

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS  
CENTRO DE TECNOLOGIA  
CURSO DE ENGENHARIA CIVIL

DÉBORA SANTOS MOREIRA

**MODELAGEM AXISSIMÉTRICA DE CONEXÕES DE COLUNAS DE PERFURAÇÃO  
SUBMETIDAS À TRAÇÃO E TORQUE DE INSTALAÇÃO**

MACEIÓ - AL

2024

DÉBORA SANTOS MOREIRA

**MODELAGEM AXISSIMÉTRICA DE CONEXÕES DE COLUNAS DE PERFURAÇÃO  
SUBMETIDAS À TRAÇÃO E TORQUE DE INSTALAÇÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Colegiado do Curso de Engenharia Civil, do Centro de Tecnologia da Universidade Federal de Alagoas, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheira Civil.

Orientador: Prof. Dr. Eduardo Toledo de Lima Junior

Coorientadora: Ma. Jéssica Pontes de Vasconcelos Valença

MACEIÓ - AL

2024

**Catálogo na fonte**  
**Universidade Federal de Alagoas**  
**Biblioteca Central**  
**Divisão de Tratamento Técnico**

Bibliotecária: Sâmela Rouse de Brito Silva – CRB-4 – 6023

M838m Moreira, Débora Santos.

Modelagem axissimétrica de conexões de colunas de perfuração submetidas à tração e torque de instalação / Débora Santos Moreira. – 2024.  
59 f. : il. color.

Orientador: Eduardo Toledo de Lima Junior  
Co-orientador: Jéssica Pontes de Vasconcelos Valença

Monografia (Trabalho de conclusão de curso em Engenharia Civil) –  
Universidade Federal de Alagoas. Centro de Tecnologia. Maceió, 2024.

Bibliografia: f. 41-43.  
Apêndice: f. 44-59.

1. Modelagem axissimétrica. 2. Análise estrutural. 3. Torque. I. Título.

CDU: 620.3/2

## Folha de Aprovação

DÉBORA SANTOS MOREIRA

### MODELAGEM AXISSIMÉTRICA DE CONEXÕES DE COLUNAS DE PERFURAÇÃO SUBMETIDAS À TRAÇÃO E TORQUE DE INSTALAÇÃO

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à banca examinadora do curso de Engenharia Civil da Universidade Federal de Alagoas e aprovada em 25 de novembro de 2024.

Documento assinado digitalmente  
 **EDUARDO TOLEDO DE LIMA JUNIOR**  
Data: 05/12/2024 09:12:23-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Prof. Dr. Eduardo Toledo de Lima Junior (Orientador)

Documento assinado digitalmente  
 **JESSICA PONTES DE VASCONCELOS VALENÇA**  
Data: 05/12/2024 11:49:42-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Ma. Jéssica Pontes de Vasconcelos Valença (Coorientadora)

#### Banca examinadora:

Documento assinado digitalmente  
 **LUCAS PEREIRA DE GOUVEIA**  
Data: 05/12/2024 21:20:25-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Prof. Dr. Lucas Pereira de Gouveia (Examinador Interno)

Documento assinado digitalmente  
 **GUSTAVO TEIXEIRA DA SILVA**  
Data: 05/12/2024 11:17:01-0300  
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

---

Prof. Me. Gustavo Teixeira da Silva (Examinador Externo)

## AGRADECIMENTOS

A Deus, por todas as bênçãos concedidas em minha vida.

Aos meus pais, José Cícero e Adilma, que sempre estiveram ao meu lado, oferecendo não apenas as melhores condições de estudo, mas também orientação e apoio incondicional em todos os momentos. Agradeço pela dedicação incansável e pelos ensinamentos que me guiaram até aqui, incentivando cada passo dessa jornada. Aos meus irmãos, Douglas, Esdras e João, pelo suporte, pela motivação e pela presença em cada conquista e desafio.

A toda a minha família pela torcida e palavras de encorajamento. Um agradecimento especial à minha tia, Gil, que desde sempre me inspirou a crescer por meio dos estudos e a nunca desistir dos meus objetivos.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Eduardo Toledo, pela orientação e disponibilidade ao longo do desenvolvimento deste trabalho. À minha coorientadora, Ma. Jéssica Valença, e ao Me. Francisco Binas Júnior, pela colaboração e suporte fundamentais para a realização desta pesquisa.

Aos membros da banca examinadora, pela disponibilidade e pelas valiosas sugestões e contribuições, que enriqueceram este estudo.

Aos amigos e colegas que a Universidade Federal de Alagoas (UFAL) me presenteou, por cada momento compartilhado e pelo apoio durante esta jornada.

Agradeço a todo o corpo docente do curso e ao Centro de Tecnologia (CTEC) da UFAL, pelas oportunidades e experiências oferecidas, que foram além do aprendizado técnico.

Por fim, expresso minha gratidão ao Laboratório de Computação Científica e Visualização (LCCV) pelo suporte e pelos recursos disponibilizados para a realização deste trabalho.

## RESUMO

MOREIRA, D. S. **Modelagem axissimétrica de conexões de colunas de perfuração submetidas à tração e torque de instalação.** 2024. 59p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Civil) – Universidade Federal de Alagoas, Maceió, 2024.

Petróleo e gás estão frequentemente localizados em grandes profundidades, exigindo colunas de perfuração extensas unidas por conexões robustas. Essas conexões são submetidas a intensos e complexos carregamentos, estando propensas ao surgimento de pontos de fragilidade mecânica, especialmente nas roscas de conexões do tipo *rotary shouldered*. Um aspecto fundamental para o desempenho das conexões é o torque por aperto, responsável por garantir o aperto adequado entre os componentes. Além disso, a robustez dos elementos, muitas vezes fabricados em aço, demanda estudos que avaliem seus limites operacionais, especialmente em relação ao máximo carregamento que a conexão pode desenvolver em condições de operação, sem que toda a seção transversal onde se desenvolvem as maiores tensões não exceda por completo o limite de escoamento do aço. Nesse contexto, o presente trabalho propõe aplicar o Método dos Elementos Finitos para analisar a distribuição de tensão em uma conexão submetida a pré-carregamento de torque por aperto e carga axial de tração. A metodologia é dividida em três etapas principais: pré-processamento, processamento e pós-processamento. Na primeira etapa, realiza-se a modelagem da conexão rosqueada conforme as normas da API (*American Petroleum Institute*), atribuindo propriedades do material, aplicando o ajuste de interferência inicial, definindo as condições de contorno, os carregamentos, e gerando a malha no ABAQUS®. A segunda etapa envolve o processamento dos dados no *software*, possibilitando o acesso às variáveis de saída e sua visualização gráfica. Na terceira etapa, os dados são interpretados e o Fator de Concentração de Tensão é calculado para identificar o local dos maiores níveis de concentração de tensões na conexão. Os resultados mostram que a modelagem via ABAQUS® possibilita a visualização do problema e a distribuição das tensões equivalentes de von Mises ao longo da seção axissimétrica da conexão. Observa-se que os maiores níveis de concentração de tensões ocorrem na raiz do primeiro filete de rosca engatado do pino, o que está em concordância com os estudos utilizados como referência da literatura. Em relação à resposta do aço empregado, é possível identificar a tensão máxima que a conexão pode desenvolver sem exceder o limite de escoamento, o que se constitui como um critério de projeto importante.

**Palavras-chave:** Coluna de Perfuração, Conexões Rosqueadas, Método dos Elementos Finitos, Fator de Concentração de Tensão.

## ABSTRACT

MOREIRA, D. S. **Axisymmetric modeling of drill string connections subjected to tension and make-up torque.** 2024. 59p. Monograph (Graduation in Civil Engineering) – Federal University of Alagoas, Maceió, 2024.

Oil and gas are often located at great depths, requiring extensive drill strings joined by robust connections. These connections are subjected to intense and complex loads, making them prone to mechanical weak points, particularly in the threads of rotary-shouldered connections. A fundamental aspect of connection performance is the make-up torque, which ensures proper tightening between components. Additionally, the robustness of these elements, often made of steel, necessitates studies to assess their operational limits, particularly concerning the maximum load the connection can withstand under operating conditions without the cross-sectional area experiencing maximum stress exceeding the steel's yield strength. In this context, the present study proposes using the Finite Element Method (FEM) to analyze the stress distribution in a connection subjected to make-up torque preloading and axial tensile load. The methodology is divided into three main stages: pre-processing, processing, and post-processing. In the first stage, the threaded connection is modeled according to the standards of the API (American Petroleum Institute), assigning material properties, applying initial interference fit, defining boundary conditions and loads, and generating the mesh in ABAQUS®. The second stage involves processing the data in the software, enabling access to output variables and their graphical visualization. In the third stage, the data are interpreted, and the Stress Concentration Factor (SCF) is calculated to identify the location of the highest stress concentration levels in the connection. The results demonstrate that modeling in ABAQUS® allows for a detailed visualization of the problem and the distribution of von Mises equivalent stresses along the axisymmetric section of the connection. It is observed that the highest stress concentration levels occur at the root of the first engaged thread of the pin, aligning with findings from reference studies in the literature. Regarding the response of the steel used, it is possible to determine the maximum stress the connection can develop without exceeding the yield strength, establishing an important design criterion.

**Keywords:** Drill String, Threaded Connections, Finite Element Method, Stress Concentration Factor.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Aspecto de um típico tubo de perfuração de poços.....	06
Figura 2 - Rosca das conexões <i>rotary shouldered</i> .....	07
Figura 3 - Esquematização de uma sonda rotativa.....	10
Figura 4 - <i>Kelly</i> , seção quadrada e seção hexagonal.....	11
Figura 5 - Comando espiralado e com ressalto .....	11
Figura 6 - Aspecto de um estabilizador com palheta reta e em espiral.....	12
Figura 7 - Aspecto de um tubo pesado.....	12
Figura 8 - Esquematização <i>tool joints</i> e <i>rotary shouldered connections</i> .....	14
Figura 9 - Parâmetros da geometria das <i>tool joints</i> .....	15
Figura 10 - Diferenças na geometria dos filetes de rosca de conexões NC, REG e FH.....	18
Figura 11 - Detalhes da geometria do perfil V-0.038R.....	19
Figura 12 - Nomenclatura de conexões <i>rotary shouldered</i> .....	21
Figura 13 - Danos na rosca da luva devido à lavagem do pino.....	22
Figura 14 - Fluxograma das etapas da modelagem.....	25
Figura 15 - Dimensões geométricas da <i>tool joint</i> .....	26
Figura 16 - Curva tensão-deformação do aço S-135.....	28
Figura 17 - Curva tensão-deformação verdadeira do aço S-135.....	29
Figura 18 - Sobreposição entre os filetes de rosca do pino e da luva.....	30
Figura 19 - Principais métodos de discretização de superfícies de contato no ABAQUS®.....	31
Figura 20 - Condições de contorno na etapa de ajuste de sobreposição.....	31
Figura 21 - Condições de contorno na etapa de carregamento.....	32
Figura 22 - Partição das geometrias para refinar a malha na área de contato.....	32
Figura 23 - Análise de convergência da malha de elementos finitos.....	34
Figura 24 - Aspecto final da malha e detalhe do refinamento na região de contato.....	34
Figura 25 - Região dos maiores níveis de concentração de tensões na conexão quando submetida a pré-carga.....	36
Figura 26 - FCT na raiz dos filetes de rosca engatados do pino e da luva.....	37
Figura 27 - Carga axial de tração aplicada e máxima tensão equivalente de von Mises.....	38
Figura 28 - Região dos maiores níveis de concentração de tensões na conexão quando submetida a pré-carga e carregamento de 14.615 psi.....	39

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Graus de aço utilizados na fabricação de <i>drill pipes</i> .....	13
Tabela 2 - Propriedades mecânicas das <i>tool joints</i> .....	14
Tabela 3 - Dimensões de conexões <i>rotary shouldered</i> .....	16
Tabela 4 - Especificações do formato de rosca.....	17
Tabela 5 - Conexões <i>Number Connection</i> equivalentes a <i>Internal Flush</i> .....	17
Tabela 6 - Conexões <i>RSC</i> modeladas na literatura.....	24
Tabela 7 - Dimensões geométricas da <i>tool joint</i> NC46.....	26
Tabela 8 - Resumo das dimensões da conexão NC46 (polegadas, graus).....	27
Tabela 9 - Análise da tensão de von Mises para determinar a sobreposição adequada da NC46..	35

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO.....</b>	<b>6</b>
1.1. Justificativa.....	7
1.2. Objetivos.....	9
<b>2. COLUNAS DE PERFURAÇÃO.....</b>	<b>10</b>
2.1. Kelly.....	11
2.2. Comandos.....	11
2.3. Estabilizadores.....	12
2.4. Tubos Pesados.....	12
2.5. Tubos de perfuração.....	12
2.6. Tool Joints.....	13
2.6.1. Rotary Shouldered Connections.....	14
2.6.1.1. API Internal Flush.....	17
2.6.1.2. API Full Hole.....	18
2.6.1.3. API Number Connection.....	18
2.6.1.4. API Regular.....	19
<b>3. FALHAS EM CONEXÕES.....</b>	<b>20</b>
3.1. Fadiga.....	20
3.2. Sobrecarga.....	21
3.3. Corrosão e Temperatura.....	22
3.4. Vazamento.....	22
<b>4. MODELAGEM COMPUTACIONAL.....</b>	<b>23</b>
4.1. Pré-processamento.....	25
4.1.1. Geometria da conexão.....	25
4.1.2. Propriedades do material.....	28
4.1.3. Interferência mecânica.....	30
4.1.4. Condições de contorno.....	31
4.1.5. Malha de Elementos Finitos.....	32
4.2. Processamento.....	33
4.3. Pós-processamento.....	34
<b>5. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>34</b>
<b>6. CONCLUSÃO.....</b>	<b>40</b>
<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>41</b>
<b>APÊNDICE A - Modelagem da conexão NC46.....</b>	<b>44</b>

## 1. INTRODUÇÃO

A indústria de petróleo e gás natural desempenha um papel fundamental no cenário energético brasileiro, sendo responsável por quase metade da oferta interna de energia (EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA, 2023). Além disso, o Brasil possui extensas reservas de petróleo e gás em ambiente *offshore*, especialmente na camada pré-sal, o que tem impulsionado a atividade de exploração e a produção destes recursos nos últimos anos.

A perfuração é uma das etapas executivas do poço que mais demanda tempo e capital, uma vez que requer, por exemplo, conhecimento detalhado das condições geológicas da região de alocação do poço, planejamento e condução de estudos de integridade, combinados com o uso de equipamentos especializados. Nesse contexto, o estudo da perfuração é indispensável para o desenvolvimento da exploração de óleo e gás, principalmente da coluna de perfuração e de seus componentes.

A mais longa seção da coluna de perfuração é composta pelos tubos de perfuração, os chamados *drill pipes*, ilustrados pela Figura 1, normalmente fabricados em aço e sem a presença de costura (*seamless pipes*). Esses tubos possuem conexões cônicas em suas extremidades conhecidas como *tool joints*, que são soldadas no corpo do tubo (THOMAS, 2001).

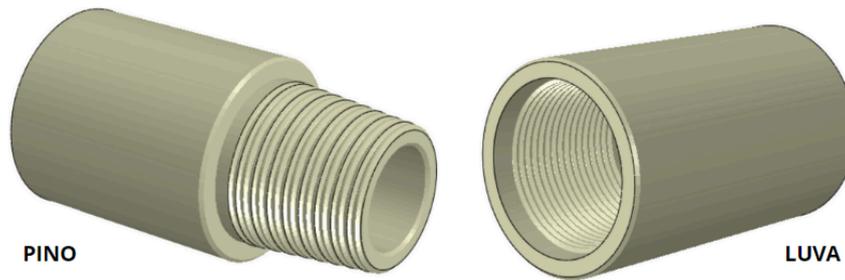
Figura 1: Aspecto de um típico tubo de perfuração de poços.



Fonte: Thomas, 2001.

A coluna de perfuração está sujeita a intensos e complexos carregamentos dinâmicos, que acabam criando condições propícias para o surgimento de pontos de fragilidade mecânica em locais específicos do tubo de perfuração. Nestes pontos, a concentração de tensão é significativamente maior em comparação com outras áreas do corpo tubular (ZAMANI; HASSANZADEH-TABRIZI e SHARIFI, 2015; LUO e WU, 2013), levando à necessidade de quantificar esse aumento de tensão por meio do Fator de Concentração de Tensão (FCT). Dentre esses pontos de fragilidade destacam-se as roscas de conexões compostas pelo pino (*pin*) e pela luva (*box*), conhecidas como *rotary shouldered connections*, ilustradas na Figura 2.

Figura 2: Rosca das conexões *rotary shouldered*.



Fonte: Autora, 2024.

Segundo Liu *et al.* (2015), na conexão a rigidez é reduzida e a forma da seção transversal é complexa em relação à geometria do corpo do tubo de perfuração, uma vez que os filetes de rosca possuem muitos detalhes e uma geometria descontínua. Com isso, esses locais têm grande potencial para iniciar falhas, podendo comprometer a integridade do sistema e influenciar nos custos totais do projeto (STELZER, 2007). Além disso, essas conexões são projetadas mecanicamente para serem montadas com um determinado nível de torque por aperto (*make-up torque*), conforme especificações contidas nas normas API (*American Petroleum Institute*), tendo em vista a sua importância para a segurança, eficiência e integridade estrutural e estanqueidade das operações de perfuração. De acordo com Knight (2002), o objetivo do pré-carregamento da conexão é eliminar qualquer folga entre os componentes, garantindo que eles permaneçam firmemente acoplados durante o serviço, impedindo tanto a separação das partes quanto o vazamento de fluido pelos filetes de rosca.

### 1.1. Justificativa

A análise das conexões rosqueadas de tubos de perfuração de poços de petróleo e gás natural é crucial devido à complexidade e às condições desafiadoras na construção dos poços. Estudar esses elementos estruturais é fundamental para melhorar a eficiência operacional, otimizar o processo de perfuração e minimizar paradas não programadas, resultando em redução de custos e conformidade com as regulamentações. Além disso, esses estudos têm potencial para contribuir com a proteção ambiental ao assegurar a integridade mecânica e estanqueidade da coluna de perfuração e suas conexões, evitando vazamentos de fluidos de perfuração do interior da coluna ou poço.

De acordo com Salihu (2011), as tensões cíclicas às quais a coluna de perfuração é submetida provocam a iniciação e eventual propagação de trincas de fadiga, que, em última instância, levam à falha da coluna em serviço. Esse tipo de falha resulta em dias de operações

dispendiosas para recuperação e outras medidas corretivas antes que as atividades normais de perfuração possam ser retomadas. Desse modo, ao longo dos anos, vários pesquisadores se dedicaram ao estudo detalhado dessas tensões, focando na análise de falhas ao longo do corpo do tubo de perfuração e na identificação de pontos de concentração de tensões, bem como áreas mais suscetíveis a falhas nas conexões (BARAGETTI, 2002; LUO e WU, 2013; ZAMANI; HASSANZADEH-TABRIZI e SHARIFI, 2015).

Para isso, o uso de simulações numéricas utilizando o Método dos Elementos Finitos (MEF) tornou-se uma prática comum na modelagem do comportamento de conexões sob diferentes condições de carregamento. Os trabalhos de Tafreshi e Dover (1993), Macdonald e Deans (1995), Salihu (2011) e Kopei *et al.* (2023) utilizaram uma estratégia de modelagem computacional envolvendo pré-carga de torque por aperto e carregamento axial no *software* comercial ABAQUS®, simplificando o problema mecânico tridimensional ao considerar um modelo axissimétrico bidimensional.

Por outro lado, os autores Plácido *et al.* (2005), Silva (2008) e Zhou *et al.* (2023) realizaram suas análises numéricas utilizando um modelo tridimensional no mesmo *software*. Tafreshi e Dover (1993) também conduziram uma análise tridimensional envolvendo flexão, mas relataram dificuldades relacionadas ao tempo de processamento, à alta demanda por capacidade computacional e às limitações no número de elementos que o ABAQUS® podia resolver. Por essa razão, precisaram reduzir o número de elementos, o que trouxe dificuldades para manter a precisão necessária, causando distorções significativas em algumas regiões da malha.

