Posteriormente, uma distribuição de estanqueidade pode ser gerada na direção do ponto (n, p) . Em sequência, pode-se amostrar aleatoriamente um ponto de estanqueidade da distribuição direcional e verificar se, dadas as amostras de solicitação e estanqueidade, a equação de estado limite (Equação 25) cai no domínio de falha Ω_f , isto é $G(X) \leq 0$; ou no domínio seguro Ω_s , isto é $G(X) > 0$.

Pelo método de Monte Carlo podem ser geradas n_{sim} simulações da solicitação, que correspondentemente geram n_{sim} distribuições direcionais na direção das amostras. Como vantagem, as envoltórias probabilísticas são constantes para determinada conexão, portanto, basta encontrar o ajuste direcional da resistência para cada simulação de Monte Carlo.

A estimativa da probabilidade de falha ao vazamento P_{fL} é dada pela relação do número de simulações resultantes no domínio de falha n_{Ω_f} e o número total de simulações n_{sim} :

$$P_{fL} = \frac{n_{\Omega_f}}{n_{sim}} \quad (26)$$

Desta forma é viabilizado o caminho para o projeto probabilístico de revestimento através de metodologias de otimização baseada em confiabilidade ou otimização de risco, considerando o relevante modo de falha por vazamento de conectores.

10 CONSIDERAÇÕES FINAIS E CONCLUSÕES

Neste trabalho foram apresentados métodos para avaliação probabilística da estanqueidade em conexões de revestimento de poço. Especificamente, os métodos desenvolvidos foram aplicados na avaliação de envoltórias probabilísticas de resistência ao vazamento de uma conexão API 8 Round 5 ½ J55 14 lb/ft. No entanto, os métodos podem ser estendidos a outras configurações geométricas de conexões API 8 Round, ou inclusive outros tipos de geometrias, particularizando os mecanismos e a forma de quantificação do selo metal-metal. Atualmente geometrias proprietárias e tolerâncias são reservadas, porém a medida que dados forem sendo disponibilizados, as definições probabilísticas da resistência de conectores podem ser estendidas, desta forma abordando os modelos usados na indústria. Adicionalmente as envoltórias probabilísticas podem auxiliar no projeto de conexões proprietárias e especificação de suas tolerâncias admissíveis na manufatura.

A metodologia desenvolvida neste trabalho envolve: construção de modelos axissimétricos em elementos finitos; definição de critérios de estanqueidade para os MEF; avaliação da influência das tolerâncias de manufatura na estanqueidade; estimativa direta de envoltórias com base nos efeitos principais; estimativa de envoltórias com base em efeitos cruzados, utilizando superfícies de resposta; emprego das envoltórias para razões fixas entre carga axial e pressão interna. Seguem considerações finais e conclusões sobre cada um destes elementos de análise.

10.1 Modelos em elementos finitos

Modelos em elementos finitos axissimétricos foram desenvolvidos. Comportamentos não linear geométrico para representar deslizamentos finitos e não linear físico para modelar a plasticidade do aço foram incluídos. Adicionalmente, modelos de contato foram necessários para modelar a interação entre os componentes da conexão. Solicitações comuns em conexões de revestimento foram estudadas: torque de aperto, carga axial e pressão interna.

A resposta estrutural da conexão modelada (API 8 Round 9 5/8 L80 47lb/ft) foi comparada com resultados disponíveis na literatura. Verificou-se que o modelo consegue replicar as pressões na rosca e também a resposta estrutural global, pois as zonas plásticas, para diferentes combinações de carga, coincidem com resultados na literatura.

10.2 Critérios de estanqueidade

A avaliação da estanqueidade é feita no estado estrutural após simulação do torque de aperto e inclusão da carga axial. A aplicação de pressão interna foi desconsiderada, pois nos modelos de elementos finitos axissimétricos, esta contribui unicamente ao aumento das pressões na rosca. Este fato dificulta a verificação do selo, pois a avaliação da estanqueidade após aplicação da pressão interna pode conduzir à percepção do aumento do selo.

