

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



João Pedro Moreira Lasalvia

**Simulação e ensaio de emendas hidráulicas e
elétricas para linhas de controle de poços**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia
Mecânica da PUC-Rio

Orientador: Prof. Arthur Martins Barbosa Braga
Co-orientador: Pedro Eduardo Gonzales Panta

Rio de Janeiro
Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar à minha avó, Noeli, e à Vice-Reitoria Comunitária da PUC-Rio, pela ajuda que me possibilitou o privilégio de estudar nesta instituição. Também agradeço aos meus pais, que tiveram papel igualmente importante.

Ao meu orientador, professor Arthur Braga, pelo suporte neste trabalho e pela oportunidade profissional. Ao meu co-orientador, Pedro Panta, por ter aceitado fazer parte deste projeto.

À Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro como um todo, em particular ao seu corpo docente.

À Ouro Negro, cujos recursos foram essenciais para a composição deste estudo, e sua equipe de profissionais, com menção especial para minha amiga e ex-colega, Letícia Barcellos.

Às agências CAPES e CNPq, pelo investimento feito em mim, que me permitiu realizar um ano de graduação-sanduiche nos Estados Unidos.

Aos meus parentes, amigos e colegas, pelo apoio acadêmico e emocional.

Por fim, gostaria de agradecer a todos aqueles que, direta ou indiretamente, contribuíram para minha formação.

Alis grave nil-

RESUMO

Simulação e ensaio de emendas hidráulicas e elétricas para linhas de controle de poços

Na indústria de Óleo & Gás, para que se possa dar início à produção em um poço, é necessário antes completá-lo. A grosso modo, a completação é o processo intermediário entre a perfuração e a extração. A chamada completação inteligente diz respeito a um sistema capaz de coletar, transmitir e analisar dados da produção, do reservatório e da própria completação. Em outras palavras, ela engloba todas as operações de instrumentação necessárias para que os recursos do reservatório sejam extraídos de forma segura e controlada. Para que esses instrumentos possam ser operados a partir da superfície, são usadas linhas de controle, que podem ser hidráulicas e/ou elétricas. Um dos muitos desafios associados a essas linhas é a junção de trecho independentes de cabo, onde esses acoplamentos são feitos através das emendas. Por conta de sua criticidade e do ambiente extremamente hostil dentro dos poços, testes rigorosos se mostram necessários a fim de se garantir que não haja qualquer tipo de falha nessas uniões durante sua operação. Este trabalho se propõe a realizar esses testes, assim como as equivalentes simulações, e compará-los. Os espécimes em questão são dois modelos de emenda, um hidráulico e outro elétrico. O objetivo é simular em software e ensaiar em laboratório um exemplar de cada modelo, sob diferentes solicitações estáticas. Após isso, analisar os resultados com o intuito de verificar a veracidade dos testes e garantir a integridade desses componentes uma vez em condições reais de trabalho.

Palavras-chave: Completação Inteligente. Óleo & Gás. Linhas de Controle. Poços de Petróleo. Emenda Hidráulica. Emenda Elétrica. Conector de Cabo. Simulação. Ensaio. Teste.

ABSTRACT

Simulation and testing of hydraulic and electric splices for well control lines

In the Oil & Gas industry, before production can take place in a well, it must first be completed. In simple terms, completion is the intermediate process between drilling and extraction. When it comes to intelligent completion, it refers to a system capable of collecting, transmitting and analyzing data originated from the production, the reservoir and the completion itself. In other words, it covers all instrumentation operations necessary so that the natural resources contained within the reservoir can be extracted in a safe and controlled way. To operate these devices from the surface, control lines are used, and they can be hydraulic and/or electric. One of the many challenges associated with these lines is the junction of independent cable sections, where these couplings are achieved with splices. Because of its critical importance and due to the extremely hostile downhole environment, rigorous testing proves necessary to make sure there are no shortcomings during its operation. This study proposes the execution of these tests, as well as the equivalent simulations, and the comparison between both. The specimen in question are two splice models, a hydraulic one and an electric one. The objective is to simulate through software and to test in laboratory an exemplary of each model, under different static solicitations. Afterwards, to analyze the results in order to verify the veracity of the tests and to assure the integrity of these components once in real life work conditions.

Keywords: Intelligent Completion. Oil & Gas. Control Lines. Petroleum Well. Hydraulic Splice. Electric Splice. Cable Connector. Simulation. Testing.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
2. COMPLETAÇÃO INTELIGENTE	2
2.1. Estrutura	2
2.2. Modulado	4
2.3. Linhas de controle	5
3. EMENDAS	9
3.1. Emenda hidráulica	11
3.2. Emenda elétrica	12
3.3. Materiais	14
4. CÁLCULOS ANALÍTICOS	15
4.1. Cálculo da tração crítica	16
4.2. Cálculo da pressão crítica	17
4.2.1. Solução para parede fina	17
4.2.2. Solução para parede grossa	18
4.3. Análise dos resultados	20
5. SIMULAÇÕES NUMÉRICAS	20
5.1. Simulando a emenda hidráulica	20
5.1.1. Simulação de tração – emenda hidráulica	21
5.1.2. Simulação de pressão – emenda hidráulica	23
5.2. Simulando a emenda elétrica	24
5.2.1. Simulação de tração – emenda elétrica	25
6. ENSAIOS EXPERIMENTAIS	27
6.1. Ensaio hidrostáticos preliminares	27
6.1.1. Teste preliminar de pressão interna	29
6.1.2. Teste preliminar de pressão externa	30
6.2. Ensaio de tração	33
6.3. Ensaio hidrostático posterior	36
7. CONCLUSÃO	37
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	38