Desse modo, pode-se inferir que a construção de modelos tridimensionais é mais trabalhosa e acarreta maior custo computacional, tanto devido ao grande número de elementos necessários quanto à complexidade na definição dos contatos entre superfícies e na aplicação precisa dos carregamentos. Esses fatores tornam o uso de modelos axissimétricos uma alternativa atrativa em situações onde é necessário otimizar o tempo de simulação e o uso de recursos computacionais, sem comprometer a representatividade do comportamento da conexão.

Nesse contexto, nota-se cada vez mais o emprego de modelagens computacionais via MEF para o estudo de conexões rosqueadas de tubos de perfuração de poços de petróleo. Entretanto, na maior parte dos trabalhos disponíveis, as etapas e estratégias de modelagem da conexão não são descritas detalhadamente, dificultando a reprodutibilidade de novos estudos.

## 1.2. Objetivos

O presente trabalho tem como objetivo geral apresentar uma estratégia para modelagem computacional via Método dos Elementos Finitos de uma conexão rosqueada usada em tubos de perfuração de poços de petróleo, submetida a pré-carregamento de torque por aperto e esforços axiais de tração.

Para alcançar o objetivo geral, têm-se os seguintes objetivos específicos:

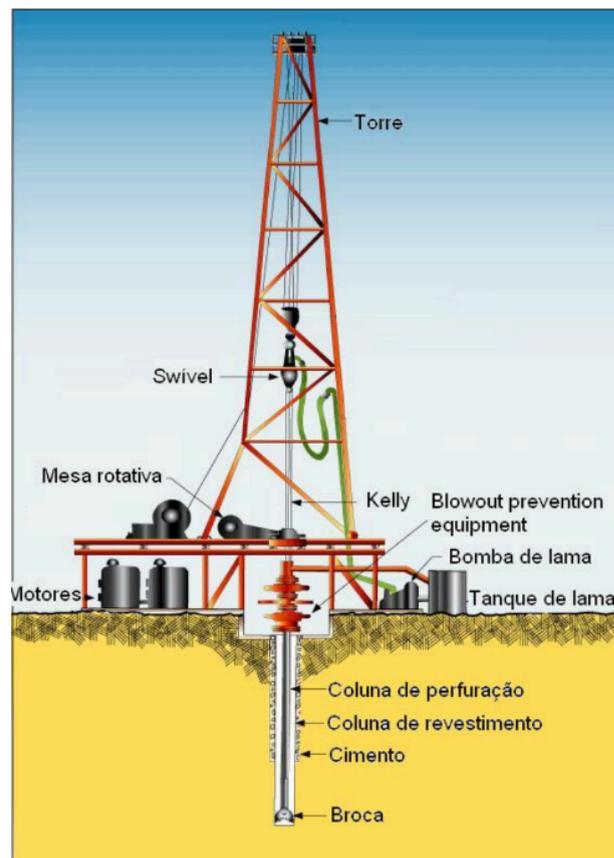
- Definir e caracterizar as *rotary shouldered connections* quanto à sua geometria, descrevendo seus elementos característicos, segundo especificações de norma e literatura especializada;
- Destacar o uso da modelagem computacional na simulação de conexões utilizadas em tubos de perfuração de poços de petróleo, por meio da revisão de trabalhos de outros autores;
- Fazer um estudo numérico no ABAQUS® CAE do comportamento de uma conexão padrão API submetida a pré-carregamento de torque por aperto e ação de esforços axiais de tração.

## 2. COLUNAS DE PERFURAÇÃO

Para cortar as diversas formações rochosas durante a perfuração de um poço de petróleo, é necessária a concentração de grande quantidade de energia na broca (*drill bit*). Esta energia, em forma de rotação e peso aplicados sobre a broca, é transferida às rochas para promover sua ruptura e desagregação. Os detritos ou cascalhos resultantes são então removidos do fundo do poço e carregados até a superfície pela circulação do fluido de perfuração (THOMAS, 2001).

O peso da coluna de perfuração é sustentado por uma torre ou mastro, que permite espaçamento vertical livre para realização de manobras. Visando que apenas a parte inferior rotacione, o *swivel* isola os componentes rotativos dos estacionários, como mostrado na Figura 3.

Figura 3: Esquemática de uma sonda rotativa.



Fonte: Silva, 2008.

Segundo Silva (2021), uma coluna de perfuração convencional consiste de um *kelly*, comandos (*drill collars*), estabilizadores, tubos pesados e tubos de perfuração (*drill pipes*) com luva e pino de conexão (*tool joints*).

## 2.1. Kelly

O *kelly*, mostrado na Figura 4, é uma haste de seção hexagonal ou quadrada que desliza livremente na vertical dentro de uma mesa rotativa e está localizado na parte superior da coluna de perfuração. Assim, a mesa transmite torque para o *kelly* que por sua vez transmite à coluna de perfuração, promovendo sua rotação, chegando finalmente à broca. *Kellys* com seção transversal quadrada são utilizados em sondas de perfuração de poços *onshore* e de seção hexagonal em sondas *offshore*, uma vez que apresentam maior resistência à esforços de tração, torção e flexão (THOMAS, 2001).



Fonte: Plácido, 2009.

## 2.2. Comandos

Os comandos de perfuração, os chamados *drill collars*, são elementos tubulares fabricados em aço de alta resistência, usinados e, que possuem alto peso linear devido à sua grande espessura de parede. Esses elementos desempenham funções cruciais, proporcionando peso à broca e conferindo rigidez à coluna, contribuindo assim para um controle mais eficiente da trajetória do poço. Os comandos podem ser fabricados com variados formatos, com seção transversal circular, quadradas ou espiraladas, conforme exemplificado na Figura 5.

Figura 5: Comando espiralado e com ressalto.



Fonte: Thomas, 2001.

A conexão entre esses elementos é estabelecida por rosqueamento, com filetes usinados diretamente no corpo do tubo. Sua especificação deve levar em conta as seguintes características: diâmetro externo, diâmetro interno, tipo da união, acabamento externo e a existência ou não de ressalto (THOMAS, 2001; SILVA, 2021).

### 2.3. Estabilizadores

Estabilizadores são instrumentos projetados para conferir maior rigidez e estabilidade à coluna de perfuração, e, por terem um diâmetro equivalente ao da broca, auxiliam na preservação do diâmetro (calibre) do poço. Podem ser com palheta reta e em espiral, conforme mostrado na Figura 6. Em poços direcionais, os estabilizadores são importantes para deslocar os pontos de apoio dos comandos ao longo das paredes do poço, possibilitando um controle mais preciso da trajetória da perfuração (THOMAS, 2001).

Figura 6: Aspecto de um estabilizador com palheta reta e em espiral.



Fonte: PETROLINKED, 2022.

### 2.4. Tubos Pesados

Os tubos pesados, conhecidos como *heavy weight drill pipe*, são elementos tubulares fabricados em aço de alta resistência, usinados e projetados para desempenhar um papel fundamental na transição de rigidez entre os comandos e os tubos de perfuração, com o objetivo principal de reduzir a probabilidade de falhas por fadiga, além de auxiliar no fornecimento de peso sobre a broca, já que são elementos com maior rigidez axial à compressão.

São notáveis por suas características distintivas, incluindo paredes mais espessas, conexões mais resistentes e revestidas com metal duro (*hard-facing*). Na Figura 7 pode-se visualizar o reforço central existente no corpo do tubo.

Figura 7: Aspecto de um tubo pesado.



Fonte: Thomas, 2001.

### 2.5. Tubos de perfuração

Os tubos de perfuração, conhecidos como *drill pipes*, são elementos cruciais para a perfuração de poços de petróleo. Durante as operações rotineiras de perfuração, cargas complexas como as axiais de tração ou compressão, torção, flexão, pressão hidrostática e

vibrações atuam nos tubos que compõem a coluna de perfuração (ZAMANI; HASSANZADEH-TABRIZI e SHARIFI, 2015). Além disso, representam a maior parte do comprimento total da coluna de perfuração.

Os tubos são gravados com o diâmetro e peso linear nominais, com o tipo de reforço das uniões, grau do aço, comprimento nominal e tipos de rosca (THOMAS, 2001). Nas extremidades do tubo há um reforço chamado de *upset*. Segundo Plácido (2009), este reforço é utilizado para criar uma região com maior resistência, aumentando a área de aço dos tubos no local em que haverá a soldagem das conexões. Esse reforço pode ser classificado como reforço interno (*Internal Upset* - IU), reforço externo (*External Upset* - EU) ou como reforço misto (*Internal-External Upset* - IEU).

Embora tubos de alumínio sejam usados em projetos especiais (PLÁCIDO *et al.*, 2005), a maioria dos tubos são fabricados em ligas de aço sem costura e recebem um tratamento interno com resina para reduzir a corrosão e o desgaste. A API *Spec. 5D* (2009) especifica os processos de fabricação, composição química, requisitos de propriedades mecânicas, testes e parâmetros para *drill pipes*. A Tabela 1 apresenta os valores mínimos e máximos dos limites de resistência ao escoamento e à tração para cada grau de aço. Esses graus são atribuídos com base em suas propriedades mecânicas citadas acima, incluindo-se a tenacidade e os níveis de resistência à corrosão, que são cruciais para determinar o desempenho dos tubos de perfuração.

Tabela 1: Graus de aço utilizados na fabricação de *drill pipes*.

		3		4		5	
		Limite de Escoamento				Resistência Mínima à Tração	
Grupo	Grau	Mínimo		Máximo		psi	MPa
		psi	MPa	psi	MPa		
1	E-75	75.000	517	105.000	724	100.000	689
3	X-95	95.000	655	125.000	862	105.000	724
	G-105	105.000	724	135.000	931	115.000	793
	S-135	135.000	931	165.000	1138	145.000	1000

Fonte: API *Spec. 5D*, 2009 (Adaptado).

## 2.6. Tool Joints

As *tool joints* são as extremidades conectáveis dos tubos de perfuração fabricados em aço de alta resistência para suportar as demandas do ambiente de perfuração. Podem ser soldadas, parafusadas nas extremidades dos tubos, ou a combinação de ambos. (API RP 7G, 1998).

De acordo com Stelzer (2007), nas *tool joints*, as tensões mais críticas atuam nos filetes de rosca que conectam dois tubulares consecutivos, sendo necessário que seu efeito seja simulado com o auxílio de uma análise de elementos finitos. Essas conexões, localizadas em ambas as extremidades do tubo de perfuração, fornecem uma interface segura entre os diferentes segmentos da coluna de perfuração, pois permitem a montagem e a desmontagem rápida, além de facilitar a manutenção e a substituição de seções danificadas.

A Tabela 2 apresenta as propriedades mecânicas mínimas para *tool joints*, como os limites de resistência ao escoamento e de resistência à tração. Segundo a API RP 7G (1998), o torque por aperto recomendado tem como base uma tensão de tração de 60% do limite de escoamento mínimo para *tool joints*, o que corresponde a uma tensão nominal de 72 ksi.

Tabela 2: Propriedades mecânicas das *tool joints*.

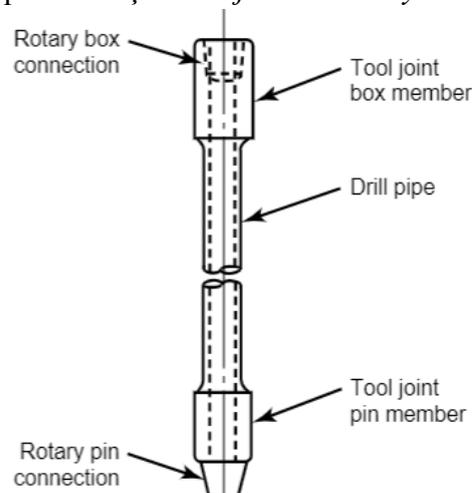
Limite de Escoamento Mínimo		Resistência Mínima à Tração		Porcentagem Mínima de Alongamento	Dureza Brinell mínima da luva (HB)
psi	MPa	psi	MPa		
120.000	827,4	140.000	965,3	13	285

Fonte: API Spec. 7, 2006 (Adaptado).

### 2.6.1. Rotary Shouldered Connections

As conexões rotativas com ressaltos, denominadas de *rotary shouldered connections*, são um tipo específico de conexão rosqueada utilizada em *tool joints*. O pino (*pin*) é fixado em uma das extremidades do tubo de perfuração e a luva (*box*) é fixada na outra extremidade, conforme ilustra a Figura 8.

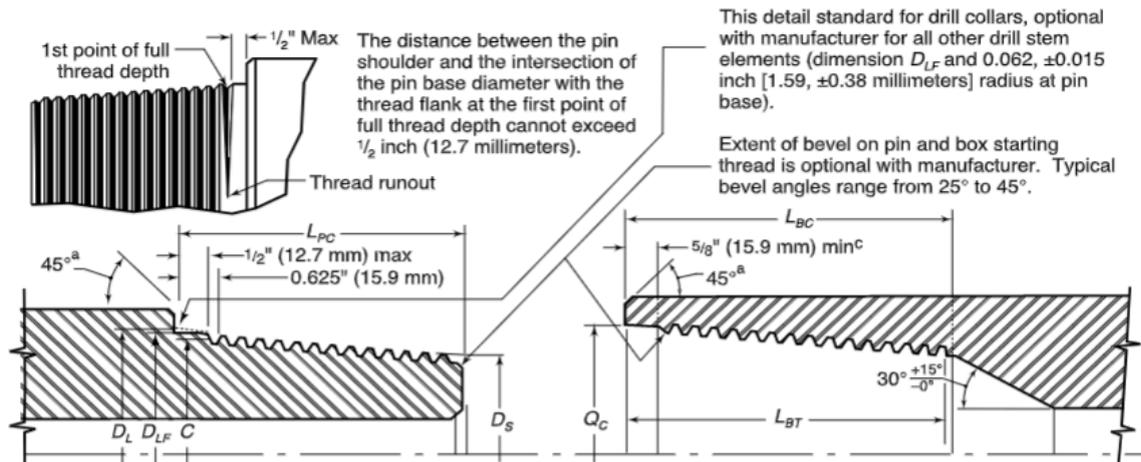
Figura 8: Esquemática *tool joints* e *rotary shouldered connections*.



Fonte: API Spec. 7, 2006 (Adaptado).

Além disso, essas conexões apresentam ressaltos que oferecem suporte adicional e são concebidas para resistir a tensões elevadas oriundas dos carregamentos e, sobretudo, dos níveis de sobretorque. Os parâmetros essenciais para construção da geometria das *tool joints* são exemplificados na Figura 9, e seus respectivos valores são consultados na Tabela 3. Para os filetes de rosca do pino e da luva, componentes das *rotary shouldered connections*, os detalhes da geometria estão evidenciados na Figura 11 e seus valores estão registrados na Tabela 4.

Figura 9: Parâmetros da geometria das *tool joints*.



Fonte: API Spec. 7, 2006.

As conexões rosqueadas são especificamente projetadas para proporcionar uma vedação eficiente, assegurando a integridade do poço e prevenindo vazamentos de fluidos de perfuração e outras substâncias no ambiente circundante (KNIGHT, 2002). Uma vez que o torque de montagem adequado é atingido, os filetes de roscas tendem a permanecer sob tensões compressivas produzidas pela interferência mecânica, assim não há movimento relativo entre as roscas, seja nas etapas de perfuração ou mesmo de alargamento do poço. Por outro lado, se o torque de montagem adequado não for alcançado, a conexão continuará a ser rosqueada, podendo levar a falhas.

Segundo Plácido (2009), as roscas de conexões API mais comumente utilizadas incluem: IF (*Internal Flush Perfil V*), FH (*Full Hole Perfil V*) e REG (*Regular Perfil V*). Além dessas, destaca-se também a conexão NC (*Numbered Connection Perfil V*). Estas roscas, ou filetes da conexão, são padronizadas pela API Spec. 7 (2006), que define as dimensões e estilos que as conexões devem ser fornecidas, levando-se em consideração parâmetros como o perfil da rosca, número de filetes por polegada e comprimento do pino e da luva, conforme dados apresentados na Tabela 3 e na Tabela 4 cujos parâmetros geométricos podem ser visualizadas nas Figuras 9 e 11.

Tabela 3: Dimensões de conexões *rotary shouldered*.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12
Número ou tamanho da conexão	Formato da rosca	Rosca por polegada	Conicidade (polegadas por pé, ou in/fi)	Diâmetro do passo da rosca no ponto de medição ( <i>Gauge Point</i> )	Maior diâmetro no pino	Diâmetro até a superfície plana no pino	Menor diâmetro no pino	Comprimento do pino	Comprimento mínimo das rosca da luva	Profundidade da luva	Detalhe do alargamento feito na luva (Counter-bore)
				<i>C</i>	<i>D<sub>L</sub></i>	<i>D<sub>LF</sub></i>	<i>D<sub>S</sub></i>	<i>L<sub>PC</sub></i>	<i>L<sub>BT</sub></i>	<i>L<sub>BC</sub></i>	<i>Q<sub>C</sub></i>
Number (NC)											
NC23	V-0.038R	4	2	2.35500	2.563	2.437	2.063	3	3 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>
NC26	V-0.038R	4	2	2.66800	2.876	2.750	2.376	3	3 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>
NC31	V-0.038R	4	2	3.18300	3.391	3.266	2.808	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>29</sup> / <sub>64</sub>
NC35	V-0.038R	4	2	3.53100	3.739	3.625	3.114	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>13</sup> / <sub>16</sub>
NC38	V-0.038R	4	2	3.80800	4.016	3.891	3.349	4	4 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>5</sup> / <sub>64</sub>
NC40	V-0.038R	4	2	4.07200	4.280	4.156	3.530	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>11</sup> / <sub>32</sub>
NC44	V-0.038R	4	2	4.41700	4.625	4.499	3.875	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>
NC46	V-0.038R	4	2	4.62600	4.834	4.709	4.084	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>29</sup> / <sub>32</sub>
NC50	V-0.038R	4	2	5.04170	5.250	5.135	4.500	4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	4 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>16</sub>
NC56	V-0.038R	4	2	5.61600	5.876	5.703	4.626	5	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>15</sup> / <sub>16</sub>
NC61	V-0.038R	4	2	6.17800	6.438	6.266	5.063	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>
NC70	V-0.038R	4	2	7.05300	7.313	7.141	5.813	6	6 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	6 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	7 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>
NC77	V-0.038R	4	2	7.74100	8.000	7.828	6.376	6 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	7 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	8 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>
Regular (REG)											
1 REG	V-0.055	6	1.5	1.15400	1.281	1.233	1.094	1.50	2.00	2.13	1.301
1 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> REG	V-0.055	6	4.5	1.54100	1.668	1.621	1.418	2.00	2.125	2.63	1.688
2 <sup>3</sup> / <sub>8</sub> REG	V-0.040	5	3	2.36537	2.625	2.515	1.875	3	3 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	2 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>
2 <sup>7</sup> / <sub>8</sub> REG	V-0.040	5	3	2.74037	3.000	2.890	2.125	3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	3 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>
3 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> REG	V-0.040	5	3	3.23987	3.500	3.390	2.562	3 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	3 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	3 <sup>9</sup> / <sub>16</sub>
4 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> REG	V-0.040	5	3	4.36487	4.625	4.515	3.562	4 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	4 <sup>11</sup> / <sub>16</sub>
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> REG	V-0.050	4	3	5.23402	5.520	5.410	4.333	4 <sup>3</sup> / <sub>4</sub>	4 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>37</sup> / <sub>64</sub>
6 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> REG	V-0.050	4	2	5.75780	5.992	5.882	5.159	5	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	6 <sup>1</sup> / <sub>16</sub>
7 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> REG	V-0.050	4	3	6.71453	7.000	6.890	5.688	5 <sup>1</sup> / <sub>4</sub>	5 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>7</sup> / <sub>8</sub>	7 <sup>3</sup> / <sub>32</sub>
8 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> REG	V-0.050	4	3	7.66658	7.952	7.840	6.608	5 <sup>3</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub>	6	8 <sup>3</sup> / <sub>64</sub>
Full-Hole (FH)											
5 <sup>1</sup> / <sub>2</sub> FH	V-0.050	4	2	5.59100	5.825	-	4.992	5	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>29</sup> / <sub>32</sub>
6 <sup>5</sup> / <sub>8</sub> FH	V-0.050	4	2	6.51960	6.753	-	5.920	5	5 <sup>1</sup> / <sub>8</sub>	5 <sup>5</sup> / <sub>8</sub>	6 <sup>27</sup> / <sub>32</sub>

Fonte: API Spec. 7, 2006 (Adaptado).