Critérios para definir a estanqueidade foram propostos, com base nos mecanismos de contenção de selo em conexões API 8 Round. Dois critérios foram estabelecidos, relacionados a dois parâmetros: pressões de contato nos flancos opostos (PCFO), e comprimento em contato dos flancos opostos (CCFO).

O critério relacionado às pressões de contato dos flancos opostos (PCFO) estima a estanqueidade da seguinte forma:

“A resistência ao vazamento de uma conexão API 8 *Round*, para uma carga axial específica, é dada pelo valor médio de pressões de contato nos flancos opostos perto do fim do pino, omitindo o valor de PCFO do primeiro filete no fim do pino”.

O critério relacionado com o comprimento em contato dos flancos opostos (CCFO) estima a carga axial limite, para a qual todos os flancos opostos estão separados e, em consequência, a capacidade de selo é nula. Em coerência com o primeiro critério, omite-se o primeiro filete do fim do pino.

Os dois critérios permitiram construir envoltórias de estanqueidade última das conexões, em função de variações de carga axial.

A envoltória nominal estimada, de uma conexão API 8 Round 5 ½ J55 14lb/ft, foi comparada com estimativas disponíveis e resultados de testes. Verificou-se que a envoltória estimada replica muito bem os resultados de testes.

Envoltórias de estanqueidade para casos de afunilamentos incompatíveis foram estimadas. Os resultados mostraram como a incompatibilidade de afunilamentos faz com que as pressões de contato sejam altamente irregulares, influenciando negativamente na estanqueidade. Verificou-se que nossas estimativas replicam muito bem os resultados dos testes e melhoram a única previsão de estanqueidade disponível na literatura. Em consequência, comprovou-se que os critérios são aptos para avaliar a estanqueidade para geometria nominal e para casos considerando variações geométricas.

10.3 Influência das tolerâncias de manufatura

Foi verificada a influência das tolerâncias geométricas de manufatura na estanqueidade. Como fato relevante, comprovou-se que a estanqueidade é influenciada fortemente pela variação da espessura do revestimento, pelo fato de diminuir ou aumentar consideravelmente a rigidez radial da seção da rosca do pino e influir no deslizamento relativo entre as peças, quando aplicada carga axial. Neste trabalho, a espessura é função do diâmetro interno do revestimento, pois o diâmetro externo do revestimento foi avaliado através das tolerâncias especificadas pelo API. Desta forma, percebe-se que o deslizamento entre filetes influi consideravelmente na estimativa da estanqueidade. Abordagens elásticas impedem representar este fenômeno. Inclusive, a equação API e abordagens elásticas atuais, que levam em consideração a carga axial (GOODMAN; MITCHELL; KALIL, 2019), desconsideram a influência do diâmetro interno. Em consequência, análises elásticas são limitadas ao desprezar as interações de contato.

Observou-se uma grande influência da incompatibilidade do afunilamento na estanqueidade. Isto pela irregularidade das pressões de contato, ocasionada pela incompatibilidade geométrica.

Como produto da verificação do efeito das tolerâncias na estanqueidade, foi obtida uma amostra de resistência ao vazamento. Esta amostra de estanqueidade, por ser produto das variações individuais dos parâmetros geométricos, foi chamada de amostra de efeitos principais.

10.4 Avaliação das envoltórias (abordagem direta com efeitos principais)

A amostra de efeitos principais foi utilizada para desenvolver envoltórias probabilísticas de estanqueidade. Distribuições Burr de estanqueidade foram ajustadas à amostra de pontos. Resistências equiprováveis foram estimadas para quantis fixos de probabilidade e ajustadas através de regressão não linear, para obter funções de envoltória probabilísticas. Comprovou-se que as envoltórias probabilísticas, derivadas da abordagem direta, se ajustam à densidade e aleatoriedade da amostra.

Demonstrou-se que o comportamento aleatório da estanqueidade, na zona de grande carga axial, pode ser modelado através dos pontos fornecidos pelo critério de perda de comprimento em contato dos flancos opostos (CCFO). Desta forma, evita-se a manipulação estatística da amostra de estanqueidade na zona de fechamento da envoltória, que possui grande dispersão.