Lista de figuras

1.1	Matrizes energéticas mundiais de 2005, 2010 e 2015 [1]	1
2.1	Construção de um poço onshore (genérico) [4]	3
2.2	Separação das zonas de produção [5]	4
2.3	Produção de diversas zonas a partir de um mesmo poço [6]	5
2.4	Componentes de um modulado de completação inteligente [7]	5
2.5	Desenho esquemático de modulados em série [6]	6
2.6	Flatpack da Halliburton [9]	7
2.7	Flatpack cortado	7
2.8	Fixação do flatpack (em azul) por meio de um clamp (em cinza) [6]	7
2.9	Ramificação do flatpack [10]	8
2.10	Splice sub da Baker Hughes [11]	8
3.1	Conector simples [2]	9
3.2	Conector testável em campo	9
3.3	Anilhas traseira (esquerda) e frontal (direita)	10
3.4	Juntas de vedação [13]	11
3.5	Emenda hidráulica	11
3.6	Dimensões gerais da emenda hidráulica [mm]	12
3.7	Encaixe de uma emenda hidráulica [12]	12
3.8	Emenda elétrica	13
3.9	Cabo elétrico [14]	13
3.10	Dimensões gerais da emenda elétrica [mm]	13
4.1	Vaso de pressão [16]	15
5.1	Malha computacional da emenda hidráulica	21
5.2	Geometria fixa – 5.1.1	22
5.3	Carregamento – 5.1.1	22
5.4	Estudo – 5.1.1	22
5.5	Resultado do estudo – 5.1.1	22
5.6	Geometria fixa – 5.1.2	23
5.7	Carregamento – 5.1.2	24
5.8	Resultado do estudo – 5.1.2	24

5.9	Malha computacional da emenda elétrica	25
5.10	Geometria fixa – 5.2.1	26
5.11	Carregamento – 5.2.1	26
5.12	Estudo – 5.2.1	26
5.13	Resultado do estudo – 5.2.1	26
6.1	Esquema de aplicação das pressões	28
6.2	Unidade de potência hidráulica (HPU)	28
6.3	Transdutor de pressão COD02 com certificado de calibração	29
6.4	Arranjo do ensaio de pressão interna	29
6.5	Gráfico da variação temporal da pressão interna – 6.1.1	30
6.6	Suporte para os ensaios de pressão externa	31
6.7	Arranjo do ensaio de pressão externa	31
6.8	Gráfico da variação temporal da pressão externa – 6.1.2 A	32
6.9	Bocal B com vazamento	32
6.10	Gráfico da variação temporal da pressão externa – 6.1.2 B	33
6.11	Máquina Instron certificados de calibração	34
6.12	Fixação da emenda	34
6.13	Gráfico da variação da carga axial vs. deslocamento do travessão	35
6.14	Gráfico da variação temporal da pressão interna – 6.3	36

Lista de tabelas

3.1	Elementos de liga – AISI 326 [15]	14
3.2	Fatores de ajuste recomendados [15]	15
4.1	Cargas críticas	20
5.1	Parâmetros da malha computacional da emenda hidráulica	21
5.2	Parâmetros da malha computacional da emenda elétrica	25

Lista de símbolos

a	Raio interno
b	Raio externo
D	Diâmetro nominal
t	Espessura da parede
A	Área da seção transversal
P	Carga axial (ou longitudinal)
p_i	Pressão interna
p_o	Pressão externa
$[\sigma]$	Tensor tensão de Cauchy
σ_x	Tensão axial (ou longitudinal)
σ_r	Tensão radial
σ_θ	Tensão tangencial (ou circunferencial)
σ_{vM}	Tensão de von Mises
τ_{max}	Tensão de Tresca (ou máxima tensão cisalhante)
S_y	Limite de resistência ao escoamento do material

1. Introdução

A demanda global por energia não para de crescer, tendo o consumo humano mais do que quintuplicado desde a década de 1950. Um relatório do Conselho Mundial de Energia de 2016 aponta que, em 2015, 86% da matriz energética mundial foi composta por combustíveis fósseis – petróleo, gás natural e carvão mineral. Do total, 33% referentes ao petróleo e 24% ao gás natural.

Mesmo com o avanço tecnológico no campo das fontes renováveis e sua crescente disseminação nos últimos tempos, o petróleo continua sendo o combustível líder, usado predominantemente pelo setor de transportes. Sua substituição não é iminente e não se espera que atinja mais de 5% até 2021.

Já o gás natural é o combustível fóssil menos usado dos três, mas é o único com projeção crescente da parcela de consumo de energia para o futuro. O Brasil ainda não alcançou a autossuficiência energética nesses setores, e por isso a exploração de suas reservas naturais se mostra tão importante. [1]