Tabela 4: Especificações do formato de rosca.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Formato da rosca	Distância entre filetes consecutivos $p$	Conicidade in/ft.	Altura nominal da rosca, não truncada $H$	Altura nominal da rosca, truncada $h_n = h_s$	Truncamento da raiz da rosca $S_{rn} = S_{rs}$ $f_{rn} = f_{rs}$	Truncamento da crista da rosca $f_{cn} = f_{cs}$	Largura da superfície plana			Raio nos cantos dos filetes de rosca $r$ $\pm 0.008$
							Crista $F_{cn} = F_{cs}$	Raiz $F_{rn} = F_{rs}$	Raio da curvatura na raiz da rosca $r_{rn} = r_{rs}$	
V-0.038R	0.250000	2	0.216005	0.121844	0.038000	0.056161	0.065	-	0.038	0.015
V-0.038R	0.250000	3	0.215379	0.121381	0.038000	0.055998	0.065	-	0.038	0.015
V-0.040	0.200000	3	0.172303	0.117842	0.020000	0.034461	0.040	-	0.020	0.015
V-0.050	0.250000	3	0.215379	0.147303	0.025000	0.043076	0.050	-	0.025	0.015
V-0.050	0.250000	2	0.216005	0.147804	0.025000	0.043201	0.050	-	0.025	0.015
V-0.055	0.166667	1.50	0.144200	0.055900	0.040600	0.047600	0.055	0.047	-	0.015

Fonte: API Spec. 7, 2006 (Adaptado).

### 2.6.1.1. API Internal Flush

A conexão *Internal Flush* (IF), é um tipo de rosca projetada para criar uma superfície interna lisa, sem saliências. Pode ser utilizada em tubos de revestimento onde uma passagem interna sem obstruções é crucial. A API Spec. 7 (2006), menciona as conexões IF como obsoletas e apresenta as opções de conexões *Number Connection* (NC) equivalentes, apresentadas na Tabela 5.

Tabela 5: Conexões *Number Connection* equivalentes a *Internal Flush*.

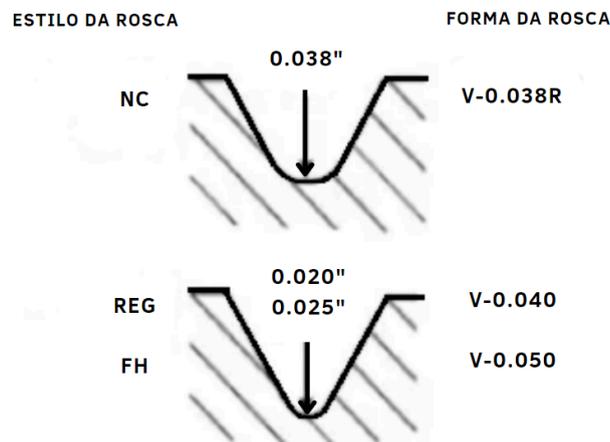
<b>Number Connection</b>	<b>Equivalent Connection</b>
NC26	2 <sup>3</sup> /8 IF
NC31	2 <sup>7</sup> /8 IF
NC38	3 <sup>1</sup> /2 IF
NC40	4 FH
NC46	4 IF
NC50	4 <sup>1</sup> /2 IF

Fonte: API Spec. 7, 2006.

### 2.6.1.2. API Full Hole

A conexão *Full Hole* (FH), é uma variedade de rosca especialmente desenvolvida para estabelecer uma superfície interna lisa, sem saliências, sendo particularmente vantajosa em tubos de revestimento. A forma da rosca, V-0.050, é projetada para otimizar a resistência e a capacidade de carga axial. Na Tabela 3, é possível identificar dois tamanhos: 5½ FH e 6⅝ FH. Contudo, conforme apontado por Stelzer (2007), as conexões *Full Hole* (FH) são consideradas desatualizadas, justificando a preferência pelas conexões *Number Connection*. Isso se deve ao fato de que a NC apresenta um raio de raiz de rosca maior, conforme mostrado na Figura 10, uma característica essencial para prevenir falhas prematuras, já que são regiões de intensa concentração de tensões.

Figura 10: Diferenças na geometria dos filetes de rosca de conexões NC, REG e FH.

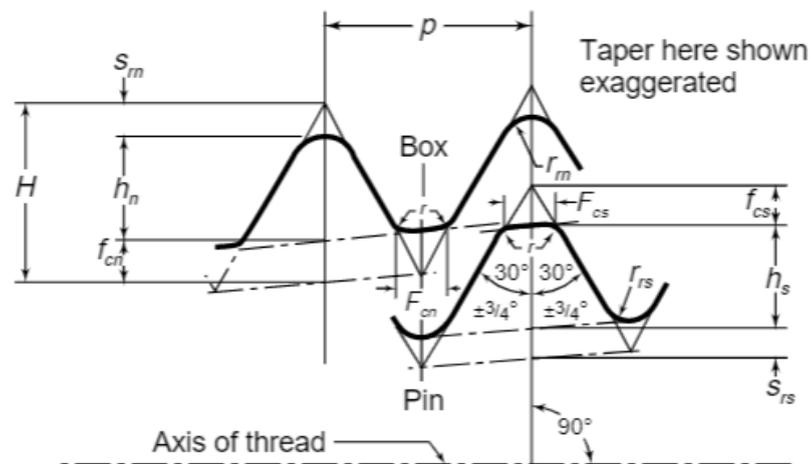


Fonte: Knight, 2002 (Adaptado).

### 2.6.1.3. API Number Connection

Nos anos 60, a API apresentou a *Number Connection* para cobrir novas demandas de mercado, ao mesmo tempo em que declarou as linhas IF e FH como obsoletas. Na perspectiva de McCarthy *et al.* (2004), desde que foram introduzidas, as conexões NC tornaram-se as principais conexões usadas em *tool joints* de tubos de perfuração, observando-se que falhas por fadiga do pino foram praticamente eliminadas. Essas conexões possuem o formato de rosca V-0.038R, ilustrado na Figura 11 com parâmetros especificados na Tabela 4, que se revela mais resistente à fadiga do que as formas V-0.040 e V-0.050, frequentemente utilizadas nos demais tipos de conexão.

Figura 11: Detalhes da geometria do perfil V-0.038R.



Fonte: API *Spec. 7*, 2006.

#### 2.6.1.4. API *Regular*

A conexão *Regular* (REG) é caracterizada por uma rosca de perfil triangular, amplamente empregada em conexões de tubulares de perfuração. Esta conexão se distingue por apresentar três variações de formato: V-0.040, V-0.050 e V-0.055, proporcionando flexibilidade de escolha com base nas exigências específicas da aplicação. Essa diversidade de formatos permite a adaptação da conexão *Regular* a uma gama variada de necessidades na indústria, demonstrando sua versatilidade e utilidade em diferentes contextos operacionais. A rosca API REG também é uma escolha comum para os componentes de fundo da coluna de perfuração ou BHA (*Bottom Hole Assembly*), como por exemplo, tubos de aço pesado, estabilizadores e brocas.

### 3. FALHAS EM CONEXÕES

As falhas em conexões utilizadas em tubos de perfuração são incidentes recorrentes, especialmente em condições de perfuração de poços profundos e ultraprofundos, bem como em ambientes geológicos complexos, como observado por Liu *et al.* (2015). As conexões rosqueadas possuem limitações, como a possibilidade de desgaste e fadiga das roscas. Stelzer (2007) menciona em seu trabalho as principais causas de falhas, são elas: fadiga, sobrecarga, corrosão e temperatura elevada. Outra condição que também pode desencadear falhas na conexão é o torque de montagem inadequado. Conforme mencionado por Plácido (2009) e Zamani, Hassanzadeh-Tabrizi e Sharifi (2015), caso seja aplicado um torque por aperto insuficiente, pode ocorrer a passagem do fluido de perfuração por entre as roscas da conexão e provocar a lavagem desta, fenômeno conhecido por *wash-out*. Por outro lado, um aperto excessivo pode deformar a rosca fragilizando a conexão e levando-a à ruptura.

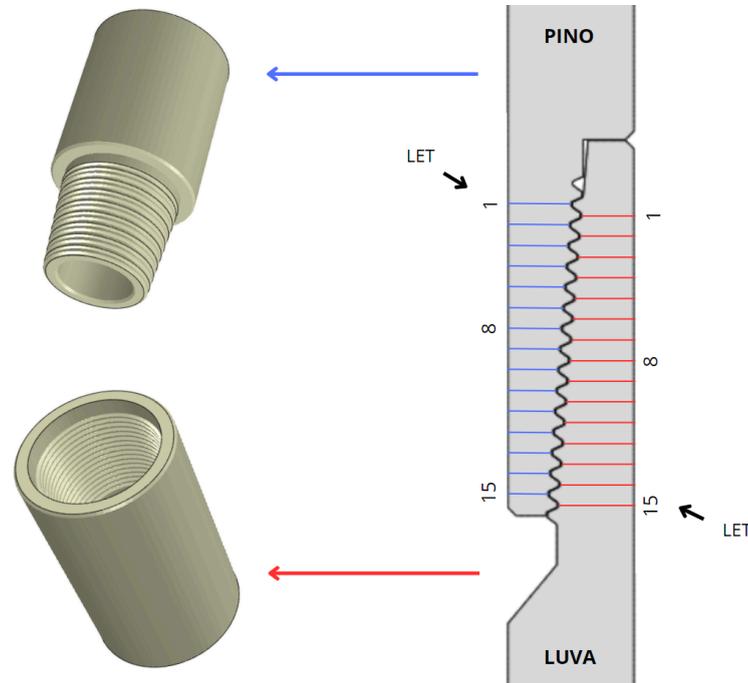
#### 3.1. Fadiga

A fadiga surge como resultado de esforços cíclicos, geralmente associados à presença de trincas superficiais ou volumétricas nos tubos, que muitas vezes são imperceptíveis e diminuem a resistência original do material. Segundo Salihu (2011), as falhas em serviço de uma coluna de perfuração são frequentemente atribuídas a altas concentrações de tensão na raiz das conexões rosqueadas com ressalto, especialmente quando submetidas à fadiga devido a cargas cíclicas. Esse efeito é amplificado pela presença de *dog-legs*, que representam desvios da trajetória do poço em relação à vertical de 0°. Esses desvios geram ciclos de tração e compressão em pontos de concentração de tensão, o que acelera o surgimento de trincas por fadiga ou o avanço de trincas pré-existentes até um ponto crítico, culminando em uma falha repentina por fadiga na coluna de perfuração.

A respeito da falha por fadiga, os autores Luo e Wu (2013) analisaram como a distribuição de tensão nas conexões rosqueadas pode causar problemas em um tubo de perfuração. Neste estudo, os autores calcularam os fatores de concentração de tensão nas roscas e identificaram que a raiz engatada do primeiro filete do pino é o local mais suscetível ao início e nucleação de trincas por fadiga. Esse comportamento também é observado em outros estudos, que mostraram que os picos de tensão se concentram no primeiro filete do pino e no último filete da luva (MACDONALD e DEANS 1995; STELZER, 2007; ZAMANI; HASSANZADEH-TABRIZI e SHARIFI, 2015). As convenções usadas na numeração das roscas

do pino e da luva são exemplificadas na Figura 12, onde a sigla LET corresponde ao último filete de rosca engatado (*Last Engaged Thread*).

Figura 12: Nomenclatura de conexões *rotary shouldered*.



Fonte: Autora, 2024.

De acordo com Salihu (2011), o Fator de Concentração de Tensão é uma medida que quantifica o aumento da tensão em regiões específicas, como as roscas, onde a geometria irregular pode provocar uma amplificação significativa das tensões em relação à tensão nominal aplicada, ou seja, a tensão desenvolvida na seção transversal do tubular suficientemente distante das tensões de pico. Desse modo, o FCT é um parâmetro adimensional, definido como a relação entre a tensão local máxima ( $\sigma_{max}$ ) e a tensão nominal aplicada no corpo ( $\sigma_{nom}$ ), calculado pela Equação 1.

$$FCT = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}} \quad (1)$$

### 3.2. Sobrecarga

Ainda segundo Stelzer (2007), a falha por sobrecarga ocorre quando as cargas aplicadas nos tubos de perfuração excedem sua capacidade resistente podendo resultar em falhas, como, por exemplo, falhas por torção, por tração ou resultantes da combinação destas cargas. Se a torção externamente aplicada for suficientemente alta para causar rotação relativa entre o pino e a luva, a falha pode ocorrer na conexão; caso contrário, nenhum efeito significativo no estado de tensão da conexão é observado.

### 3.3. Corrosão e Temperatura

A exposição prolongada a temperaturas elevadas pode levar a uma variedade de problemas que comprometem a integridade das conexões. Ciclos repetidos de aquecimento e resfriamento, comuns em operações de perfuração, podem resultar em fadiga térmica. Essa fadiga pode levar a microfissuras que, ao longo do tempo, podem evoluir para falhas mais significativas. Além disso, a alta temperatura também pode acelerar processos de oxidação e corrosão, comprometendo mecanicamente as conexões ao longo do tempo.

### 3.4. Vazamento

De acordo com Knight (2002), uma falha de lavagem (*wash-out*) é um tipo de falha caracterizada pela perda de vedação em conexões *rotary shouldered*. Esse tipo de falha pode ser identificado durante as operações por uma queda na pressão do fluido de corte circulante, sinalizando a necessidade de intervenção antes que a falha comprometa completamente a integridade estrutural da coluna de perfuração. A Figura 13 ilustra um exemplo de falha por eliminação de água em um comando de perfuração (*drill collar*). Nesse caso, a rachadura teve início no pino e propagou-se através da espessura da parede do conector. Esse processo resultou no vazamento do fluido de perfuração, que causou corrosão no material. Ainda segundo Knight (2002), com a progressão do dano, a vedação metal-metal na parte com ressalto da conexão foi comprometida, permitindo a liberação de lama de alta pressão no poço. Falhas desse tipo são críticas em operações de perfuração, uma vez que comprometem não apenas a integridade da conexão, mas também a segurança e eficiência das operações.

Figura 13: Danos na rosca da luva devido à lavagem do pino.



Fonte: Knight, 2002.

#### 4. MODELAGEM COMPUTACIONAL

O MEF é uma técnica numérica amplamente utilizada para encontrar soluções aproximadas para problemas complexos de engenharia e ciências em geral. Nesse método, a estrutura é dividida em um número finito de elementos que são conectados por pontos discretos, conhecidos por nós. O conjunto formado por todos esses elementos e nós é conhecido como malha. Com isso, as equações diferenciais associadas aos elementos são resolvidas para obter soluções aproximadas para todo o domínio (ALVES FILHO, 2018).

O MEF estabelece a base para o uso de ferramentas de *Computer-Aided Engineering* (CAE). Por meio de *softwares* como o ABAQUS®, o CAE permite que essas simulações numéricas sejam aplicadas a contextos específicos, como a análise de conexões rosqueadas em tubos de perfuração de petróleo. Essa integração é essencial para prever e avaliar o comportamento de componentes sob diversas condições de carregamento, maximizando a precisão das análises. Em seu trabalho Baragetti (2002), realizou tanto testes físicos quanto simulações computacionais, verificando a concordância dos resultados do modelo numérico de elementos finitos com os obtidos em testes experimentais em escala real. Os resultados demonstraram que a resposta da estrutura ao carregamento se aproximou significativamente da resposta esperada da estrutura real.

Além disso, para avaliar o comportamento dos materiais nessas análises, é comum a utilização do critério de von Mises. Este critério baseia-se na determinação da máxima energia de distorção em um determinado material, ou seja, a energia associada à mudança de forma, em vez de uma mudança de volume, do material. De acordo com o critério de von Mises, um material estrutural é seguro desde que o valor máximo da distorção por unidade de volume nesse material permaneça menor do que a energia de distorção por unidade de volume necessária para causar o escoamento. Em outras palavras, a falha ocorre quando a energia de distorção atinge o mesmo nível que causaria o escoamento sob tensão uniaxial.

Em grande parte da literatura consultada (Tabela 6), modelos axissimétricos de elementos finitos são amplamente utilizados para simular a performance das conexões rosqueadas do tipo *rotary shouldered connections*. Esses modelos permitem a simplificação da análise, ao considerar a simetria em torno do eixo longitudinal da conexão, o que resulta em uma economia significativa de tempo computacional e precisão dos resultados. As principais solicitações consideradas nesses modelos incluem o torque por aperto e a aplicação de tração axial. Tais abordagens são especialmente eficazes para capturar os comportamentos de concentração de tensão e deformações na interface dos filetes de rosca. Uma desvantagem dos modelos

axissimétricos é que eles não conseguem simular cargas que não sejam axissimétricas, como as de flexão. Em contrapartida, os modelos tridimensionais são mais adequados para a análise de flexão e corrosão, além de permitirem uma avaliação mais precisa do comportamento dos tubulares. Isso se deve ao fato de que, nesse tipo de modelo, é possível descrever com maior precisão a geometria da parede interna, além de considerar efeitos como a ovalização.

Tabela 6: Conexões RSC modeladas na literatura.

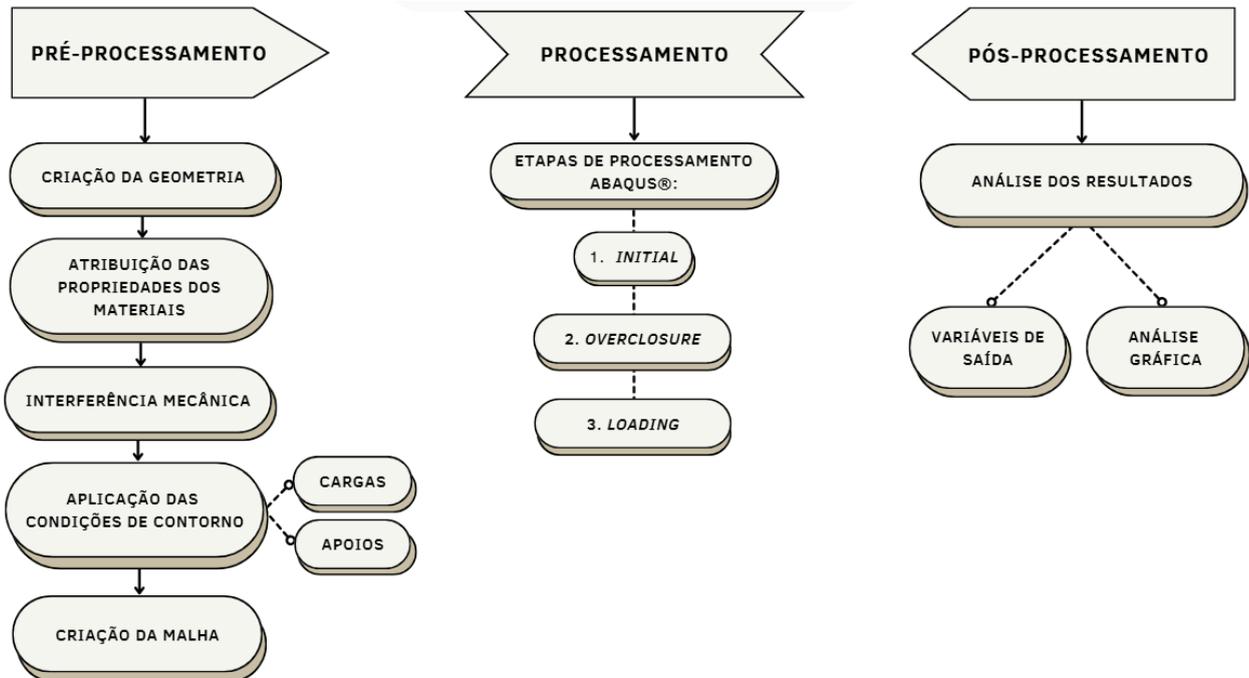
Autor(es)	Conexão					Modelagem		Solicitação					
	<i>API Internal Flush</i>	<i>API Full Hole</i>	<i>API Regular</i>	<i>Number Connection</i>	<i>Outras</i>	<i>Axissimétrica</i>	<i>Tridimensional</i>	<i>Axial</i>	<i>Pressão Interna</i>	<i>Pressão Externa</i>	<i>Torque por Aperto</i>	<i>Flexão</i>	<i>Temperatura</i>
Tafreshi e Dover (1993)			X			X	X	X			X	X	
Macdonald e Deans (1995)			X			X		X			X		
Baragetti (2002)			X			X		X			X		X
Plácido (2005)					X		X	X			X		
Silva (2008)					X	X	X	X					X
Shahani e Sharifi (2009)			X				X	X			X		
Salihu (2011)			X			X		X			X		
Lin et al. (2011)			X			X		X	X	X	X		
Luo e Wu (2013)					X	X		X			X		
Zhu et al. (2016)	X						X				X		X
Kopei et al. (2023)		X				X		X			X		

Fonte: Autora, 2024.