Ainda que o enfoque direto apresente tendenciosidade na amostragem da estanqueidade, verificou-se que os resultados obtidos são muito próximos aos fornecidos pela abordagem mais completa. Nesta última, foram investidas muitas horas adicionais de modelagem (45 modelos na abordagem completa, contra 22 da análise de efeitos principais), de processamento e pós-processamento. No entanto, a abordagem probabilística feita no Capítulo 8 foi fundamental para habilitar a possibilidade da abordagem direta como método

válido para estimar envoltórias probabilísticas. Em conclusão, há um indício importante na quantificação da aleatoriedade da estanqueidade: foi possível chegar a praticamente as mesmas envoltórias probabilísticas a partir de uma abordagem direta, considerando apenas efeitos principais e de forma muito mais simples. No entanto, há que se considerar que na abordagem direta foi dado maior importância ao ajuste das distribuições de probabilidade na região central, enquanto na abordagem completa, o foco do ajuste foi a cauda inferior. Isto pode ter sido uma coincidência e não se pretende priorizar a abordagem direta (Capítulo 7) sobre a abordagem probabilística (Capítulo 8), pois este último é robusto e estatisticamente coerente.

10.5 Avaliação das envoltórias (abordagem completa com efeitos cruzados)

Efeitos cruzados foram avaliados para as variações geométricas com maior influência na estanqueidade. Superfícies de resposta foram desenvolvidas a partir da amostra de efeitos principais e combinados. Comprovou-se que a incompatibilidade do afunilamento e a espessura contribuem de forma não linear à estanqueidade. Metamodelos foram construídos utilizando na amostragem da estanqueidade por simulação de Monte Carlo, a partir de amostras das variáveis aleatórias. Desta forma, a tendenciosidade na amostragem foi evitada.

Verificou-se que a amplitude de respostas de estanqueidade é dominada pelo comportamento da estanqueidade com respeito a variações na espessura. Verificou-se que o fato da espessura estar sendo superdimensionada (segundo reportado pelos testes da API 5C3), contribui ao deslocamento das envoltórias probabilísticas a valores maiores, o que contribui à segurança ao modo de falha por vazamento.

Como no enfoque direto, assumir a amostra para o critério CCFO, bem como a adoção de modelos de regressão que possam se ajustar à zona de fechamento da envoltória, foi suficiente para replicar o comportamento da amostra na zona de grande carga axial.

10.6 Uso prático das envoltórias probabilísticas

Para projeto determinístico de poços, é possível assumir um nível de confiança (definido por um quantil de probabilidade), estimar a envoltória probabilística associada ao quantil e projetar a conexão assumindo a resistência ao vazamento nominal igual à estimativa. Inclusive, pode ser útil no caso de comparação da envoltória de resistência fornecida pelo fabricante e o quantil de confiança desejado para a estanqueidade.

Para projeto probabilístico, baseado em confiabilidade ou análise de risco, podem-se extrair distribuições de probabilidade da estanqueidade para razões fixas entre cargas axiais e pressões internas. No Capítulo 9, apresentou-se um procedimento para estimativa das funções de densidade de probabilidade de estanqueidade para relações proporcionais de carga axial e pressão. Desta forma, viabiliza-se a formulação de estados limites de vazamento em conexões, tendo em conta a aleatoriedade da estanqueidade.

10.7 Sugestões para trabalhos futuros

Poucos testes de vazamento estão disponíveis na literatura. A primeira sugestão, para aqueles que tenham acesso a resultados de testes proprietários, é verificar se as curvas estimadas correspondem aos resultados apresentados em testes.

Uma segunda sugestão é o estudo de efeitos de variação de temperatura, que são relevantes em poços ultraprofundos e efeitos térmicos. A temperatura afeta o selo, pois induz esforços axiais na estrutura. Muitos outros efeitos poderiam ser pesquisados e incluídos no comportamento aleatório, que segundo a literatura podem afetar o selo, por exemplo: o papel do desgaste no aperto, corrosão, composto de selo, etc.