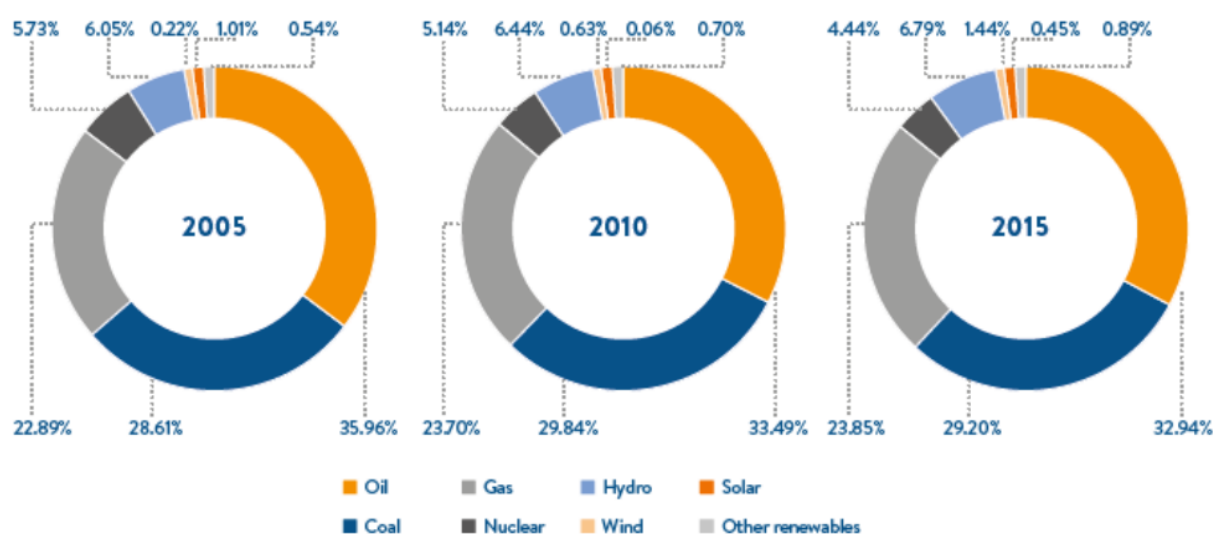


Figura 1.1: Matrizes energéticas mundiais de 2005, 2010 e 2015 [1]

A extração de óleo e gás, sobretudo em águas profundas, como é comum do caso da produção *offshore* do Brasil, representa enormes desafios tecnológicos, logísticos e financeiros. Os riscos são altos e por isso é imprescindível reduzir ao máximo as chances de erro. Dentre outros fatores, é essencial garantir o bom funcionamento de todos os equipamentos envolvidos.

2. Completação inteligente

A grosso modo, a completção é o processo intermediário entre a perfuração e a extração. A chamada completção inteligente diz respeito a um sistema capaz de coletar, transmitir e analisar dados da produção, do reservatório e da própria completção. Em outras palavras, ela engloba todas as operações de instrumentação necessárias para que os recursos do reservatório sejam extraídos de forma segura e controlada.

Ela é a interface entre o reservatório e a superfície, e o papel de um engenheiro de completção é converter um poço recém-perfurado em um canal seguro e eficiente de produção ou injeção. No entanto, nem toda completção ocorre da mesma forma. Elas variam de poço para poço, em termos de etapas e equipamentos envolvidos.

Ambientes mais extremos, como o Ártico ou regiões de águas profundas, acarretam necessidades mais complexas. Um projeto de completção se trata de uma mistura de física, química, matemática, engenharia, geologia, hidráulica, ciência dos materiais e experiência prática. [2]

2.1. Estrutura

Como dito anteriormente, existem inúmeras variações nas configurações de poços de petróleo. Normalmente, eles são estruturados em múltiplas camadas de aço e concreto, que conferem características de resistência e fixação. Não são todas as camadas que percorrem a extensão de um poço por inteiro. As mais externas são as mais curtas, e servem para assentar as mais internas no leito rochoso. A Figura 2.1 ilustra de modo geral uma configuração comum para um poço *onshore*.

O *casing* de produção e o *tubing* de produção são duas camadas que se estendem até o fundo do poço. O casing, ou revestimento, é a camada externa responsável por proteger tudo que se encontra em seu interior dos agentes externos, como, por exemplo, água, óleo, areia etc. O tubing é a camada interna responsável pelo escoamento da produção para a superfície, e sua união em série é denominada coluna. O espaço entre o casing e o tubing, ou entre o revestimento e a coluna, é o chamado espaço anular, destinado aos equipamentos e fluidos de completção [3]. É nesse espaço que se encontram as emendas estudadas neste trabalho.

É importante fazer a diferenciação entre o tubing de produção e os cabos, ou tubos, metálicos das linhas de controle, já que em inglês também podem ser referidos como tubing. Neste trabalho, o termo “tubing” fará referência apenas ao de produção. O item 2.3, mais a diante, trata exclusivamente das linhas de controle.