Neste trabalho, é desenvolvido um modelo axissimétrico de elementos finitos submetido a pré-carregamento de torque por aperto e esforços axiais de tração para uma conexão do tipo RSC utilizando o ABAQUS®. Essa modelagem permite a incorporação de condições de contato entre as superfícies rosqueadas do pino e da luva, a geração de malhas de elementos finitos, e a análise dos resultados por meio dos arquivos de saída na etapa de pós-processamento. A partir dessa simulação, espera-se identificar as regiões de maiores níveis de concentração de tensões, a fim de determinar os locais mais prováveis de falha. Para alcançar esse objetivo, a modelagem

computacional é dividida em três etapas distintas, conforme indicado na Figura 14: pré-processamento, processamento e pós-processamento. As orientações detalhadas para a reprodução das principais etapas dessa estratégia estão apresentadas no Apêndice A.

Figura 14: Fluxograma das etapas da modelagem.



Fonte: Autora, 2024.

#### 4.1. Pré-processamento

Na etapa de pré-processamento, o modelo do problema físico é construído utilizando a interface gráfica do ABAQUS® CAE, que oferece uma interface intuitiva e eficiente para criar, submeter, monitorar e avaliar os resultados das simulações. O processo de modelagem é estruturado em módulos, cada um dedicado a um aspecto específico, como a definição da geometria, atribuição das propriedades dos materiais, configuração dos parâmetros de simulação com passos de cálculo e critérios de convergência, especificação das condições de contorno, aplicação dos carregamentos e a geração da malha que discretiza a geometria em elementos finitos.

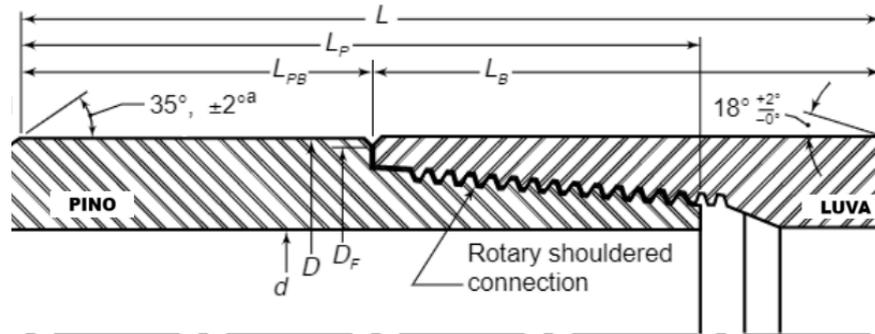
##### 4.1.1. Geometria da conexão

A conexão *Number Connection* NC46, com perfil de rosca triangular V-0.038R, é selecionada para este estudo por ser amplamente utilizada em tubos de perfuração, devido à sua resistência à fadiga. Além disso, essa conexão tem sido simulada em estudos anteriores,

especialmente em modelagens axissimétricas e análises com carregamento axial, conforme indicado na Tabela 6.

A Figura 15 exemplifica os dados necessários para a geração da geometria da *tool joint*, cujos valores são exibidos na Tabela 7, onde  $L$  é o comprimento da combinação do pino com a luva,  $LP$  é o comprimento do pino e  $LB$  é o comprimento da luva. O parâmetro  $D$  representa o diâmetro externo ( $OD$ ), enquanto que  $d$  é o diâmetro interno ( $ID$ ).

Figura 15: Dimensões geométricas da *tool joint*.



Fonte: API Spec. 7, 2006 (Adaptado).

Tabela 7: Dimensões geométricas da *tool joint* NC46.

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14
<i>Drill Pipe</i>				<i>Tool Joint</i>									
<i>Tool Joint</i>	Tamanho e estilo	Tamanho nominal lb/ft	Grau do aço	Diâmetro externo do pino e da luva	Diâmetro interno do pino	Diâmetro do chanfro do pino e do ressalto da luva	Comprimento total do pino	Dist. entre o pino e a superfície de encaixe da luva	Comprimento total da luva	Comprimento do pino e da luva	Diâmetro máximo do pino na região de reforço	Diâmetro máximo da luva na região de reforço	Relação entre a resistência ao torque do pino e do <i>Drill Pipe</i>
				$\pm 1/32$	$+1/64$ $-1/32$	$\pm 1/64$	$+1/4$ $-3/8$	$\pm 1/4$	$\pm 1/4$	$\pm 1/2$			
				$D$	$d$	$DF$	$LP$	$LPB$	$LB$	$LBC$	$DPE$	$DTE$	
NC46	4 EU	14.00	E75	6	$3^{1/4}$	$5^{23/32}$	$11^{1/2}$	7	10	17	$4^{11/16}$	$4^{11/16}$	1.43
			X95	6	$3^{1/4}$	$5^{23/32}$	$11^{1/2}$	7	10	17	$4^{11/16}$	$4^{11/16}$	1.13
			G105	6	$3^{1/4}$	$5^{23/32}$	$11^{1/2}$	7	10	17	$4^{11/16}$	$4^{11/16}$	1.02
			S135	6	3	$5^{23/32}$	$11^{1/2}$	7	10	17	$4^{11/16}$	$4^{11/16}$	0.94

Fonte: API Spec. 7, 2006 (Adaptado).

A geometria da conexão NC46 e do filete de rosca V-0.038R foram construídas com base nos parâmetros e detalhes geométricos expostos na API Spec. 7 (2006), a partir da consulta às Tabelas 3, 4 e 7. De forma resumida, a Tabela 8 reúne os dados necessários para a construção da geometria da conexão NC46, incluindo os filetes de rosca V-0.038R.

Tabela 8: Resumo das dimensões da conexão NC46 (polegadas, graus).

OD	ID	DL	DLF	DS	LPC	LBT	LBC	QC	L	LP	LPB	LB	C
6	3	4,834	4,709	4,084	4,5	4,625	5,125	4,90625	17	11,5	7	10	4,6260
$\Theta$	p	H	hn = hs	fcn = fcs	Srn = Srs	rrn = rrs	Fcn = Fcs						
30°	0,25	0,216005	0,121844	0,056161	0,038	0,038	0,065						

Fonte: Autora, 2024.

Onde:

OD: Diâmetro externo (Tabela 7, coluna 5)

ID: Diâmetro interno (Tabela 7, coluna 6)

DL: Maior diâmetro no pino (Tabela 3, coluna 6)

DLF: Diâmetro do eixo de simetria até superfície plana no pino (Tabela 3, coluna 7)

DS: Menor diâmetro no pino (Tabela 3, coluna 8)

LPC: Comprimento do pino (Tabela 3, coluna 9)

LBT: Comprimento mínimo das roscas da luva (Tabela 3, coluna 10)

LBC: Profundidade da luva (Tabela 3, coluna 11)

QC: Detalhe do alargamento feito na luva (*Counter-bore*; Tabela 3, coluna 12)

L: Comprimento da *Tool Joint* (ver Figura 15)

LP: Comprimento total do pino (Tabela 7, coluna 8)

LPB: Distância entre a extremidade do pino e a superfície de encaixe da luva (Tabela 7, coluna 9)

LB: Comprimento total da luva (Tabela 7, coluna 10)

C: Diâmetro do passo da rosca no ponto de medição (*Gauge Point*; Tabela 3, coluna 5)

$\Theta$ : Metade do ângulo da rosca (ver Figura 11)

p: Distância entre filetes consecutivos (Tabela 4, coluna 2)

H: Altura nominal da rosca, medido a partir da raiz até a crista do filete (Tabela 4, coluna 4)

hn=hs: Altura nominal da rosca, considerando que o filete foi truncado, ou seja, teve seu topo (ou base) aplainado (Tabela 4, coluna 5)

Srn = Srs: Truncamento da raiz da rosca, refere-se à redução ou truncamento da raiz do filete da rosca em relação ao perfil teórico de referência (Tabela 4, coluna 6)

fcn=fcs: Truncamento da crista, representa a distância ou folga controlada entre a crista de um filete de rosca e o fundo do filete oposto quando os componentes da conexão estão montados (Tabela 4, coluna 7)

Fcn = Fcs: Largura da superfície plana da crista (Tabela 4, coluna 8)

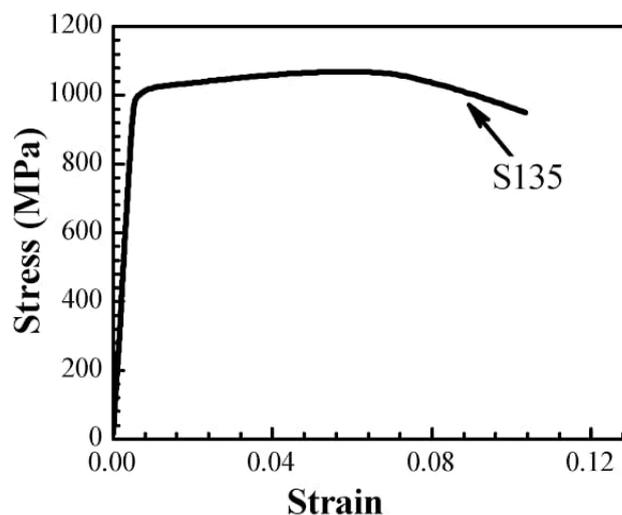
rrn = rrs: Raio da curvatura na raiz da rosca (Tabela 4, coluna 10)

#### 4.1.2. Propriedades do material

Para a análise numérica são consideradas como propriedades mecânicas gerais do aço um módulo de elasticidade  $E = 30.10^6$  psi e um coeficiente de *Poisson*  $\nu = 0,3$ . Em relação às demais propriedades mecânicas das conexões, a *API Spec. 7* (2006) estabelece apenas o limite de escoamento mínimo das RSC, permitindo assim a produção de conexões com ressaltos com uma vasta gama de características mecânicas. Para os tubos de perfuração convencionais, por exemplo, o limite de escoamento mínimo pode variar entre 75.000 psi (classe E75) e 135.000 psi (classe S135), conforme apresentado na Tabela 7.

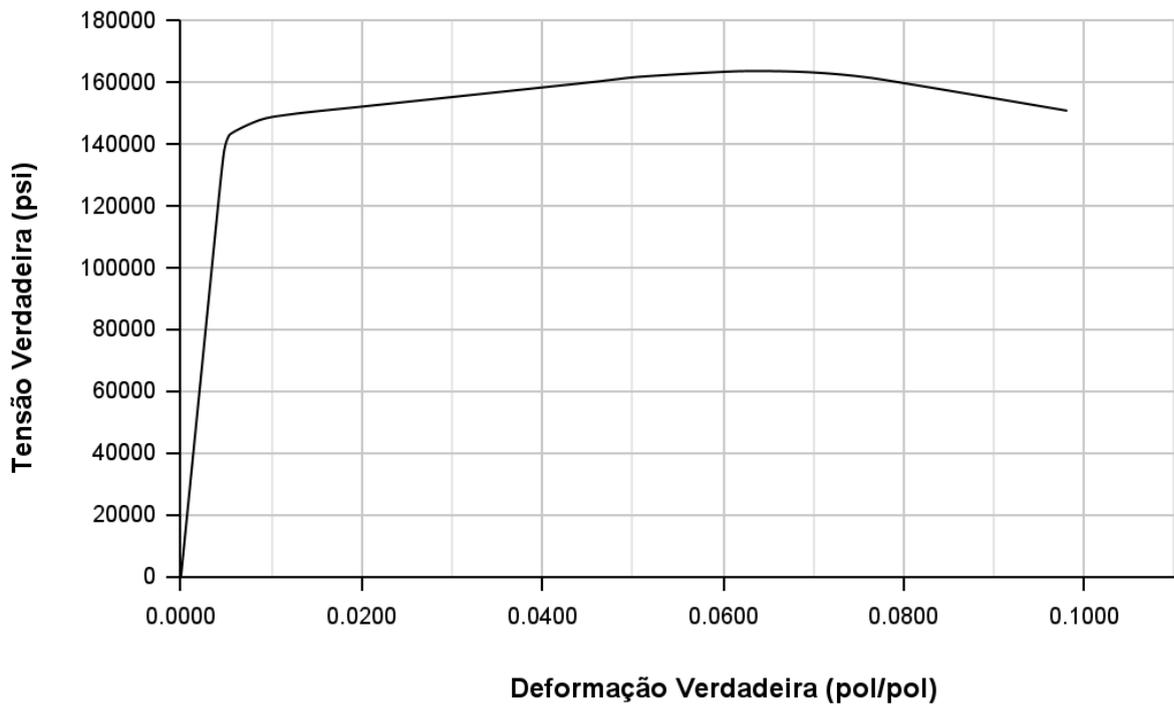
Neste estudo, assume-se que a conexão é fabricada com o mesmo grau de aço utilizado no tubo, sendo adotado o aço S135, cuja curva é obtida a partir do trabalho de Luo *et al.* (2022). A Figura 16 ilustra a curva tensão-deformação do aço, enquanto que a Figura 17 apresenta a curva tensão-deformação verdadeira do aço gerada a partir dos dados em psi, unidade de medida compatível com as demais utilizadas no ABAQUS®.

Figura 16: Curva tensão-deformação do aço S-135.



Fonte: Luo *et al.*, 2022.

Figura 17: Curva tensão-deformação verdadeira do aço S-135.



Fonte: Autora, 2024.

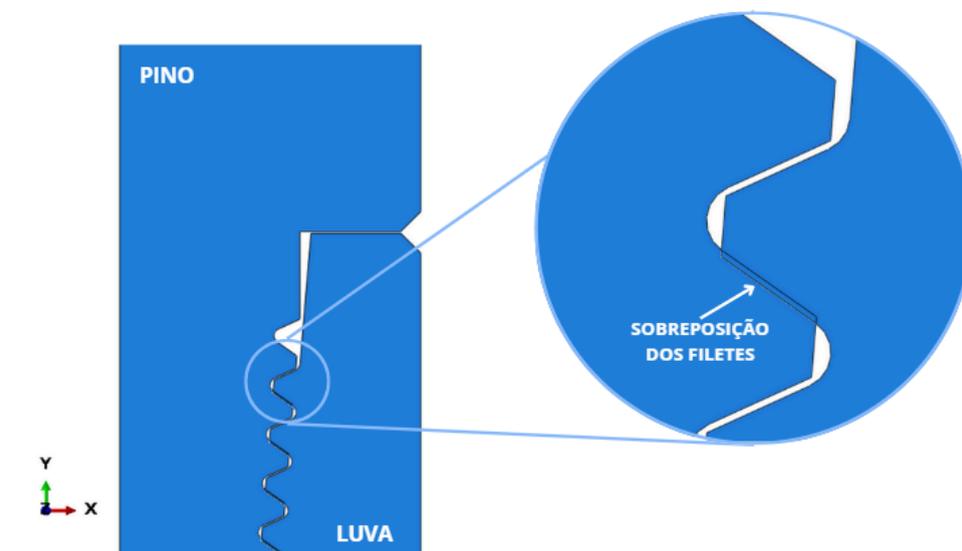
Para representar a perda de energia pelo deslizamento relativo entre as superfícies em contato, é utilizado um coeficiente de fricção tangencial  $f = 0,08$ , esse valor é constante nas simulações e é igual ao recomendado pela API RP 7G (1998). No ABAQUS®, a proximidade física das superfícies do pino e da luva não é suficiente para indicar qualquer tipo de interação entre elas. Sendo necessário configurar no *software* os comportamentos tangencial e normal para modelar adequadamente a relação mecânica entre as superfícies em contato.

O comportamento tangencial define como as superfícies em contato deslizam uma em relação à outra na direção tangencial. Esse comportamento pode ser especificado por meio do coeficiente de atrito entre as superfícies, que determina a resistência ao deslizamento. Em relação ao comportamento normal este, por sua vez, diz respeito à reação das superfícies em relação à direção normal, ou seja, perpendicular às superfícies de contato. Ele define como as superfícies reagem quando estão se aproximando ou afastando uma da outra (SIMULIA, 2023). Para aplicar o comportamento normal no ABAQUS® é utilizado o método de imposição de restrição padrão do *software*, que consiste no método da penalidade sem o uso dos multiplicadores de Lagrange. Além disso, é considerada a possibilidade de separação das superfícies após o contato, por meio da opção *allow separation after contact*.

### 4.1.3. Interferência mecânica

O ajuste de interferência inicial, conhecido como *interference fit* no ABAQUS®, é utilizado para modelar o comportamento do torque por aperto. Essa configuração é realizada no *step: initial* da modelagem. Nesta análise, é realizada uma sobreposição geométrica entre as superfícies dos filetes de rosca dos modelos do pino e da luva, com o objetivo de simular a interferência mecânica entre os filetes. Como ilustrado na Figura 18, o pino é deslocado verticalmente para que seus filetes de rosca se sobreponham aos da luva. Segundo Salihu (2011), esta interferência atua como um pré-carregamento na conexão, fazendo com que surjam tensões e deformações nos filetes de rosca, antes mesmo da aplicação do carregamento.

Figura 18: Sobreposição entre os filetes de rosca do pino e da luva.



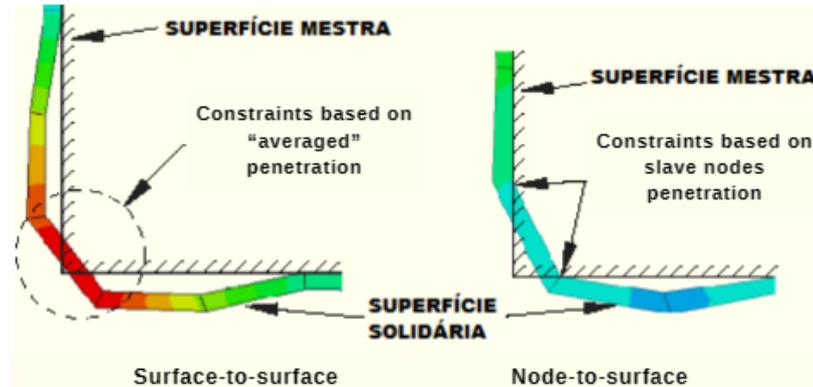
Fonte: Autora, 2024.

A configuração do ajuste de interferência inicial exige não apenas o coeficiente adimensional de fricção entre as superfícies de contato, mas também a especificação da superfície mestra e solidária. Segundo Van Wittenberghe (2011), por ser a parte mais rígida da conexão, a superfície dos filetes da luva é designada como a superfície mestra, enquanto que, a superfície dos filetes do pino é considerada como superfície solidária.