Constantemente, a pesquisa científica desenvolve novas abordagens que devem ser verificadas. Por exemplo, GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019) comentam a incidência da pressão hidrostática e a influência das pressões internas ou externas no selo. Não sabemos

como tais efeitos poderiam ser abordados em modelos numéricos, senão verificando a interação fluido-estrutura em análise numérica tridimensional.

Análises tridimensionais seriam interessantes para verificar o papel da flexão e a influência da geometria helicoidal nas envoltórias probabilísticas. Sem passar à análise tridimensional, modelos axissimétricos poderiam ser aperfeiçoados, aprofundando nos modelos de contato e fricção da superfície da rosca. Como visto, o deslizamento relativo influi grandemente na avaliação das envoltórias.

A estanqueidade nesta tese foi estudada para cargas axiais por tração e pressões internas. Para o desenvolvimento da envoltória completa da estanqueidade, os outros quadrantes devem ser analisados (compressão, pressão externa). Porém, esta sugestão requer disponibilidade de mais testes experimentais. No desenvolvimento de envoltórias neste trabalho foi considerado unicamente o quadrante pressão interna – tração dada a disponibilidade de resultados de testes. Como verificado por GOODMAN; MITCHELL; KALIL (2019) em análises elásticas a resistência ao colapso do tubo é menor que para vazamento por pressão externa da conexão. Para pressões externas, o modo de falha predominante é o colapso do tubo; isto pode explicar a razão da indústria se preocupar pelo vazamento para pressões internas. No entanto, não deixa de ser necessário, no futuro, verificar procedimentos para avaliação da estanqueidade externa e desenvolver completamente as envoltórias probabilísticas da estanqueidade.

Na prática, é comum a retirada dos tubulares do poço por distintos motivos. Efeitos de desgaste nos filetes em caso que a conexão seja refeita, necessariamente teriam um impacto na estanqueidade, pois o selo metal-metal se poderia comprometer. No emprego da técnica *Casing Drilling*, efeitos de fadiga nas envoltórias probabilísticas também devem ser considerados.

Efeitos da natureza do fluido afetam a estanqueidade, e meios corrosivos podem afetar o material e o selo das conexões ao longo da vida útil do poço.

A inclusão de todos os efeitos mencionados precisaria da colaboração conjunta da indústria, principalmente na contribuição de dados disponíveis para a construção e calibração de envoltórias e que se ajustem a observações experimentais.

Os estudos probabilísticos das resistências ao desencaixamento (*jump-out*), fratura dos filetes ou acoplamento, entre outros, podem ser abordados para cobrir os distintos modos de falha e completar a abordagem da confiabilidade de conexões.

REFERÊNCIAS

- ADAMS, A. J.; HODGSON, T. Calibration of Casing / Tubing Design Criteria by Use of Structural Reliability Techniques. **SPE Drilling & Completion**, n. May 1998, p. 21–27, 1999.
- ALLEN, M. B.; SCHWIND, B. E.; WOOLEY, G. R. **Investigation of leak resistance of API 8-Round Connectors in tension. Final report for API PRAC Project 84-53.** [s.l: s.n.].
- API. API 5C1: Recommended Practice for Care and Use of Casing and Tubing. **American Petroleum Institute**, n. 1999, 1999.
- API. API 5C5: Recommended Practice on Procedures for Testing Casing and Tubing Connections. **American Petroleum Institute**, v. 2002, n. July 2003, 2002.
- API. API TR 5C3. Technical Report on Equations and Calculations for Casing, Tubing, and Line Pipe Used as Casing or Tubing. **American Petroleum Institute**, v. 2007, n. December, 2008a.
- API. API 5B : Specification for Threading, Gauging and Thread Inspection of Casing, Tubing, and Line Pipe Threads. **American Petroleum Institute**, n. Am. Pet. Inst., 2008b.
- API. API 5CT: Specification for Casing and Tubing. **American Petroleum Institute**, 2011.
- ASBILL, W. T.; PATTILLO, P. D.; ROGERS, W. M. Investigation of API 8 Round Casing Connection Performance- Part III : Sealability and Torque. **Energy Resources Technology**, v. 106, n. 83, p. 144–152, 1984.
- ASSANELLI, A. P. et al. Numerical/Experimental Analysis of an API 8-Round Connection. **Journal of Energy Resources Technology**, v. 119, n. June 1997, p. 3–10, 1997.
- ASSANELLI, A. P.; DVORKIN, E. N. Finite Element Models of OCTG Threaded Connections. **Computers & Structures**, v. 47, n. 4–5, p. 725–734, 1993.
- BADICIOIU, M.; TEODORIU, C. Sealing Capacity of Api Connections - Theoretical and Experimental Results. n. March, 2007.
- BAHAI, H. A parametric model for axial and bending stress concentration factors in API drillstring threaded connectors. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 78, n. 7, p. 495–505, 2001.
- BARAGETTI, S. Effects of Taper Variation on Conical Threaded Connections Load Distribution. **Journal of Mechanical Design**, v. 124, n. 2, p. 320, 2002.
- BARAGETTI, S.; TERRANOVA, A. Effects of Over-Torque on Stress Relief in Conical Threaded Connections. **Journal of Mechanical Design**, v. 126, n. 2, p. 351, 2004.