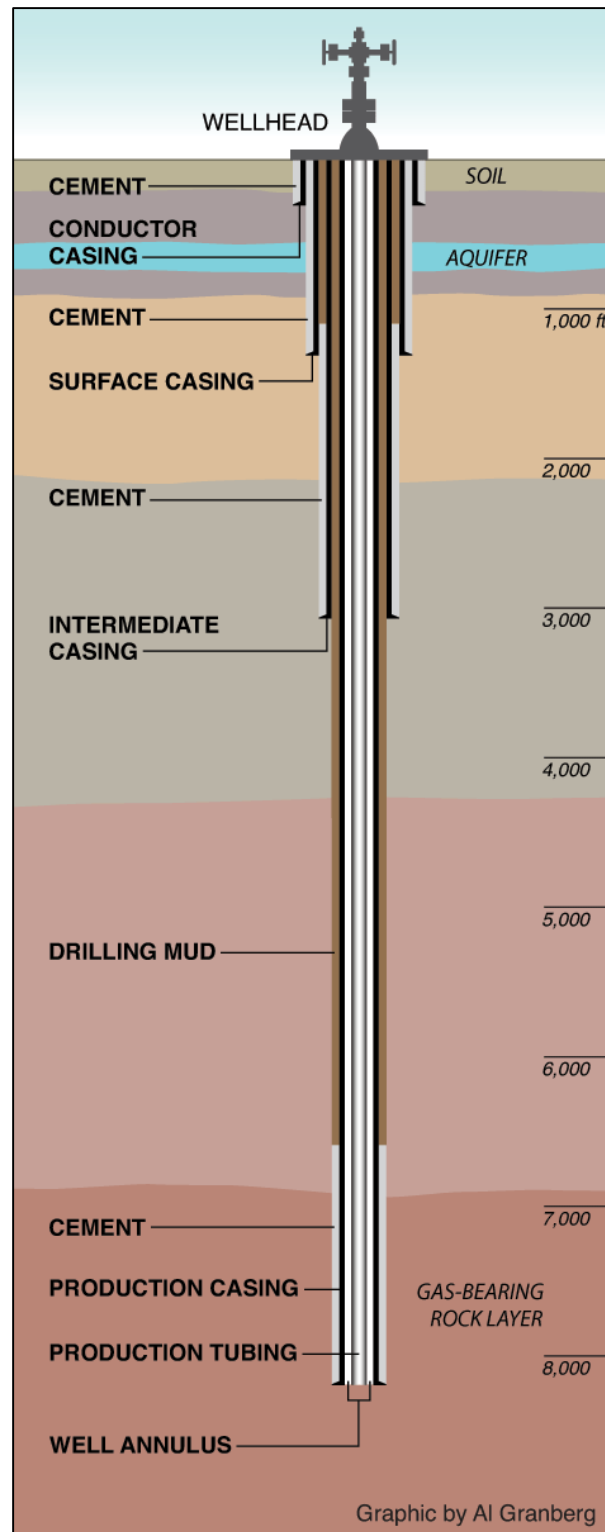


Figura 2.1: Construção de um poço onshore (genérico) [4]

2.2. Modulado

Uma das principais vantagens da completção inteligente é a possibilidade de divisão do poço em múltiplas zonas de produção. Camadas do reservatório podem ocorrer em diferentes profundidades. Com o equipamento adequado, consegue-se isolar o poço, pelo espaço anular, em seções independentes, cada uma com seu próprio controle de fluxo e seu próprio conjunto de equipamentos, denominado modulado. Na Figura 2.2 (ilustrativa), a separação é feita pelas peças de cor amarela.

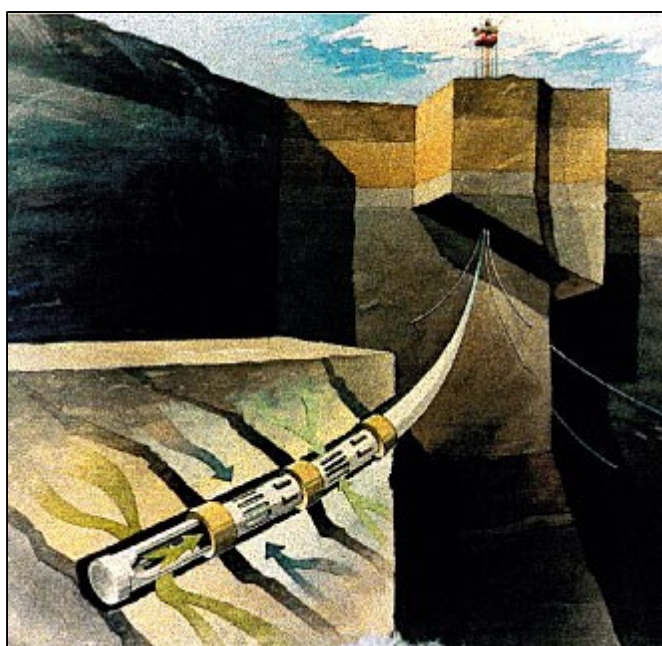


Figura 2.2: Separação das zonas de produção [5]

A separação entre zonas adjacentes e seus respectivos modulados é feita com o uso de *packers* de isolamento, também chamados de obturadores. Eles são responsáveis pela vedação do espaço anular, impedindo a passagem de substâncias de uma zona para outra e contendo eventuais diferenciais de pressão.

Cada modulado é instrumentado com sensores de temperatura e pressão, ou PDGs (*Permanent Downhole Gauges*), para que se possa coletar dados da operação. Naturalmente, cada modulado também possui sua própria válvula de produção, ou de injeção. Elas podem ser totalmente fechadas, no caso de zonas que se tornam improdutivas, ou parcialmente fechadas, para se controlar o fluxo na coluna. Esses ajustes são feitos a partir da superfície, com a ajuda de EPUs (*Electric Power Units*) ou HPUs (*Hydraulic Power Units*), dependendo do mecanismo atuador da válvula.

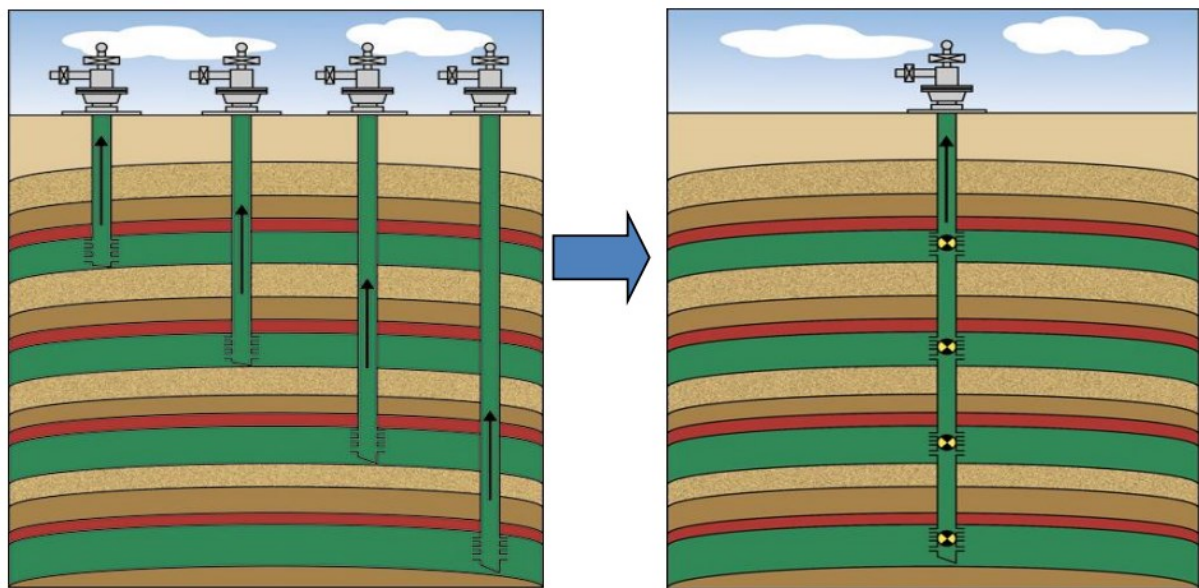


Figura 2.3: Produção de diversas zonas a partir de um mesmo poço [6]