A seleção da superfície mestra e solidária é crucial para a aplicação do método de discretização *surface-to-surface* no ABAQUS®, em que é analisada a geometria completa das superfícies proporcionando maior precisão (SIMULIA, 2023). Essa formulação tem características de suavização inerentes, o que pode resultar em melhor comportamento de

convergência em comparação com o outro método disponível (*node-to-surface*). A Figura 19 ilustra como as duas formulações de contato se comportam.

Figura 19 - Principais métodos de discretização de superfícies de contato no ABAQUS®.



Fonte: SIMULIA, 2023 (Adaptado).

Na segunda etapa de processamento, o ajuste de interferência é modificado escolhendo a opção de remover gradualmente a sobreposição dos nós da superfície solidária durante o *step* (*gradually remove slave node overclosure during the step*). A sobreposição é ajustada com base nos resultados da simulação, onde a pré-carga induzida na conexão é avaliada e o modelo CAE é modificado para se aproximar da pré-carga máxima permitida. Esse procedimento é descrito em detalhes na seção 4.2. Processamento.

#### 4.1.4. Condições de contorno

Como condição de contorno configura-se, na segunda etapa de processamento, a restrição dos deslocamentos na seção transversal do pino e da luva na direção paralela ao eixo de simetria, mostrado na Figura 20.

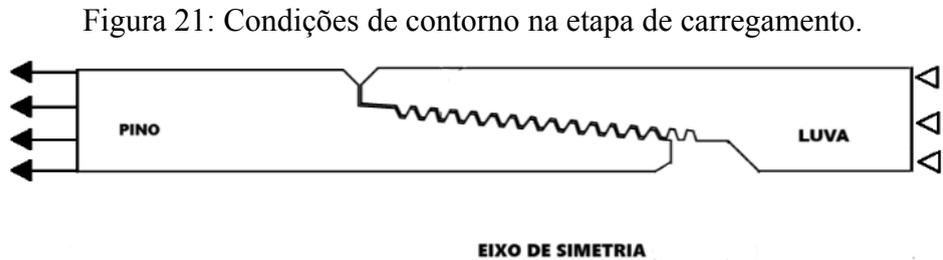
Figura 20: Condições de contorno na etapa de ajuste de sobreposição.



Fonte: Autora, 2024.

A terceira e última etapa consiste no estágio de aplicação da carga em que é considerada uma força de tração na área da seção transversal do pino de modo que a carga axial mais a

pré-carga de torque por aperto corresponda a quantidade máxima de carga que pode ser aplicada sem ceder nenhum dos componentes da conexão. Nessa etapa, os deslocamentos são restringidos apenas na seção transversal da luva na direção paralela ao eixo de simetria e a carga axial de tração é aplicada na superfície do pino, conforme ilustrado na Figura 21.

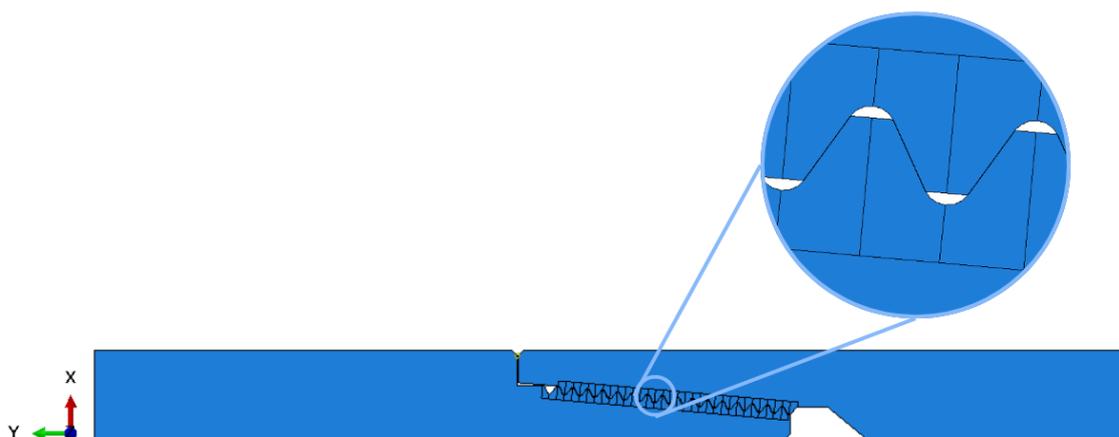


Fonte: Autora, 2024.

#### 4.1.5. Malha de Elementos Finitos

Segundo Porcaro (2014), o tamanho, a morfologia e a formulação dos elementos da malha são fundamentais na resolução de problemas com o MEF. A densidade da malha pode afetar a precisão dos resultados, pois uma malha muito grosseira pode levar a soluções incorretas, enquanto uma malha muito fina pode resultar em custos de análise excessivos. No ABAQUS®, foram selecionados elementos axissimétricos lineares do tipo CAX4 para representar a geometria da conexão. Além disso, os filetes da conexão, que são regiões de descontinuidade geométrica, constituem as superfícies de contato entre o pino e a luva. Para melhorar a precisão dos resultados nessas áreas, é realizado um particionamento da malha, visualizado na Figura 22, e por meio de estudos de convergência feitos na etapa de pós-processamento, determina-se o número mínimo de elementos.

Figura 22: Partição das geometrias para refinar a malha na área de contato.



Fonte: Autora, 2024.

## 4.2. Processamento

Após criar a geometria do modelo, definir as condições de contorno e gerar a malha de elementos finitos, o processamento da simulação pode ser executado. O tipo de análise adotada no ABAQUS® é a *Static General*, usada para resolver problemas que envolvem cargas aplicadas lentamente ou de forma quase estática, de modo que os efeitos dinâmicos (inércia e amortecimento) podem ser desprezados. Essa análise é utilizada para determinar a resposta estrutural em termos de deslocamentos, tensões e deformações sob a aplicação de cargas estáticas. Para o processamento é essencial escolher incrementos adequados para evitar que a simulação falhe ou que o tempo de processamento seja excessivamente longo. Dessa forma, as configurações de incremento inicial, mínimo e máximo são ajustadas para garantir que os alertas do ABAQUS® e problemas de convergência sejam minimizados.

Conforme exemplificado na Figura 14, os passos de análise são:

- *Step default* do ABAQUS® (*Step: Initial*);
- Restrição de movimento e solução do problema de sobreposição (*Step: Overclosure*);
- Carregamento (*Step: Loading*).

No *Step: Overclosure*, a estratégia utilizada consiste em ajustar os valores de sobreposição entre os filetes do pino e da luva em diferentes simulações, até que se atinja uma força de pré-carga adequada na conexão. Após a primeira simulação, a pré-carga induzida na conexão é avaliada, e a sobreposição no modelo CAE é ajustada para se aproximar do valor de pré-carga desejado, conforme procedimento realizado no estudo de Salihu (2011). Já no *Step: Loading*, a estratégia adotada consiste em analisar a tensão equivalente de von Mises em função da variação da carga axial de tração aplicada no pino após cada simulação.

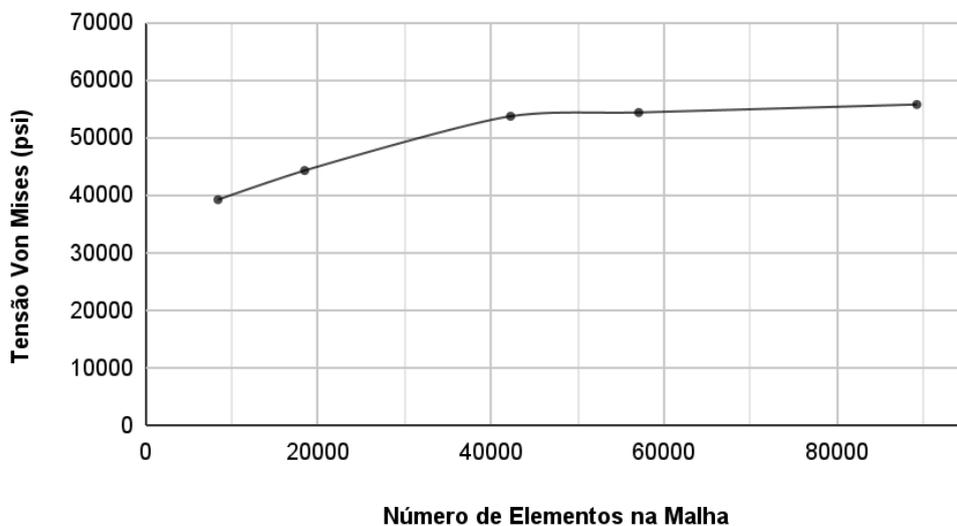
## 4.3. Pós-processamento

Na etapa de pós-processamento, os resultados obtidos pela estratégia de modelagem aplicada à conexão NC46 são analisados por meio do acesso às variáveis de saída e de sua visualização gráfica. Após o processamento computacional, desde que concluído sem erros, é possível acessar o módulo *Visualization*. Nesse módulo, os resultados solicitados são apresentados, permitindo a análise detalhada dos efeitos gerados na estrutura. Recursos como a exibição do modelo deformado e a aplicação de escalas de cores facilitam a compreensão do comportamento das diferentes regiões da estrutura de maneira clara e detalhada.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

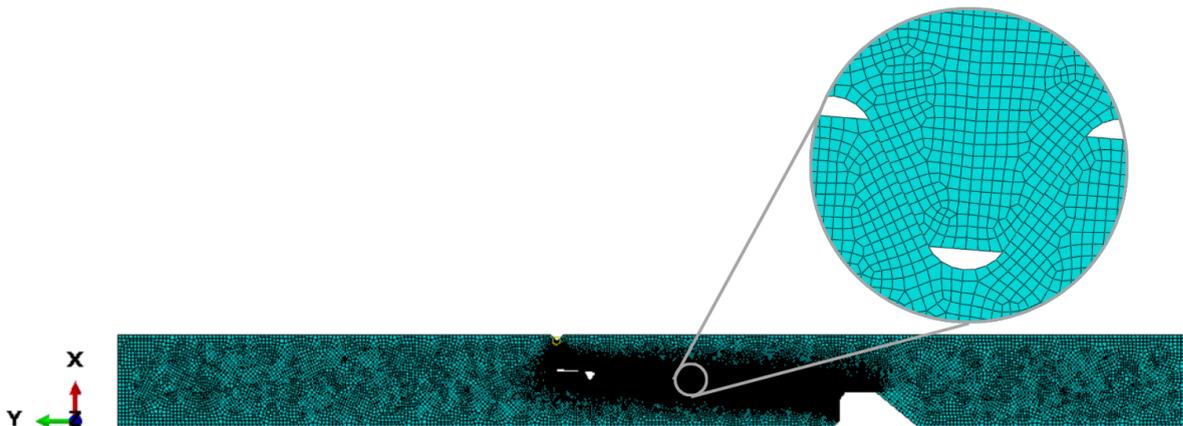
Inicialmente, as geometrias foram sobrepostas 0,005 polegadas para criar um estado de tensão inicial e realizar uma análise de convergência da malha, com isso, um gráfico é criado a partir do número de elementos da conexão *versus* a máxima tensão equivalente de von Mises observada, ilustrado na Figura 23. O tamanho da malha é refinado nos filetes da conexão e o aspecto final é indicado na Figura 24.

Figura 23: Análise de convergência da malha de elementos finitos.



Fonte: Autora, 2024.

Figura 24: Aspecto final da malha e detalhe do refinamento na região de contato.



Fonte: Autora, 2024.

Após configurar a segunda etapa de processamento em que o problema da sobreposição é resolvido, pode-se analisar a conexão submetida ao torque por aperto. A pré-carga é determinada de acordo com o critério estabelecido pela API RP 7G (1998), que recomenda calcular o torque

por aperto com base em uma tensão de tração correspondente a 60% do limite de escoamento do aço. Esse cálculo leva em conta o aço S135 utilizado no tubo de perfuração, ao qual a conexão NC46 está associada. Sabendo-se que o limite de escoamento do material S135 é de 135.607,5 psi, o objetivo então é determinar a quantidade de sobreposição necessária para induzir uma pré-carga que resulte em uma tensão equivalente de von Mises de aproximadamente 81.364,5 psi. A Tabela 9 apresenta a variação da máxima tensão de von Mises observada nos componente da conexão à medida que a sobreposição das partes é alterada, o valor da tensão obtida é de 81.628 psi.

Tabela 9: Análise da tensão de von Mises para determinar a sobreposição adequada da NC46.

MATERIAL	TENSÃO DE ESCOAMENTO (psi)	SOBREPOSIÇÃO (in)	TENSÃO DE VON MISES (psi)	% TENSÃO DE ESCOAMENTO
S135	135.607,5	0,004	42.442	31,30
		0,005	53.670	39,58
		0,006	64.860	47,83
		0,007	76.041	56,07
		0,0075	81.628	60,19
		0,008	87.214	64,31
		0,009	98.378	72,55

Fonte: Autora, 2024.

A segunda análise focou em identificar a região com os maiores níveis de concentração de tensões da conexão, como mostrado na Figura 25, a máxima tensão equivalente de von Mises encontra-se na raiz do primeiro filete de rosca do pino. Além disso, o cálculo do FCT é realizado de acordo com a Equação 1, onde:

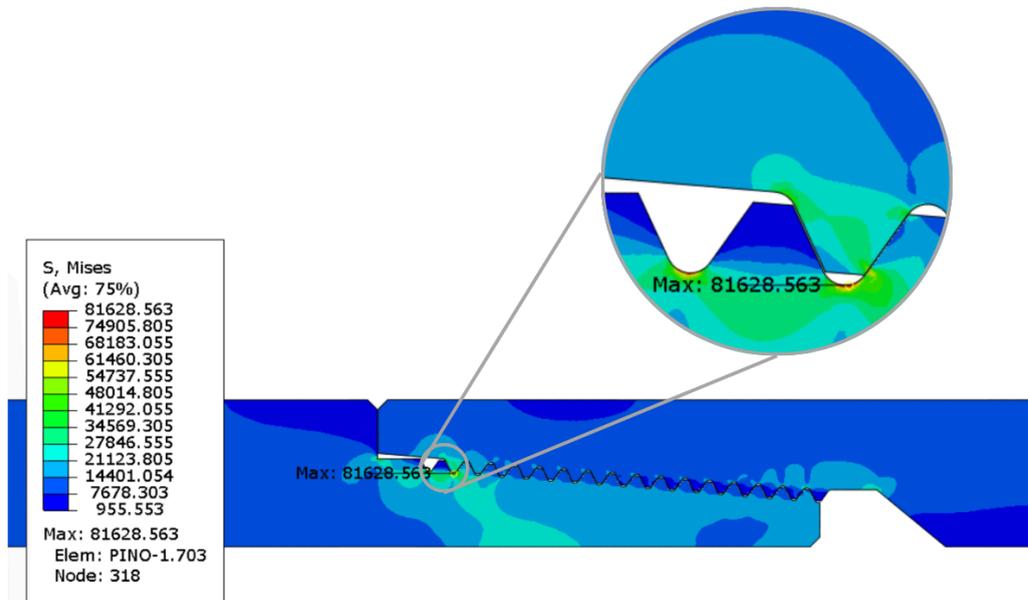
$$FCT = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_{nom}}$$

$$FCT = \frac{\text{tensão máxima}}{\text{média da tensão dos nós na seção do pino}}$$

$$FCT = \frac{81628,6}{22131,7}$$

$$FCT = 3,69$$

Figura 25: Região dos maiores níveis de concentração de tensões na conexão quando submetida a pré-carga.



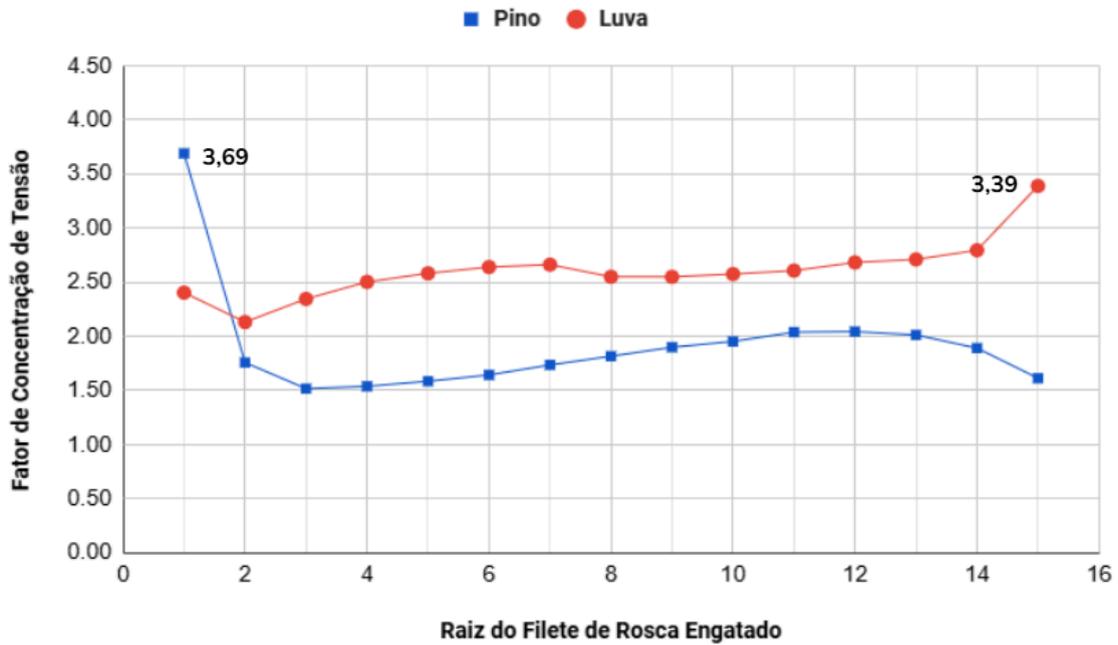
Fonte: Autora, 2024.

Assim, a análise do modelo axissimétrico da conexão NC46 sob pré-carregamento de torque de aperto, realizada no ABAQUS®, gerou uma sobreposição de 0,0075 polegadas, resultando em uma tensão de pré-carga de aproximadamente 81.628 psi. Esse valor de sobreposição está em concordância com os resultados apresentados por Salihu (2011) para a mesma configuração de conexão, reforçando a consistência da metodologia adotada.

Além disso, levando-se em consideração o resultado da simulação do modelo observa-se que a região com os maiores níveis de concentração de tensões ocorre na raiz do primeiro filete de rosca do pino, o mesmo que observado nos trabalhos analisados como referência (LUO e WU, 2013; TAFRESHI e DOVER, 1993; MACDONALD e DEANS, 1995; SALIHU, 2011). De acordo com Luo e Wu (2013), isso pode indicar que o primeiro filete de rosca é o local chave que suporta os maiores esforços no tubo de perfuração, estando mais suscetível a falha em condições de trabalho anormais de funcionamento.

Em relação ao fator de concentração de tensão, a Figura 26 destaca a distribuição dos valores de FCT calculados para a raiz dos filetes de rosca do pino e da luva, evidenciando que o FCT é significativamente maior no primeiro filete engatado do pino em comparação aos demais filetes do componente. No caso da luva, observa-se que o último filete engatado apresenta uma concentração de tensões superior. Esse comportamento também é observado no trabalho dos autores Luo e Wu (2013).