BASSARATH, W.; LAFUENTE, M.; BRANLY, R. Development and Qualification of a New High Pressure Gas Tight Rotary Shouldered Connection Incorporating Metal-to-Metal Technology For Deepwater Drilling and Completion Applications. 2015.

BRADLEY, A. B.; NAGASAKU, S.; VERGER, E. Premium connection design, testing, and installation for HPHT sour wells. **Society of Petroleum Engineers - SPE High Pressure/High Temperature Sour Well Design Applied Technology Workshop 2005, HPHT 2005**, 2005.

CARCAGNO, G. The design of tubing and casing premium connections for HTHP wells. **Society of Petroleum Engineers - SPE High Pressure/High Temperature Sour Well Design Applied Technology Workshop 2005, HPHT 2005**, 2005.

CHANG, R. Threaded and Coupled Connector Analysis Using Abaqus CAXA. **2008 Abaqus Users' Conference**, p. 1–16, 2008.

CHANTOSE, P. et al. Structural Reliability: Assessing the Condition and Reliability of Casing in Compacting Reservoirs. **International Petroleum Technology Conference, Thailand**, n. November, p. 1–15, 2011.

CHEN, F. et al. The Reliability Evaluation of Threaded Connections in Challenging Drilling by Three-Dimensional Finite Element Analysis. **Advanced Materials Research**, v. 690–693, p. 2831–2839, 2013.

CHEN, S. et al. Finite element analysis of tooth load distribution on P-110S conic threaded connections. **International Journal of Pressure Vessels and Piping**, v. 88, n. 2–3, p. 88–93, 2011.

CHEN, W. et al. The sealing mechanism of tubing and casing premium threaded connections under complex loads. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 171, n. May, p. 724–730, 2018.

CHILINGARIAN, G. V.; RAHMAN, S. S. **Casing design: Theory and practice**. The Netherlands: Elsevier, 1996. v. 16

CIRIMELLO, P. G. et al. Failure and integrity analysis of casings used for oil well drilling. **Engineering Failure Analysis**, v. 75, p. 1–14, 2017.

CONN, ANDREW R; GOULD, NICHOLAS IM; TOINT, P. L. **Trust region methods**. [s.l.] Siam, 2000.

CUI, F. et al. Design and study of gas-tight premium threads for tubing and casing. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 133, p. 208–217, 2015.

D'ANGELO, L.; NUSSBAUMER, A. Estimation of fatigue S-N curves of welded joints using advanced probabilistic approach. **International Journal of Fatigue**, v. 97, p. 98–113, 2017.

DALL'ACQUA, D. et al. **Unified Basis for Thermal Casing/Connection System Design**. SPE-193363-MS. **Anais...**2018

DASSAULT SYSTÈMES SIMULIA. **Abaqus Analysis User's Manual V6.14**. [s.l: s.n.].

DI, Q. et al. Three-dimensional mechanical analysis of the double-shouldered tool joint. **Shiyou Xuebao/Acta Petrolei Sinica**, v. 33, n. 5, 2012.