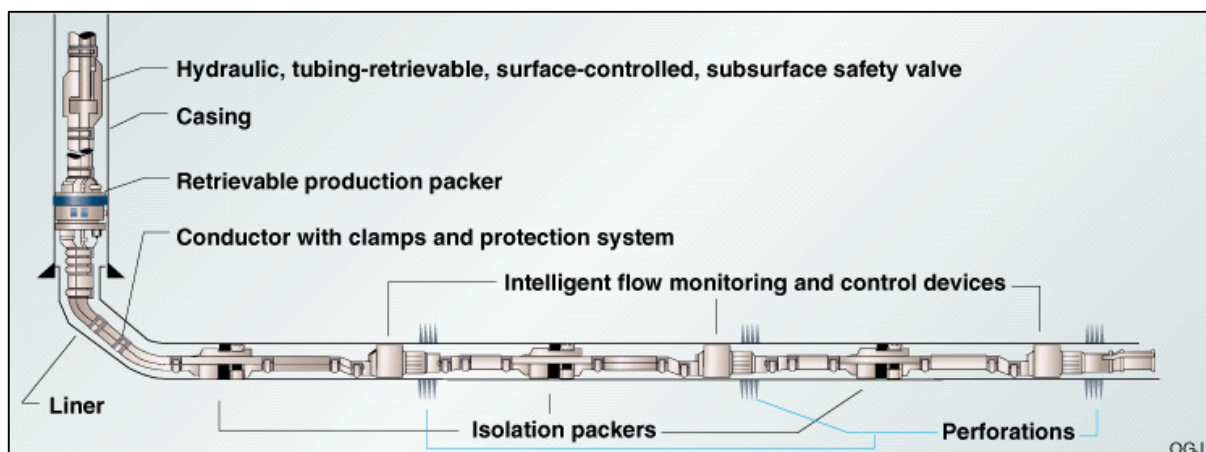


Figura 2.4: Componentes de um modulado de completção inteligente [7]

2.3. Linhas de controle

Tem-se, portanto, uma série de equipamentos incorporados à coluna que necessitam de potência hidráulica e elétrica para funcionar. Soma-se a isso a coleta de dados pelos sensores, que precisam ser transmitidos para os operadores. A solução para essa comunicação entre superfície e modulado é feita através das linhas de controle.

Elas descendem desde a cabeça do poço até alcançarem a primeira zona de produção. Individualmente, cada cabo da linha de controle se resume a um cabo tubo

de aço inoxidável de pequeno diâmetro, por dentro do qual trabalha o fluido hidráulico ou correm os fios elétricos.