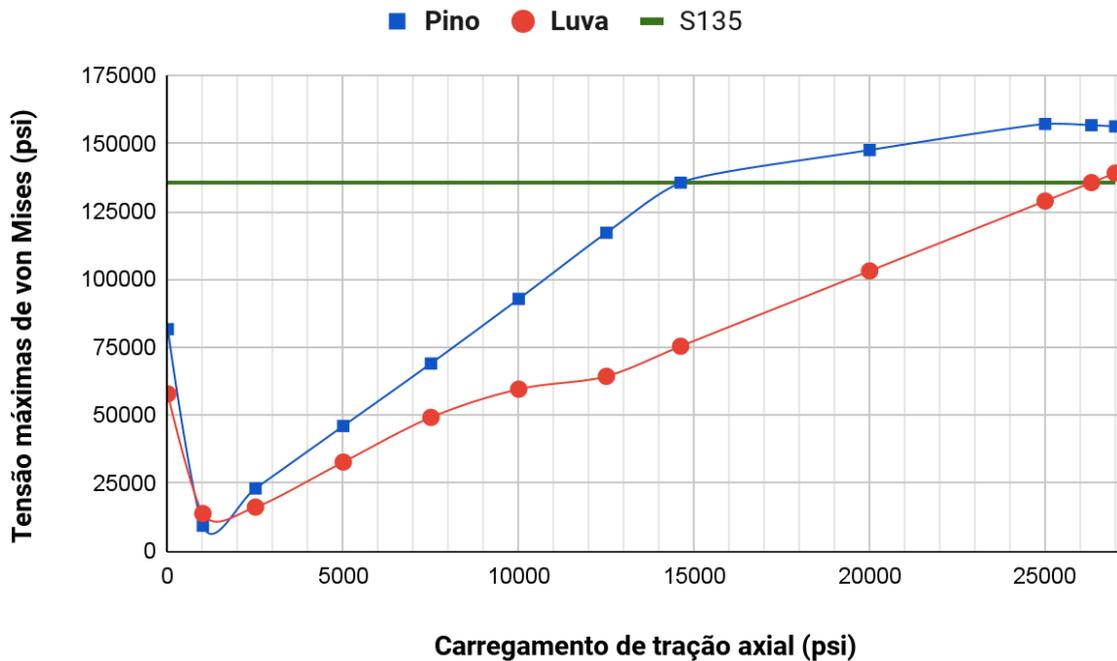
Figura 26: FCT na raiz dos filetes de rosca engatados do pino e da luva.



Fonte: Autora, 2024.

Após determinar a sobreposição requerida para pré-carga, a terceira análise envolve a aplicação de carregamento de tração na área da seção transversal do pino. O objetivo é identificar a carga máxima que pode ser aplicada sem que nenhuma parte da seção transversal, onde ocorrem as maiores tensões, ultrapasse o limite de escoamento do aço S135. Para isso, observa-se a tensão equivalente de von Mises em função da variação da carga axial aplicada. A Figura 27 apresenta as tensões máximas registradas ao longo dos filetes de rosca do pino e da luva, evidenciando que a magnitude da tensão de von Mises aumenta com o acréscimo da carga axial de tração. Com base nos dados obtidos, a carga máxima de tração que pode ser aplicada no elemento é determinada em aproximadamente 14.615 psi, enquanto a luva é de cerca de 26.320 psi.

Figura 27: Carga axial de tração aplicada e máxima tensão equivalente de von Mises.

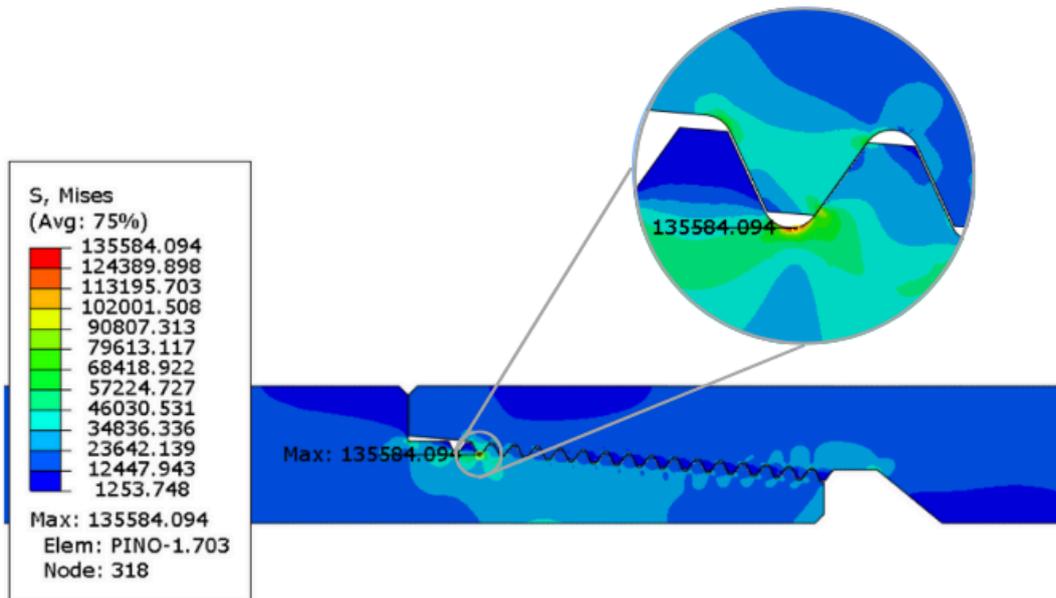


Fonte: Autora, 2024.

Um aspecto importante a ser destacado é que, ao aplicar a carga axial de tração na conexão pré-carregada, observa-se uma redução nos níveis de tensão de von Mises. Isso ocorre porque o torque por aperto atua como um pré-tensionamento, promovendo uma distribuição mais uniforme das tensões ao longo da conexão, o que diminui a concentração de tensões sob a carga aplicada. Além disso, à medida que foram aplicados carregamentos axiais maiores no pino, observou-se uma compensação nos níveis de tensão, indicando que as tensões se distribuem em resposta ao aumento da carga. De acordo com Salihu (2011), essa mudança positiva nas tensões de von Mises torna-se perceptível somente quando a carga axial aplicada atinge uma magnitude suficiente para superar as forças compressivas geradas pela pré-carga.

A Figura 28 evidencia a região dos maiores níveis de concentração de tensão na conexão quando submetida a pré-carga e carregamento axial de 14.615 psi aplicado na seção transversal do pino. Essa carga gera uma tensão equivalente de von Mises de 135.584,09 psi, representando o valor máximo que a conexão pode alcançar sem exceder o limite de escoamento do material, o que constitui um critério fundamental em alguns projetos. Evidencia-se na Figura 28 que a região com os maiores níveis de concentração de tensão contínua correspondendo ao primeiro filete de rosca do pino.

Figura 28: Região dos maiores níveis de concentração de tensão na conexão quando submetida a pré-carga e carregamento axial de 14.615 psi.



Fonte: Autora, 2024.

## 6. CONCLUSÃO

Neste trabalho, analisa-se uma conexão rosqueada com ressaltos, utilizando um modelo axissimétrico no *software* ABAQUS®, submetida a pré-carregamento de torque por aperto e carga axial de tração. Os resultados permitem identificar as regiões de maiores níveis de concentração de tensões no pino e na luva, as quais estão em concordância com estudos prévios encontrados na literatura. O estudo realizado também investiga o comportamento mecânico do aço empregado na fabricação da conexão, conforme especificado pelas normas do setor e pelas propriedades do material, a fim de identificar seus limites de trabalho. Além disso, as estratégias de modelagem da conexão são detalhadas, facilitando a reprodutibilidade de novos estudos.

É importante observar que as condições de contorno aplicadas no modelo representam apenas uma aproximação dos complexos estados de tensão que ocorrem em conexões com ressaltos usados em tubos de perfuração de petróleo e gás, quando submetidos às condições reais de operação. Assim, a validação dos resultados obtidos por meio de simulações numéricas com ensaios experimentais torna-se essencial para assegurar a acurácia e confiabilidade do modelo.

Para trabalhos futuros, sugere-se:

- Conduzir estudos complementares que investiguem o impacto de outras cargas na conexão, como pressões internas e externas, que podem influenciar seu desempenho nas condições reais de serviço;
- Aprimorar a modelagem no sentido de incluir carregamento cíclico, e outros efeitos deletérios como corrosão e ação térmica;
- Desenvolver um estudo tridimensional para comparar os resultados com o modelo axissimétrico, com ênfase na previsão de falhas e na distribuição de tensões;
- Realizar uma análise paramétrica, explorando diferentes configurações geométricas das conexões, para identificar quais alterações podem reduzir o Fator de Concentração de Tensão (FCT) no último filete de rosca engatado do pino e, conseqüentemente, otimizar o desempenho da conexão.

## REFERÊNCIAS

API SPEC. 5D. **Specification for drill pipe**. American Petroleum Institute, 2009.

API SPEC. 7. **Specification for rotary drill stem elements**. American Petroleum Institute, 2006.

API RP 7G. **Recommended practice for drill stem design & operating limits**. American Petroleum Institute, 1998.

ALVES FILHO, A. **Elementos Finitos à base da Tecnologia CAE**. Saraiva Educação SA, 2018.

BARAGETTI, PH. D, S. Effects of taper variation on conical threaded connections load distribution. **Journal of Mechanical Design**, v. 124, n. 2, p. 320-329, 2002.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Balanco Energético Nacional 2023: Ano base 2022**. Rio de Janeiro. EPE, 2023. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2023>>. Acesso em: 15 jan. 2024.

KNIGHT, M. J. **Reliable operation of drillstring threaded connections**. University of London, University College London (United Kingdom), 2002.

KOPEI, V. B. *et al.* **Increasing the fatigue strength of threaded joints of oil and gas equipment by plastic deformation of the thread under high load before make-up**. In: *Journal of Physics: Conference Series*. IOP Publishing, 2023.

LIU, W. *et al.* **Longitudinal crack failure analysis of box of S135 tool joint in ultra-deep well**. *Engineering Failure Analysis*, v. 48, p. 283-296, 2015.

LUO, S.; LIU, M.; HAN, L.; XUE, Y. **Fatigue and Life Prediction of S135 High-Strength Drill Pipe Steel under Tension–Torsion Multiaxial Loading**. *Coatings*, v. 12, n. 8, p. 1222, 2022.

LUO, S.; WU, S. **Effect of stress distribution on the tool joint failure of internal and external upset drill pipes**. *Materials & 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, 1995.

MCCARTHY, J. P.; EVERAGE, S. D.; LEE, K. **Application of increased make-up torque on API rotary-shouldered connections: Goodman diagram vs. strain life model**. In: *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*. SPE, 2004.

PETROLINKED. **Sistema de coluna de perfuração: Estabilizadores**. 2022. Disponível em: <<https://plkd.com.br/produtos/perfuracao/>>. Acesso em: 4 abr. 2024.

PLÁCIDO, J. C. R. *et al.* **Fatigue analysis of aluminum drill pipes**. *Materials Research*, v. 8, p. 409-415, 2005.

PLÁCIDO, J. C. R. **Colunas de Perfuração de Poços de Petróleo**. 2009.

PORCARO, R. R. **Avaliação de parâmetros geométricos no desempenho de conexões do tipo rosca-luva em tubos para revestimento de poços de petróleo: análise de elementos finitos**. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Materiais) – Universidade Federal de Ouro Preto, Ouro Preto, 2014.

SALIHU, B. M. **Stress analysis of drillstring threaded connections**. 2011. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) — Cranfield University, Cranfield, 2011. Disponível em: <<http://dspace.lib.cranfield.ac.uk/handle/1826/7752>>. Acesso em: 06 mai. 2024.

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 & Design*, v. 30, n. 9, p. 3615-3621, 2009.

SILVA, N. D. S. **Avaliação numérico-experimental de modelos analíticos para previsão de fadiga multiaxial de tubos de perfuração de poços de petróleo**. Tese (Doutorado) – Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.

SILVA, T. V. **Análise de dados de trajetória para quantificação da força de contato no modelo de torque & arraste**. 2021. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil) – Centro de Tecnologia, Universidade Federal de Alagoas, Maceió, 2021.

SIMULIA. **ABAQUS® Version 6.6 Documentation**. 2023. Disponível em: <<https://classes.engineering.wustl.edu/2009/spring/mase5513/ABAQUS/docs/v6.6/>>. Acesso em: 23 fev. 2024.

STELZER, C. **Drillpipe Failure and its Prediction**. 2007. Tese (Doutorado) – University of Leoben.

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

THOMAS, J. E. **Fundamentos de engenharia de petróleo**. Rio de Janeiro: Interciência: PETROBRAS, 2001. 271 p.

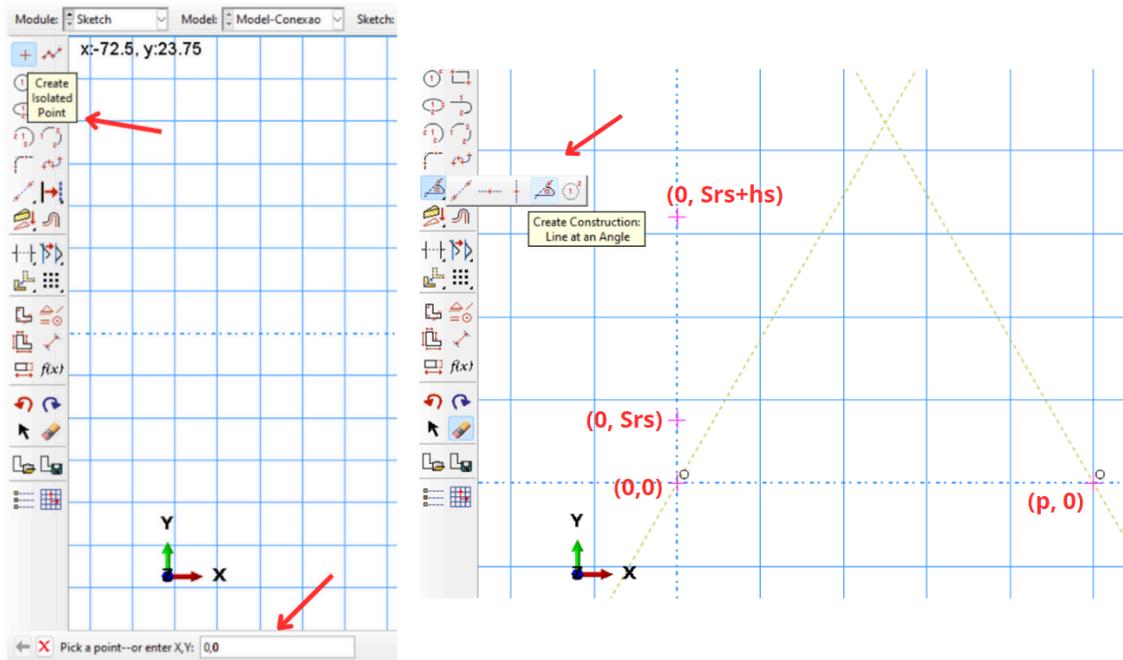
VAN WITTENBERGHE, J. **Experimental analysis and modelling of the fatigue behaviour of threaded pipe connections**. 2011. Tese (Doutorado) – Ghent University.

ZAMANI, S. M.; HASSANZADEH-TABRIZI, S. A.; SHARIFI, H. **Failure analysis of drill pipe: A review**. Engineering Failure Analysis, v. 59, p. 605-623, 2015.

ZHOU, X. *et al.* **A collapse strength model for a 7” crescent-worn casing connection considering sealing integrity**. Mathematics, v. 11, p. 489, 2023.

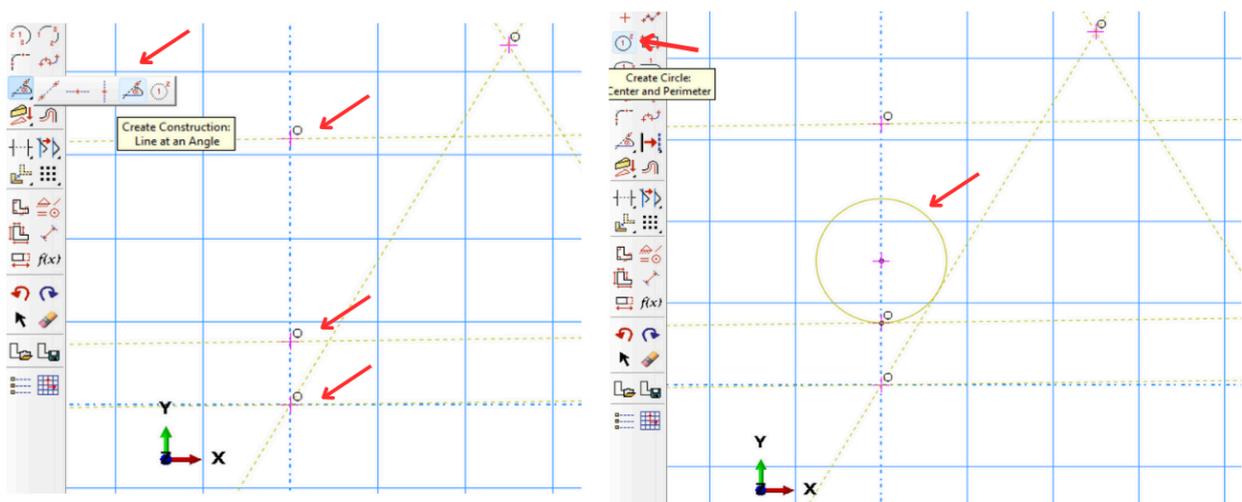


Figura A-2: Passos iniciais para auxiliar no desenho da rosca.



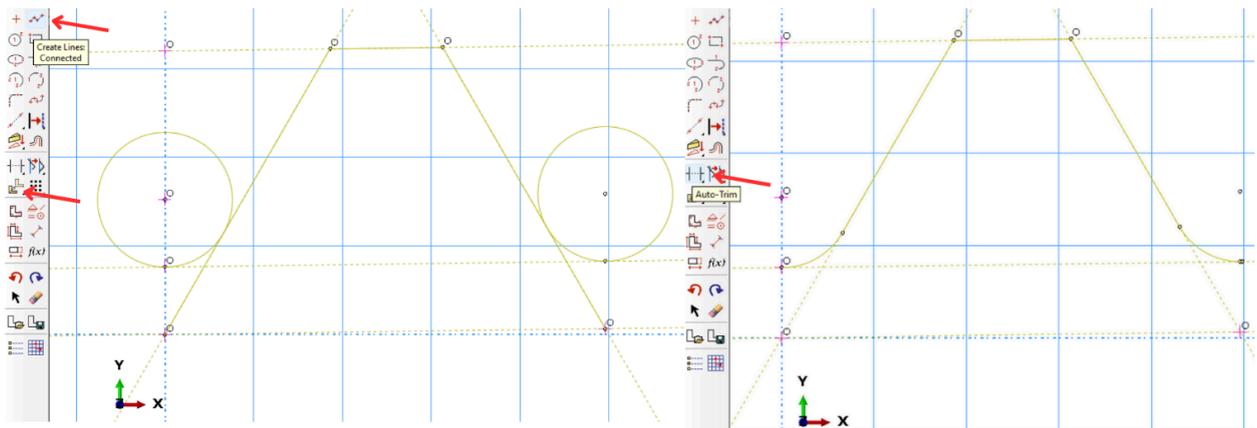
Com a opção *Create Construction: Line at an Angle* adicione linhas guias com a inclinação de  $3/4^\circ$  nos pontos  $(0,0)$ ,  $(0, Srs+hs)$  e  $(0, Srs)$ , para criar o detalhe construtivo mostrado na Figura 10. Em seguida clique em *Create Isolated Point* e digite a coordenada  $(0, Srs + rrs)$ , com a opção *Create Circle*, desenhe um círculo com início em  $(0, Srs + rrs)$  e fim em  $(0, Srs)$ .

Figura A-3: Linhas em ângulo e opção *Create Circle*.



Clique em *Translate*, em seguida em *Copy* e selecione o círculo para colá-lo no lado oposto. Para criar o contorno da rosca com base nas linhas e pontos criados, clique na ferramenta *Create Lines*. Logo após, utilize a ferramenta *Auto-Trim*.

Figura A-4: Contorno da rosca utilizando a ferramenta *Create Lines* e ajuste com o *Auto-Trim*.

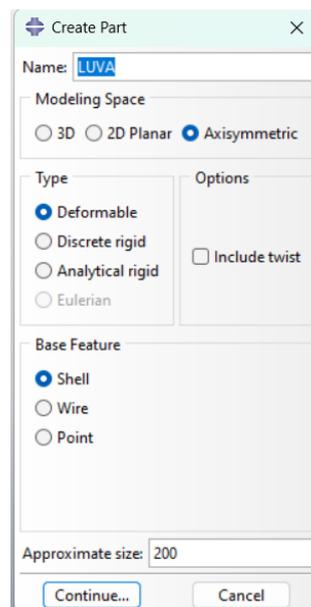


Ao finalizar, aperte a tecla Esc para sair da opção e clique em *Done* para finalizar o *sketch*.