DRAGONI, E. Effect of Thread Pitch and Frictional Coefficient on the Stress Concentration in Metric Nut-Bolt Connections. **Offshore Mechanics and Arctic Engineering**, v. 116, n. February, p. 21–27, 1994.

DVORKIN, E. N.; TOSCANO, R. G. Finite element models in the steel industry. **Computers & Structures**, v. 81, n. 8–11, p. 575–594, 2003.

ERIVWO, O.; ADELEYE, O. Narrow margin drilling in deepwater: Solution concepts. **Society of Petroleum Engineers - SPE Deepwater Drilling and Completions Conference 2012**, n. June, p. 566–579, 2012.

ERNENS, D. et al. The role of phosphate-conversion coatings in the makeup and sealing ability of casing connections. **SPE Drilling and Completion**, v. 34, n. 1, p. 60–70, 2018.

ERNENS, D. et al. On the sealability of metal-to-metal seals with application to premium casing and tubing connections. **SPE Drilling and Completion**, v. 34, n. 4, p. 382–396, 2019.

GAO, L.; SHI, J. Experimental and analytical studies on the pullout strength of round thread casing connections. **Indian Journal of Engineering and Materials Sciences**, v. 20, n. 6, p. 497–503, 2013.

GAO, L. X.; SUN, K. Z.; ZHANG, Y. Development of Premium Threaded Connections for Casing and Tubing. **Advanced Materials Research**, v. 744, p. 53–57, 2013.

GOODMAN, M. A. A unified approach to yield, buckling and leak in well tubulars. **Society of Petroleum Engineers - SPE Europec Featured at 79th EAGE Conference and Exhibition**, n. January 2018, p. 1583–1603, 2018.

GOODMAN, M.; MITCHELL, R.; KALIL, I. API connection leak equation extended with dependence on axial force and backup pressure. **SPE/IADC Drilling Conference, Proceedings**, v. 2019-March, n. 1, p. 1–23, 2019.

GOUVEIA, L. P. et al. Reliability-Based Study of Well Casing Strength Formulation. **5th International Conference on Computational Methods**, p. 1–15, 2014.

GOUVEIA, L. P. et al. Probabilistic assessment of API casing strength in serviceability limit state. **Journal of Petroleum Exploration and Production Technology**, v. 10, n. 5, p. 2089–2104, 2020.

GUO, X. et al. Research on the connection performance of variable pitch of screw threaded casing based on 3d finite element simulation model. **Applied Mechanics and Materials**, v. 215–216, p. 1105–1110, 2012.

HINTON, A. Will Risk Based Casing Design Mean Safer Wells? **Society of Petroleum Engineers Inc.**, 1998.

IRAWAN, S. et al. Effect of wear on the burst strength of I-80 steel casing. **3rd International Conference of Mechanical Engineering Research**, v. 012027, 2015.

ISO. Petroleum and natural gas industries — Formulas and calculations for the properties of casing, tubing, drill pipe and line pipe used as casing or tubing. **Current**, v. 2011, 2011.

JOLLIFFE, I. T. Principal Component Analysis, Second Edition. **Encyclopedia of Statistics in Behavioral Science**, v. 30, n. 3, p. 487, 2002.

JORDAN, G. R. et al. Fatigue analysis of OCTG premium connections: Theory, laboratory testing and application. **Proceedings of the Annual Offshore Technology Conference**, v. 2, p. 1173–1187, 2014.

KHAN, M. S. **Structural Reliability Study of OCTG Casing and Connections for Thermal Objectives / scope**. SPE-193359-MS. **Anais...**2018

KLEVER, F. J.; STEWART, G. Analytical burst strength prediction of OCTG with and without defects. **Society of Petroleum Engineers - SPE Applied Technology Workshop on Risk Based Design of Well Casing and Tubing 1998, ATW 1998**, 1998.

KLEVER, F. J.; TAMANO, T. A New OCTG Strength Equation for Collapse Under Combined Loads. **SPE Drilling & Completion**, v. 21, n. 03, p. 164–179, 2006.

LAURSEN, T. A. **Computational Contact and Impact Mechanics: Fundamentals of Modeling Interfacial Phenomena in Nonlinear Finite Element Analysis**. [s.l: s.n.].