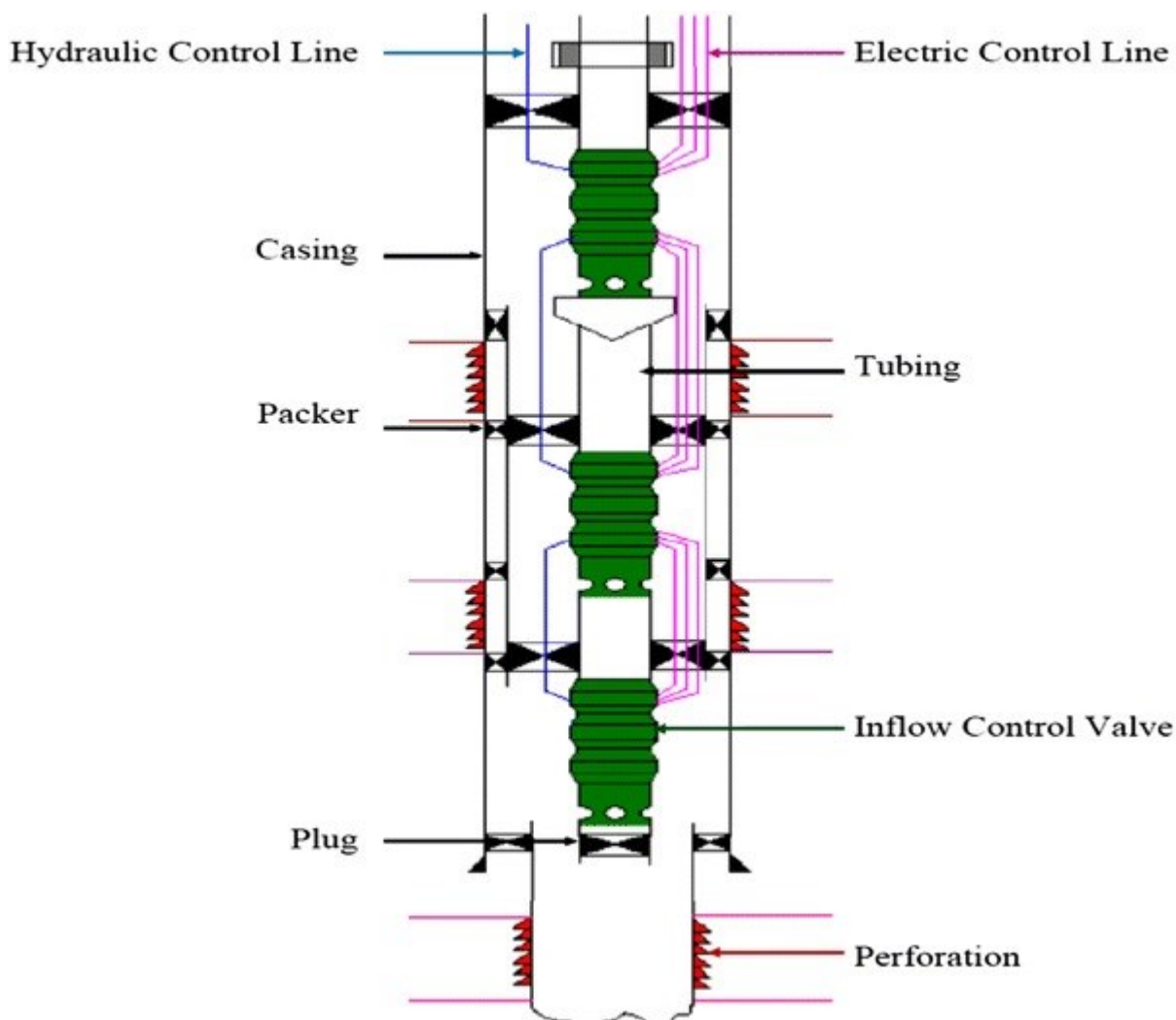


Figura 2.5: Desenho esquemático de modulados em série [6]

A maioria dos sistemas hidráulicos operados por linhas de controle funcionam em modo *fail-safe*. Isso significa que elas permanecem sempre pressurizadas. Qualquer vazamento ou falha resulta na despressurização da linha, fazendo com que as válvula de segurança sejam fechadas e o poço seja protegido. [8]

Os cabos das linhas de controle se distribuem individualmente apenas nas seções dos modulados, onde o posicionamento dos diferentes componentes exige essa ramificação. Durante o trajeto entre a cabeça do poço e a zona de produção superior, no entanto, os cabos individuais são agrupados e protegidos por uma camada polimérica, e esse conjunto é designado como *flatpack*.

O flatpack é o vínculo físico entre os sistemas de controle de superfície e o equipamento de fundo de poço. Composto por linhas de controle hidráulicas e/ou elétricas, os flatpacks são encontrados em uma variedade de configurações diferentes, para que possam se adequar ao ambiente de aplicação. A especificação e os materiais são selecionados com base na temperatura, na pressão e nos fluidos do poço. [9]

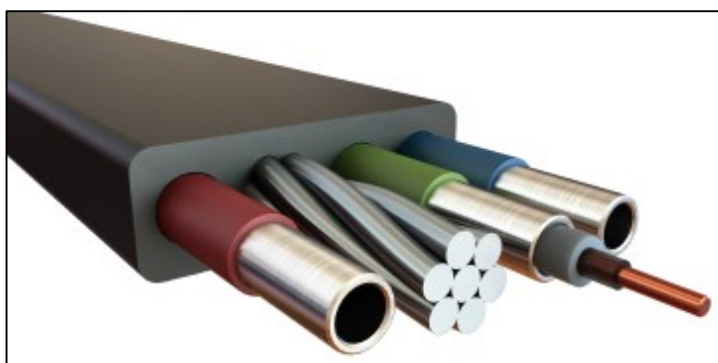


Figura 2.6: Flatpack da Halliburton [9]



Figura 2.7: Flatpack cortado

Situado no espaço anular, o flatpack se prende à coluna com a ajuda dos *clamps*, grandes presilhas que abraçam o tubing e impedem que as linhas de controle fiquem livres e venham eventualmente a ser danificadas. O objetivo é mantê-las alinhadas, protegendo-as durante a instalação, o que garante confiabilidade ao sistema. [6]

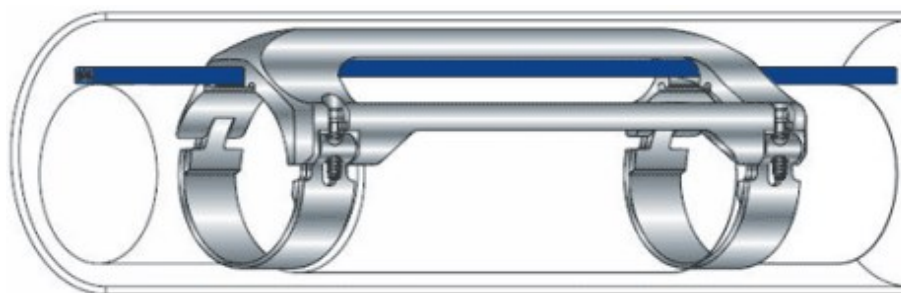


Figura 2.8: Fixação do flatpack (em azul) por meio de um clamp (em cinza) [6]

Uma vez que as linhas chegam ao modulado, os cabos são desencapados e a camada polimérica é removida. Isso ocorre porque os cabos precisam passar pelo packer de isolamento individualmente, por conta dos mecanismos de vedação, que possuem o mesmo princípio de funcionamento que as emendas.

Na Figura 2.8, é possível observar como um flatpack vindo da superfície (em verde) se ramifica em cabos hidráulicos e elétrico individualmente, o que permite que eles sejam emendados. As emendas – em inglês, *splices* – são montadas no chamado *splice sub*, uma braçadeira metálica que envolve o tubing e oferece proteção e suporte.