## A.2 Criação da Luva no modelo

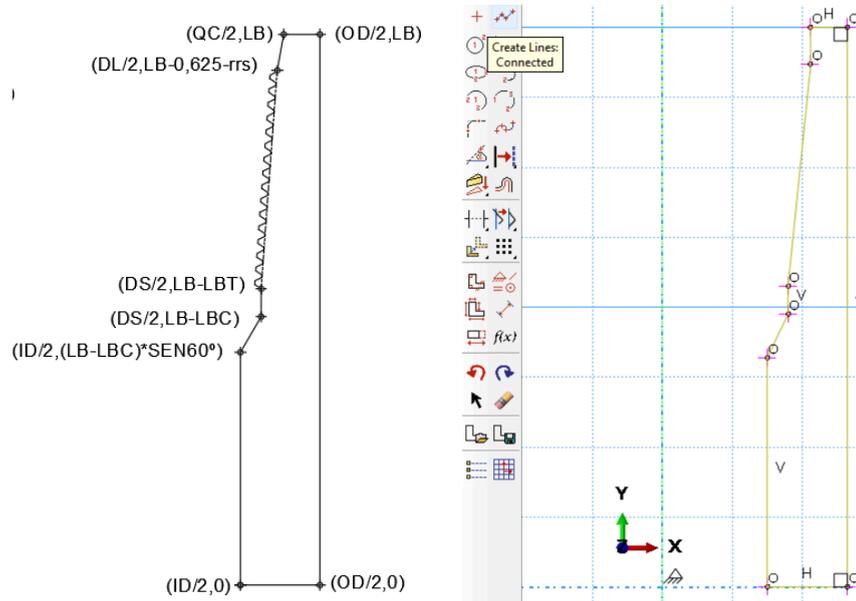
O processo de modelagem da conexão envolve a criação separada das partes, luva e pino, seguindo uma abordagem axissimétrica. Para iniciar a modelagem da Luva, no menu *Model* à esquerda, dê duplo clique em *Parts*, no campo *Name* digite LUVA, e selecione as opções: *Axisymmetric*, *Deformable*, *Shell*. Por fim, clique em *Continue*.

Figura A-5: Criação da luva no modelo.



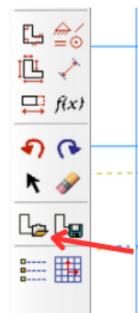
Para iniciar o desenho da geometria da luva, clique em *Create Isolated Point*. Digite as coordenadas que definem o contorno da luva, conforme mostrado na Figura A-6. Em seguida, clique em *Create Lines* e ligue os pontos para assim criar o contorno. Ao finalizar, aperte a tecla *Esc* para sair da opção.

Figura A-6: Coordenadas da luva.



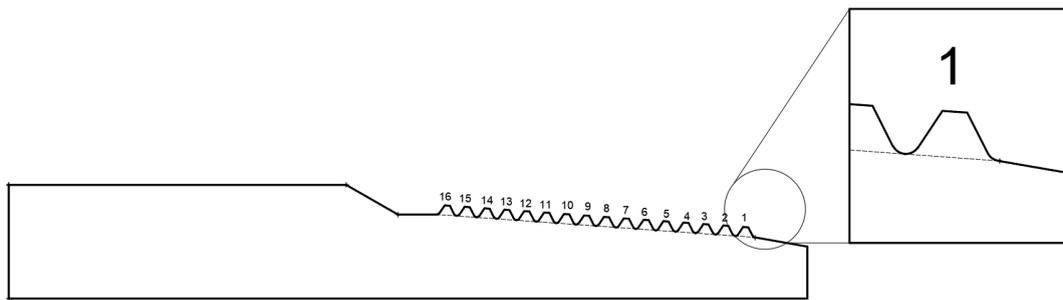
Selecione a opção *Add sketch*, para adicionar o filete de rosca desenhado anteriormente.

Figura A-7: Localização da opção *Add sketch*.



Após adicionar o *sketch* será necessário utilizar as ferramentas *Translate* e *Rotate* para posicionar o primeiro filete de rosca. Utilizando novamente a ferramenta *Translate* faça cópias da geometria da rosca ao longo da linha formada pelas coordenadas  $(QC/2, LB-0,625)$  e  $(DS/2, LB-LBT)$ . O número de filetes depende da especificação de cada conexão. A NC46, por exemplo, possui 16 filetes de rosca. Por fim, apague a linha utilizada como guia, aperte a tecla *Esc* e clique em *Done* para finalizar a parte.

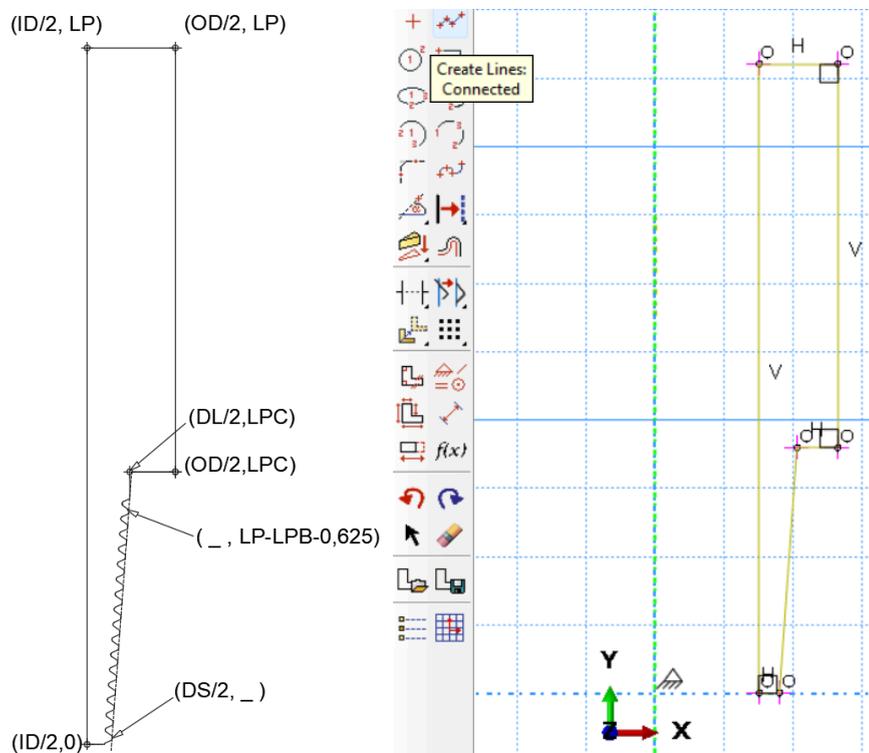
Figura A-8: Detalhe do posicionamento dos filetes da luva.



### A.3 Criação do Pino no modelo

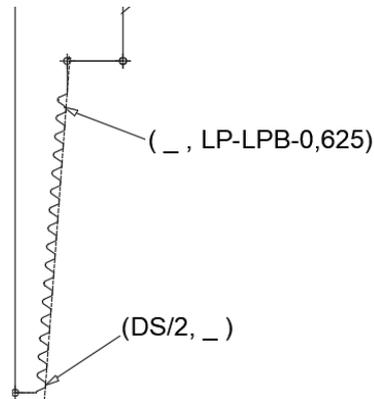
No menu *Model* à esquerda, dê duplo clique em *Parts*, no campo *Name* digite PINO, e selecione as opções: *Axisymmetric*, *Deformable*, *Shell*. Clique em *Continue*. Para desenhar a geometria do pino deve-se seguir os mesmos passos da luva atentando-se para modificar os parâmetros e detalhes geométricos expostos na *API Spec. 7 (2006)*. Desse modo, deve-se utilizar as coordenadas correspondentes ao pino, conforme mostrado na Figura A-9. Após adicionar os pontos clique em *Create Lines* para definir o contorno do pino.

Figura A-9: Coordenadas do pino.



Em seguida, deve-se adicionar o *sketch* do filete de rosca atentando-se para que o posicionamento obedeça os limites em destaque na Figura A-10. Após adicionar os filetes deve-se apagar a linha guia. Aperte a tecla *Esc* e clique em *Done* para finalizar a parte.

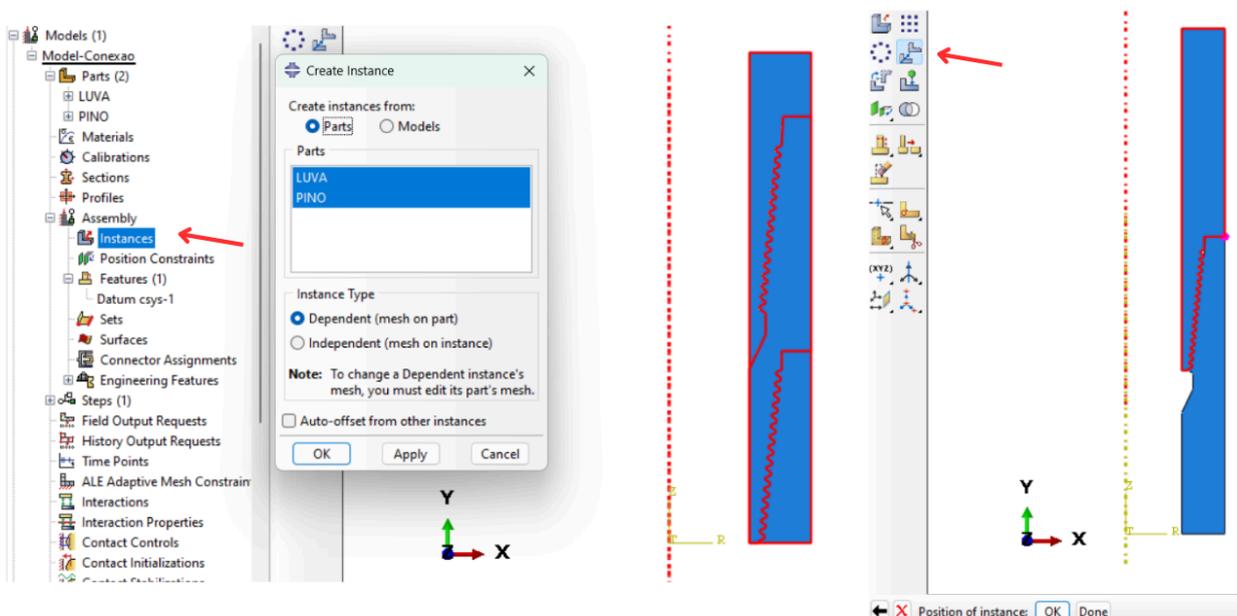
Figura A-10: Limites para posicionamento dos filetes do pino.



#### A.4 Criação da instância

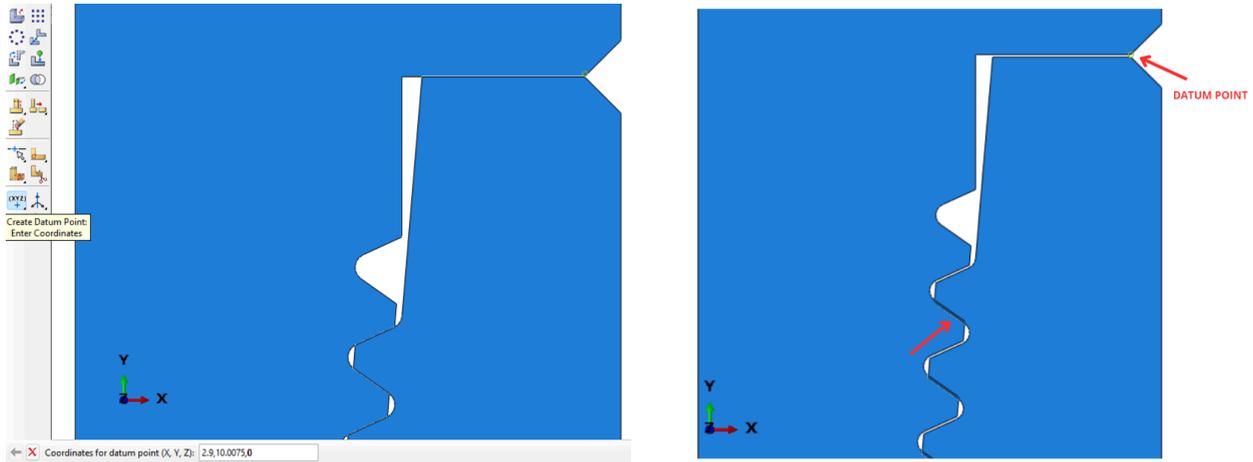
Após criar as partes da conexão, esses elementos são organizados em uma única montagem via comando *assembly* do ABAQUS®. Para isso, no menu *Model* à esquerda, dê duplo clique em *Assembly*. Na janela *Create Instance* selecione as partes LUVA e PINO e clique em *Ok*. Em seguida, clique na opção *Translate Instance* e mova o pino para uni-lo com a luva.

Figura A-11: Localização da ferramenta *Create Instance* no módulo *Assembly* e união das partes.



Ainda no módulo *Assembly*, o pino é deslocado verticalmente para que seus filetes de rosca se sobreponham aos da luva, criando assim a interferência mecânica que será resolvida nos *steps* da simulação, como ilustrado na Figura A-12. Uma ferramenta útil para definir o tamanho exato da sobreposição é a *Create Datum Point*.

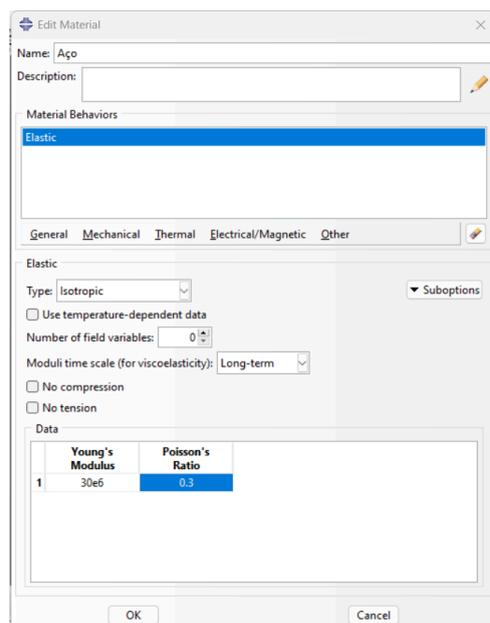
Figura A-12: Ferramenta *Create Datum Point* e sobreposição do pino e da luva.



## A.5 Material e seção

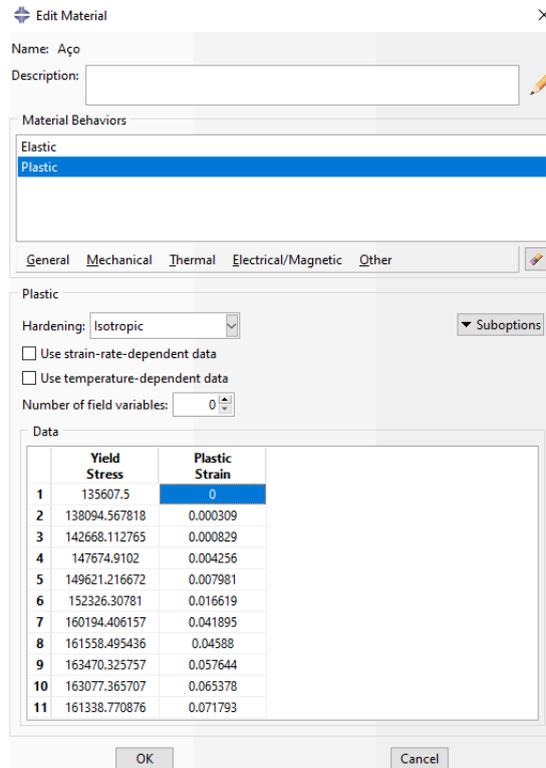
No menu *Model* à esquerda, dê duplo clique em *Materials*. Na janela *Edit Material*, digite *Aço* no campo *Name*. Em seguida, selecione as opções *Mechanical*, *Elasticity*, *Elastic* e digite  $30E6$  em *Young's Modulus* e  $0.3$  em *Poisson's Ratio*. Clique em *Ok*.

Figura A-13: Configuração das propriedades elásticas do material.



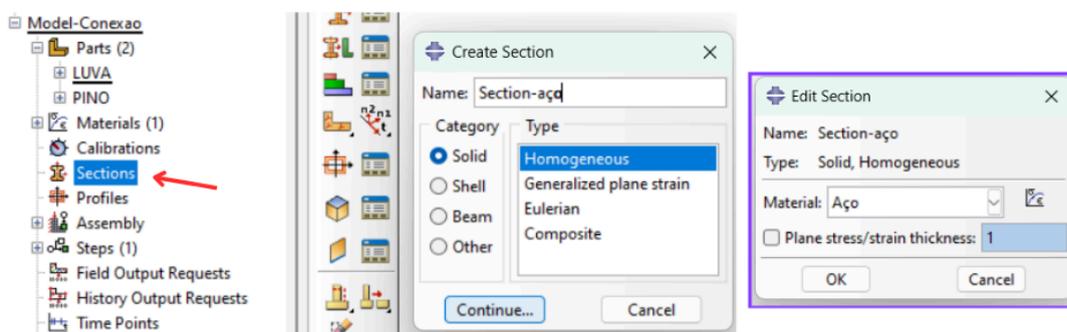
Para definir as propriedades plásticas do material, selecione as opções *Mechanical*, *Plasticity*, *Plastic* e digite os dados necessários para definir a curva tensão vs deformação do aço. Clique em Ok.

Figura A-14: Configuração das propriedades plásticas do material.



No menu *Model* à esquerda, dê duplo clique em *Sections*. No campo *Name* digite *Section-aço*, em *Category* selecione *Solid*, e em *Type* selecione *Homogeneous*. Clique em *Continue*. Na janela *Edit Section*, selecione em *Material*: *Aço* e clique em *OK*.

Figura A-15: Criação das seções dos modelos.



Para associar a seção do material com a parte, no menu *Model*, abra *Parts*: LUVA e dê duplo clique em *Section Assignments*. Selecione a superfície da luva e clique em *Done*. Na janela *Edit Section Assignment*, selecione *Section*: Section-aço e clique em OK.

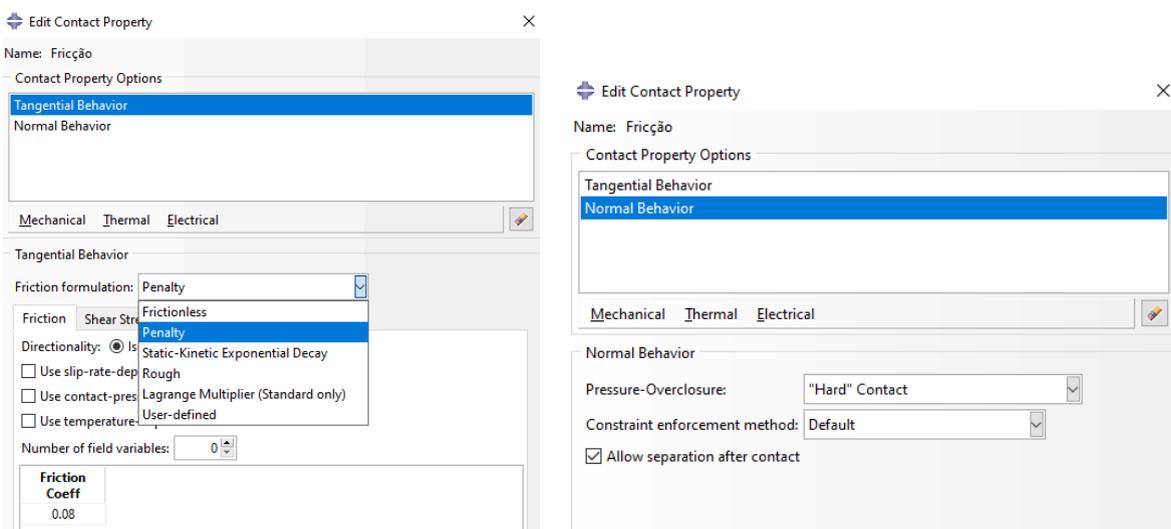
Deve-se repetir o mesmo procedimento para atribuir a Section-aço no PINO.