LIN, Y. et al. Numerical and experimental distribution of stress fields for double shoulder tool joint. **Engineering Failure Analysis**, v. 18, n. 6, p. 1584–1594, 2011.

LIU, Z. et al. Analysis of casing fatigue failure during multistage fracturing operations. **Society of Petroleum Engineers - Abu Dhabi International Petroleum Exhibition and Conference 2018, ADIPEC 2018**, n. November, p. 12–15, 2018.

LONG, G.; GUAN, Z. C.; LIAO, H. L. Quantitative Risk Assessment of Oil Well Casing Strings under Non-Uniform External Loadings. **Advanced Materials Research**, v. 785–786, p. 1036–1040, 2013.

LUO, S.; WU, S. Effect of stress distribution on the tool joint failure of internal and external upset drill pipes. **Materials and Design**, v. 52, p. 308–314, 2013.

MACDONALD, K. A.; DEANS, W. F. Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method. **Engineering Failure Analysis**, v. 2, n. 1, p. 1–30, mar. 1995.

MELCHERS, R. E.; BECK, A. T. **Structural Reliability Analysis and Prediction**. Third Edit ed. [s.l.] John Wiley & Sons, 2018.

MILLER, R.; SORRELL, S. Introduction: The future of oil supply. **Philosophical Transactions A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences**, v. 372, n. 2006, 2013.

MONTGOMERY, DOUGLAS C; PECK, ELIZABETH A; VINING, G. G. **Introduction to linear regression analysis**. 5th Editio ed. [s.l.] John Wiley & Sons, 2012.

MORITA, N.; SHIOZAWA, S. Stability Analysis of Casings During Plastic Deformation. **SPE Deepwater Drilling and Completions Conference**, n. September, p. 10–11, 2014.

MURTAGIAN, G. R. et al. Sealability of Stationary Metal-to-Metal Seals. **Journal of Tribology**, v. 126, n. 3, p. 591, 2004.

PAYNE, M. L.; SATHUVALLI, U. B.; CRABTREE, S. R. **Select topics and applications of probabilistic OCTG design** Society of Petroleum Engineers - SPE Applied Technology Workshop on Risk Based Design of Well Casing and Tubing 1998, ATW 1998, 1998.

PETROBRAS. **Pré-Sal**. Disponível em: <<https://petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/pre-sal/>>.

PLÁCIDO, J. C. R. et al. Casing drilling - Experience in Brazil. **Proceedings of the Annual Offshore Technology Conference**, v. 2005- May, p. 266–276, 2005.

POWERS, J. P.; CHELF, M. S. Continuing application of Torque-Position assembly technology for API connections. **SPE Drilling and Completion**, v. 26, n. 3, p. 408–411, 2011.

SANTI, N. J. et al. OTC 17221 Premium and Semi- Premium Connections Design Optimization for Varied Drilling- With- Casing Applications. 2005.

SCHWIND, B. E. Equations for Leak Resistance of API 8-Round Connectors in Tension. **Offshore Technology Conference**, 1987.

SCHWIND, B. E. et al. Threaded Connection Limit State Equations for Use in LRFD Tubular Design. **Offshore Technology Conference**, v. 2, n. 1, p. 1–4, 1995.

SCHWIND, B. E.; WOOLEY, G. R. New Findings on Leak Resistance of API 8-Round Connectors. **SPE Production Engineering**, n. November, 1989.

SHAHANI, A. R.; SHARIFI, S. M. H. Contact stress analysis and calculation of stress concentration factors at the tool joint of a drill pipe. **Materials and Design**, v. 30, n. 9, p. 3615–3621, 2009.

SHUANLU, L. et al. Analysis of well casing connection pullout. **Engineering Failure Analysis**, v. 13, n. 4, p. 638–645, 2006.

SILVA, T. B.; LIMA JUNIOR, E. T.; GOUVEIA, L. P. Structural Reliability Applied To Analytical Modeling of the Tensile Strength of Standard Api Casing Connections. **Brazilian Journal of Petroleum and Gas**, v. 13, n. 4, p. 301–307, 2019.