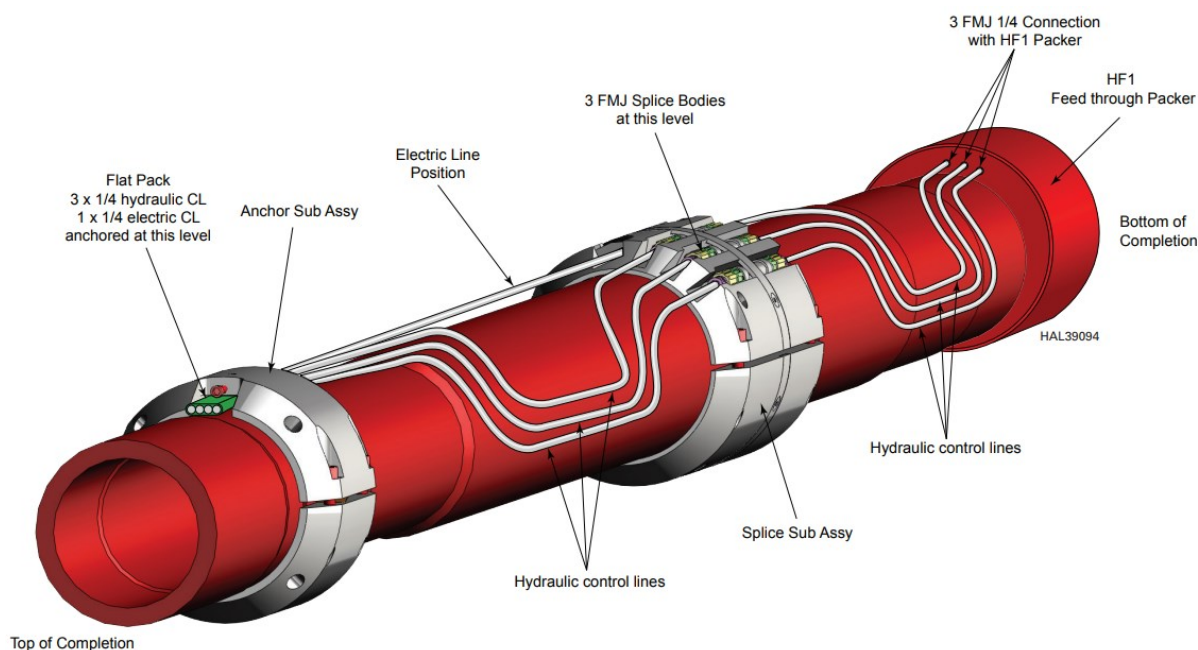


Figura 2.9: Ramificação do flatpack [10]

A Figura 2.9 mostra um exemplo de splice sub montado com emendas hidráulicas. Nela, pode-se notar que os cabos estão encapados individualmente e que abandonam suas capas logo antes de se conectar. Diferentes configurações dependem do fabricante e das necessidades do poço, embora sejam parecidas.

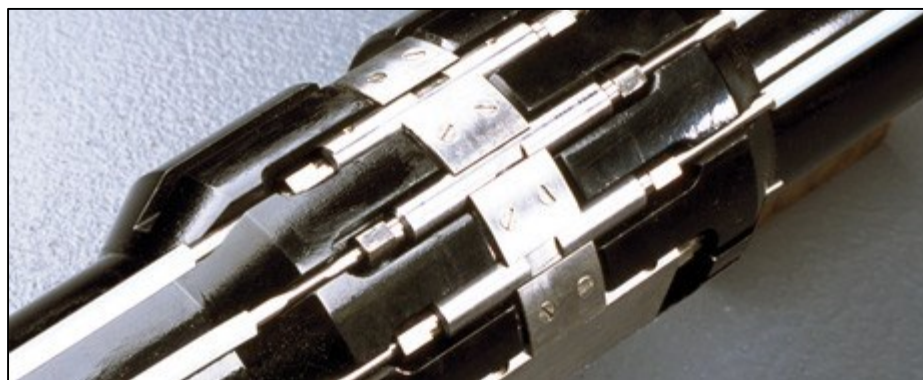


Figura 2.10: Splice sub da Baker Hughes [11]

3. Emendas

O princípio de funcionamento das emendas tem foco na vedação metálica. Neste trabalho, as respectivas emendas possuem uma barreira elastomérica (*o-ring*) e outra metálica (cone), de forma de a elastomérica serve apenas ao propósito de testar a metálica. As Figuras 3.1 e 3.2 ilustram a diferença entre a vedação puramente metálica e a vedação que permite o teste em campo.

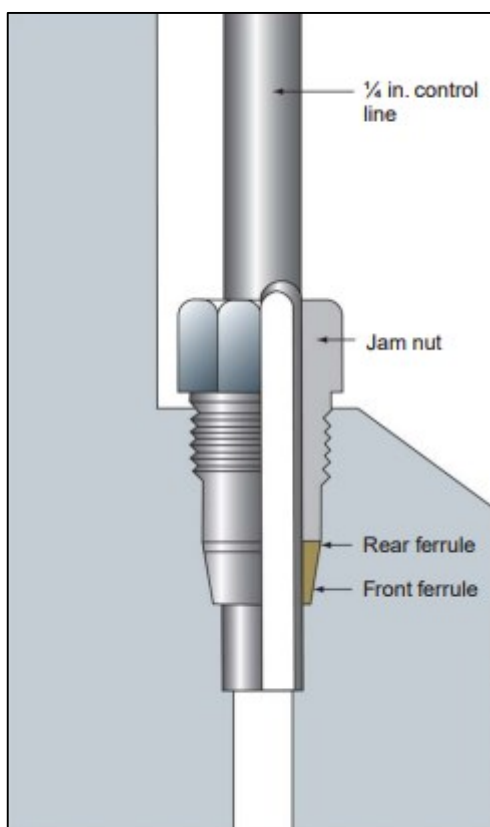


Figura 3.1: Conector simples [2]



Figura 3.2: Conector testável em campo

A função da rosca do conector é manter uma força constante sobre o cone metálico. Essa força é quem deforma as anilhas, estabelecendo o selamento. No caso da vedação elastomérica, o próprio diferencial de pressão é responsável por deformar o anel de borracha. Quando isso ocorre, ele é forçado contra as paredes do conector, e essa interface elastômero-metal sela o espaço.