## A.6 Definição das propriedades de contato

Para configurar as propriedades de contato, tangencial e normal, é preciso dar duplo clique em *Interactions Properties* localizado à esquerda, no menu *Model*. No campo *Name* digite Fricção. Selecione *Type*: *Contact*. Clique em *Continue*.

Na janela *Edit Contact Property*, selecione as opções *Mechanical*, *Tangential Behavior*, *Penalty* e digite 0.08 em *Friction Coeff*. Na mesma janela, selecione as opções *Mechanical*, *Normal Behavior*, *Hard Contact*. Em *constraint enforcement method* deixe marcado a opção *default* do *software*. Além disso, a possibilidade de separação das superfícies após o contato é considerada por meio da opção *allow separation after contact*. Ao finalizar, clique em OK.

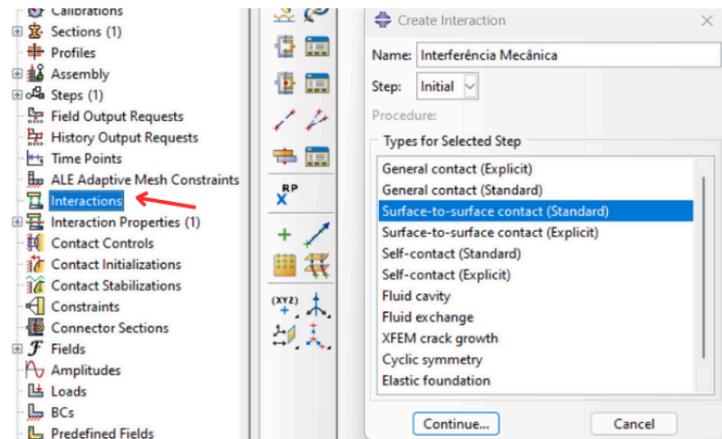
Figura A-16: Janela de configurações das propriedades de contato tangencial e normal.



## A.7 Criação da interação entre as superfícies da luva e do pino

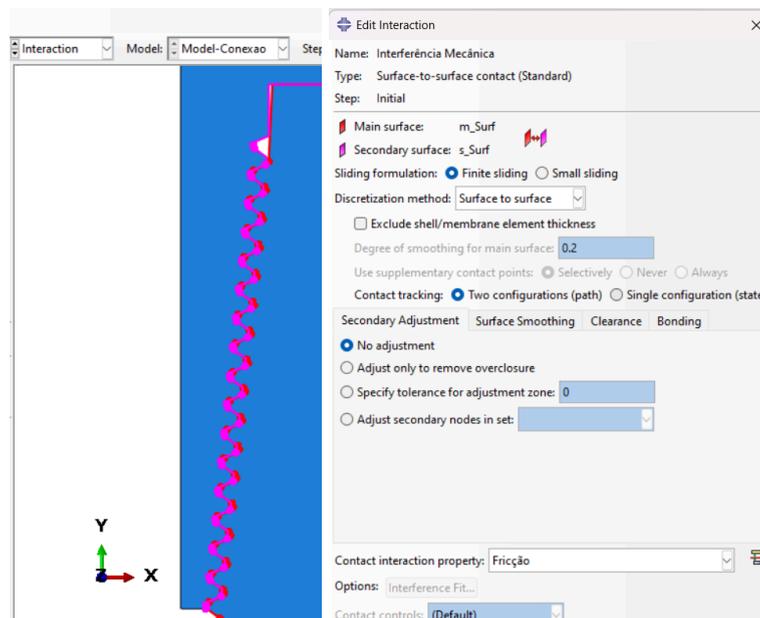
No menu *Model*, dê duplo clique em *Interactions*. No campo *Name* digite Interferência Mecânica. Selecione *Type*: *Surface-to-surface contact (Standard)* e clique em *Continue*.

Figura A-17: Janela de configurações da interação de contato entre as superfícies.



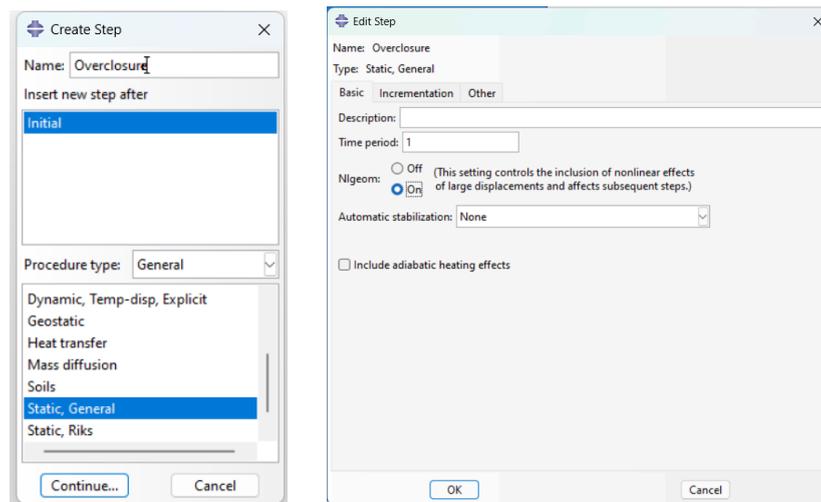
Selecione a superfície *master* ou *main* (filetes da luva) e clique em *Done*. Em seguida, selecione *Surface*, e defina a superfície *slave* ou *secondary* (filetes do pino), clique em *Done*. Na janela *Edit Interaction* selecione a opção *adjust only to remove overclosure*. Em *Contact interaction property* selecione *Fricção* e clique em *OK*.

Figura A-18: Superfície mestra e solidária e configurações da interação entre as superfícies.



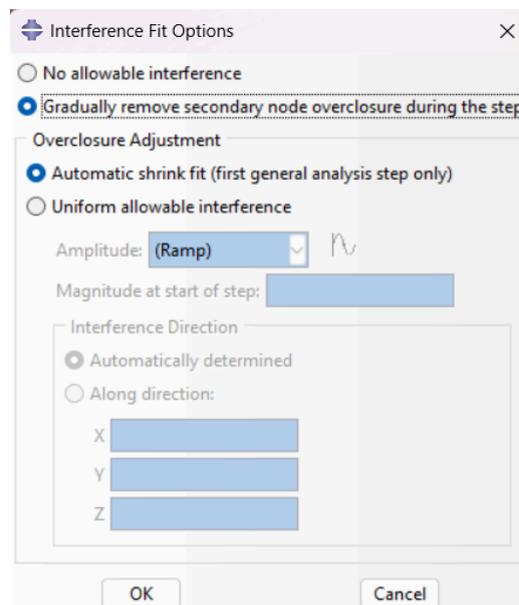
Para resolver o problema de fechamento excessivo imposto pela interferência mecânica criada durante a construção da geometria, deve-se modificar a interação entre as superfícies no segundo *step*. Para isso, no menu *Model* à esquerda, dê duplo clique em *Steps*. No campo *Name* digite *Overclosure* (*Type: Static, General*) e clique em *Continue*. Na janela *Edit Step* selecione a opção *Nlgeom: On*, depois clique em *OK*.

Figura A-19: Criação da etapa para ajuste da interferência mecânica.



Volte em *Interactions*, clique com o botão direito em Interferência Mecânica, depois em *Edit*. Na janela *Edit Interaction* clique em *Options: Interference Fit*, selecione *gradually remove slave node overclosure during the step*, depois escolha a opção *Automatic shrink fit*. Clique em OK.

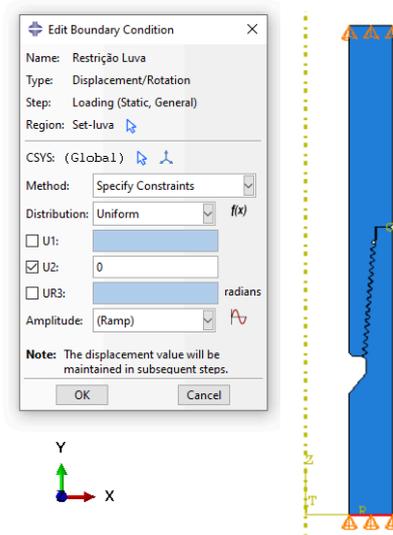
Figura A-20: Configuração do *Interference Fit* durante o *Step: Overclosure*.



## A.8 Imposição das restrições de movimento e aplicação da carga de tração no pino

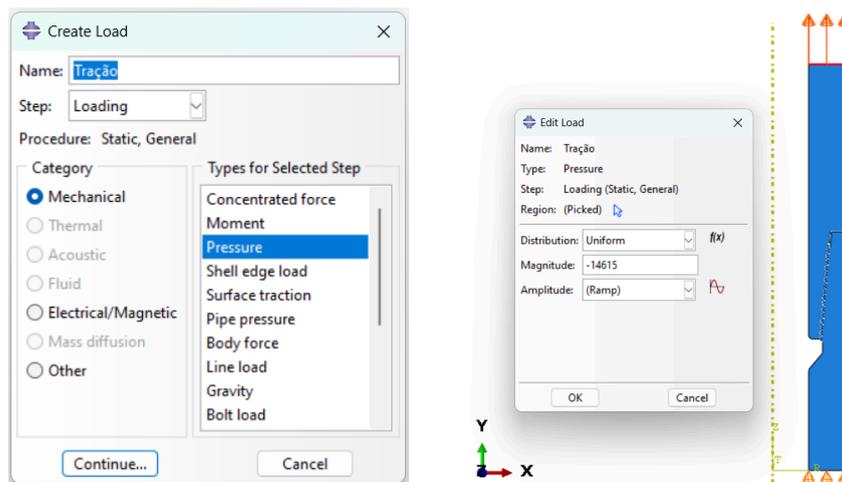
No *Step: Overclosure*, dê duplo clique em BCs. No campo *Name* digite Restrição Luva, (*Type: Displacement/Rotation*). Clique em *Continue* e selecione a parte inferior da luva. Na janela *Edit Boundary Condition* selecione a opção: ( $U_2 = 0$ ). Ao finalizar, clique em OK. Repita o procedimento para criar a Restrição Pino, na superfície superior do pino.

Figura A-21: Janela para configurar a restrição de movimento da luva e do pino.



Para criar a terceira etapa da simulação, dê duplo clique em *Steps*. No campo *Name* digite *Loading* (*Type: Static, General*) e clique em *Continue* e depois em *OK*. Nessa etapa a restrição da superfície superior do pino é removida e é adicionado o carregamento de tração. Desse modo, no menu *Model*, dê duplo clique em *Loads*. No campo *Name* digite *Tração*, *Step: Loading*, *Type: Pressure*. Em seguida, selecione a superfície superior do pino, clique em *Continue* e digite a *Magnitude: -14615* (psi). Clique em *Continue* e por fim clique em *OK*.

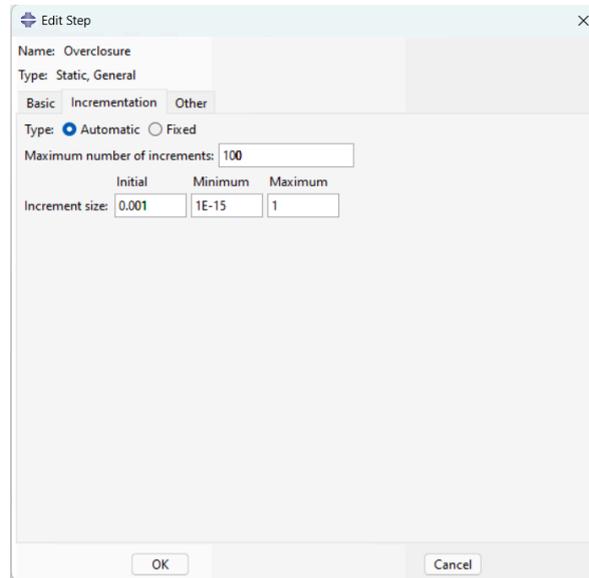
Figura A-22: Criação do carregamento de tração no pino.



Ainda no *Step: Loading*, dê duplo clique em *BCs*. No campo *Name* digite *Restrição Luva*, (*Type: Displacement/Rotation*). Clique em *Continue* e selecione a parte inferior da luva. Na janela *Edit Boundary Condition* selecione a opção: ( $U2 = 0$ ). Ao finalizar, clique em *OK*.

As configurações de incremento inicial, mínimo e máximo do *step* são realizadas de forma que os alertas do programa e problemas de convergência sejam minimizados. Para isso, clique com o botão direito em cima do *Step: Overclosure*, selecione *Edit*. Irá abrir a janela *Edit Step*.

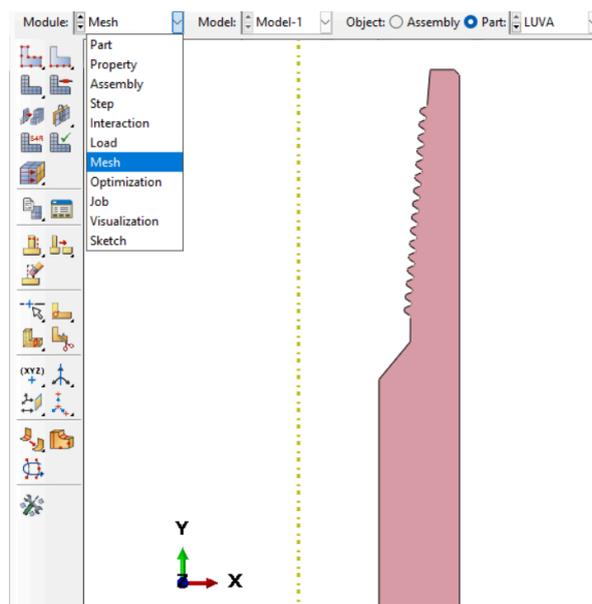
Figura A-23: Janela para configurar os incrementos do *step*.



## A.9 Configurações da malha de elementos finitos

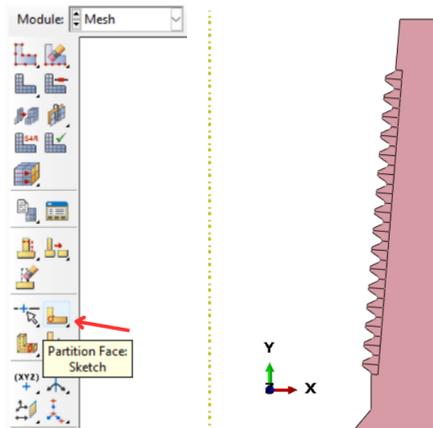
No menu *Module*, localizado na barra superior, selecione *Mesh*, e em *Object* selecione *Part: LUVA*.

Figura A-24: Menu *Module* e *Object: Part - Luva*.



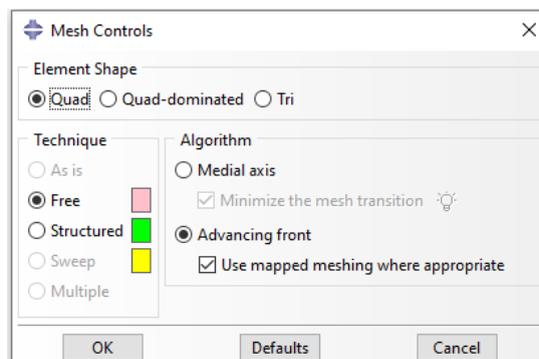
Será necessário particionar a região dos filetes de rosca, pois o modelo de contato exige malhas mais refinadas nessas áreas para garantir uma convergência adequada. Para isso, clique em *Create Partition Face: Sketch* para desenhar as partições, conforme ilustrado na Figura A-25. O mesmo particionamento deve ser feito no PINO.

Figura A-25: Opção *Create Partition Face* e particionamento da LUVA.

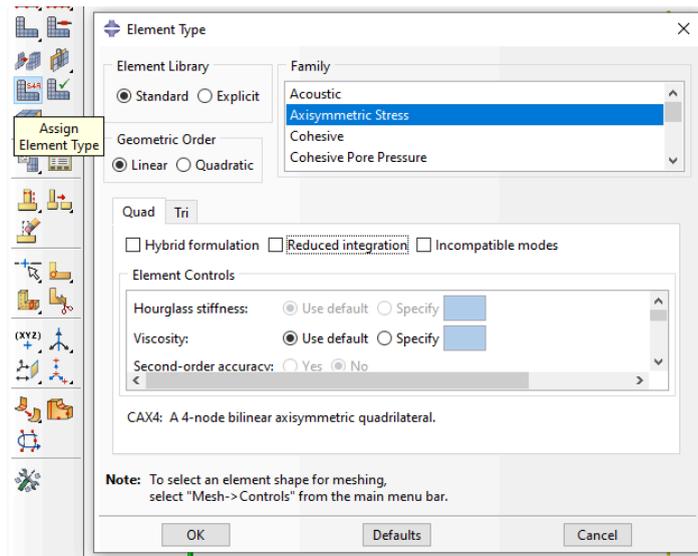


Na opção *Assign Mesh Controls* selecione toda a seção transversal da luva e altere o *Element Shape* para *Quad*.

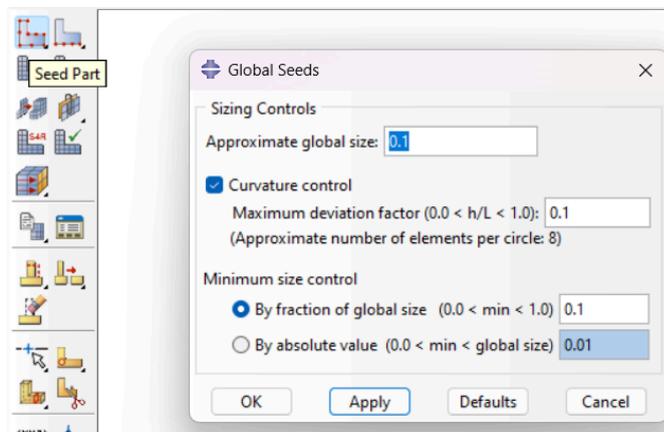
Figura A-26: Janela de configuração *Mesh Controls*.



Clique em *Assign Element Type* e selecione toda a geometria da luva. Clicando em *Done*, abrirá a janela *Element Type*. Em *Geometric Order* selecione *Linear (CAX4)*, por fim clique em *OK*.

Figura A-27: Janela de configuração *Element Type*.

Com o objetivo de melhorar a convergência da solução do problema de contato entre o pino e a luva deve-se refinar a malha na região dos filetes de rosca. Para isso, na barra do menu principal, clique em *Seed Part*. Na janela *Global Seeds* altere *Approximate global size*: 0.1 e clique em *Apply*.

Figura A-28: Janela de configuração *Seed Part*.

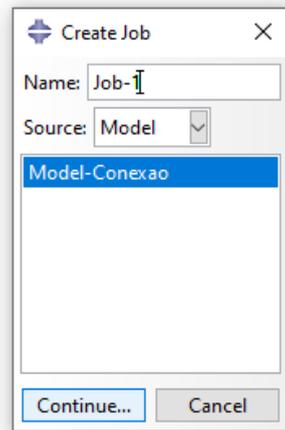
Em seguida, clique em *Seed Edges* e selecione apenas os filetes de rosca da luva, na janela *Local Seeds* altere *Minimum Size*: 0.006 e clique em OK. Para aplicar a malha na *part* LUVA clique em *Mesh Part*. Aparecerá a pergunta “OK to mesh the part?”, clique em *Yes*.

Antes de configurar o processamento do modelo é possível verificar a malha em *Verify Mesh*, para checar se há alguma região da malha com erros e também para saber o número de elementos. Além disso, deve-se repetir os passos para a *part* PINO.

## A.10 Configurações do *Job* - Processamento

No menu *Model*, dê duplo clique em *Jobs*, digite o nome da análise no campo *Name*, clique em *Continue* e depois em OK.

Figura A-29: *Janela Create Job*.



Para submeter o modelo para análise, clique com o botão direito no *Job* criado e em *Submit*. Para visualizar o resultado da simulação clique em *Results*.