SIQUEIRA, L.; BATISTA, R.; OLIVEIRA, T. A descoberta do pré sal e suas vantagens e desvantagens. **Revista de divulgação do Projeto Universidade Petrobras e IF Fluminense**, v. 2, n. 1, 2012.

SKOGDALEN, J. E.; VINNEM, J. E. Quantitative risk analysis of oil and gas drilling, using Deepwater Horizon as case study. **Reliability Engineering and System Safety**, v. 100, p. 58–66, 2012.

SUGINO, M.; NAKAMURA, K.; YAMAGUCHI, S. **Development of innovative high-performance premium threaded connection for OCTG**. 2010 Offshore Technology Conference. **Anais...**Houston, Texas: 2010

TAFRESHI, A.; DOVER, W. Stress analysis of drillstring threaded connections using the finite element method. **International Journal of Fatigue**, v. 15, n. 5, p. 429–438, 1993.

TALLIN, A. G. et al. The development of risk-based burst design for well casing and tubing. **Society of Petroleum Engineers - SPE Applied Technology Workshop on Risk Based Design of Well Casing and Tubing 1998, ATW 1998**, p. 1–12, 1998.

TAO, G.; XIE, J. Analytical Evaluation of Casing Connections for Thermal Well Applications. **SPE Heavy Oil Conference**, n. June, p. 11–13, 2013.

TESSARI, R. K. **Projeto Ótimo de Poços de Petróleo Baseado em Confiabilidade**. [s.l.] Universidade de São Paulo, 2020.

URIBE, J. C. M. **Modelagem numérica e análise de modos de falha de conexões entre tubulares de revestimento de poços**. São Carlos: Universidade de São Paulo, 12 jun. 2017.

URIBE, J. C. M.; BECK, A. T. **Envoltórias Probabilísticas de Estanqueidade de Conexões de Revestimento**. 4º Congresso Geral da ABRISCO. **Anais...**2019

URIBE, J. C. M.; BECK, A. T. Framework for probabilistic leakage resistance envelopes of casing connections. **Engineering Failure Analysis**, v. 118, n. August, p. 104872, 2020.

URIBE, J. C. M.; CARRAZEDO, R.; BECK, A. T. Leakage resistance envelopes of API 8 round casing connections using fe analysis. **Latin American Journal of Solids and Structures**, v. 16, n. 3, 2019.

VALIGURA, G.; TALLIN, A. Connections for HPHT Well Applications and Connection Leak Probability. **Proceedings of SPE High Pressure/High Temperature Sour Well Design Applied Technology Workshop**, 2005.

VAN WITTENBERGHE, J. et al. Experimental determination of the fatigue life of modified threaded pipe couplings. **Procedia Engineering**, v. 2, n. 1, p. 1849–1858, 2010.

XIE, J.; TAO, G. Analysis of Casing Connections Subjected to Thermal Cycle Loading. **Abaqus Users' Conference, RI, USA**, p. 1–16, 2010.

XU, H. et al. Special considerations to calculate joint strength of premium connections. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 182, n. July 2016, p. 106295, 2019.

YONG, Z.; LIAN-XIN, G.; PENG-BIN, Y. Force analysis and tightening optimization of gas sealing drill pipe joints. **Engineering Failure Analysis**, v. 58, p. 173–183, 2015.

YUAN, G. et al. Stress distribution of oil tubing thread connection during make and break process. **Engineering Failure Analysis**, v. 11, n. 4, p. 537–545, 2004a.

YUAN, G. et al. Tribological Properties of API 10-Round Thread Connection During Make-and-Break Process * Round Thread Casing or Tubing. **Tsinghua science and technology**, v. 9, n. 3, p. 281–285, 2004b.

YUAN, G. et al. Numerical and experimental distribution of temperature and stress fields in API round threaded connection. **Engineering Failure Analysis**, v. 13, n. 8, p. 1275–1284, 2006.

ZHANGHUA, L.; YONGGANG, L.; BO, T. Analysis of Jump-Out Loads about Connectors of Buttress and Round Threads of Casing. 2004.