No caso da vedação metálica, algo mais complexo se faz necessário. É empregado um conjunto de anilhas, também chamadas de virolas – em inglês, *ferrules*. A anilha frontal, com perfil de tronco de cone, é a efetivamente responsável

pelo contato metal-metal. Já a traseira é responsável por pressionar a frontal de forma que o contato seja feito adequadamente.



Figura 3.3: Anilhas traseira (esquerda) e frontal (direita)

Por dentro do componente principal do conjunto da emenda (a junção), a superfície de contato com a anilha frontal também possui formato cônico, mas com alugação levemente maior. Com diâmetro externo ligeiramente menor do que o interno da base do cone da anilha frontal, a anilha traseira cria um ponto de alavanca e é empurrada contra o interior de sua vizinha, de forma que esta se deforma. Assim, a anilha frontal tende a se conformar contra a superfície interna da junção e a “morder” o cabo, de forma que a vedação é estabelecida nesses dois perímetros.

Juntas de compressão oferecem confiabilidade em situações de pressões muito altas. As que combinam a anilha frontal e a traseira em uma única unidade – ver Figura 3.4 – geralmente não são igualmente eficazes, já que a superfície de selamento gira à medida que o torque de aperto é aplicado. O conceito básico das juntas de compressão é acompanhado pelo risco inerente de deformações plásticas, tanto das anilhas como do tubo. De fato, as geometrias cônicas favorecem esse fenômeno, por conta de sua capacidade concentradora de tensões.

A deformação do cabo é algo que divide opiniões. Enquanto alguns fabricantes enfatizam esse aspecto positivamente, como um método adicional de fixação do próprio cabo, as anomalias de fluxo causadas por essa retração do diâmetro interno fazem com que essa não seja a melhor escolha para aplicações instrumentais. Mesmo as aplicações que não exigem tantas restrições nesse aspecto, como é o caso da hidráulica, ainda priorizam anilhas que apenas endentem o tudo de forma pontual, sem deformá-lo demasiadamente [12].

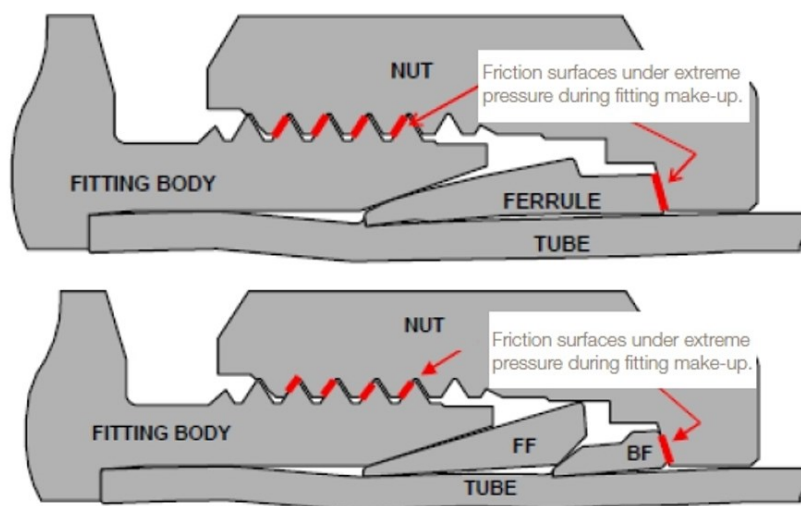


Figura 3.4: Juntas de vedação [13]

3.1. Emenda hidráulica

A emenda hidráulica simulada e testada neste trabalho – ver Figura 3.5 – é um equipamento simples, composto por uma junção (ou união) principal, dois conectores roscados, dois pares de anilhas (frontal e traseira), e dois pares de o-rings (interno e externo), sem contar com os tubos de $\frac{1}{4}$ in (0,25 pol = 6,35 mm) em cada extremidade.

Suas dimensões são relativamente pequenas – ver Figura 3.6 – e é de fácil manuseio. Os furos usinados nas laterais são os bocais de teste (*test ports*), usados em testes de campo ou de laboratório para garantir que as vedações foram seladas adequadamente. Isso é feito antes que o equipamento possa entrar em operação, visando garantir máxima segurança [2].



Figura 3.5: Emenda hidráulica

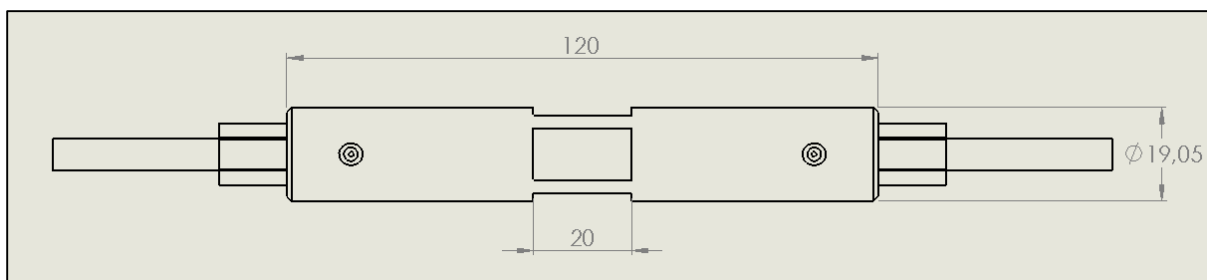


Figura 3.6: Dimensões gerais da emenda hidráulica [mm]

Seu princípio de funcionamento, conforme explicado anteriormente, é o encaixe por compressão. Um esquema genérico e simplificado desse encaixe pode ser visto na Figura 3.7. Deve-se notar, no entanto, que as vedações elastomérica presentes no componente tratado neste trabalho não constam na referida imagem. Uma vez selada, pode-se dizer que os cabos foram efetivamente emendados, de forma que o fluido de trabalho pode preencher o interior da montagem com altas pressões.

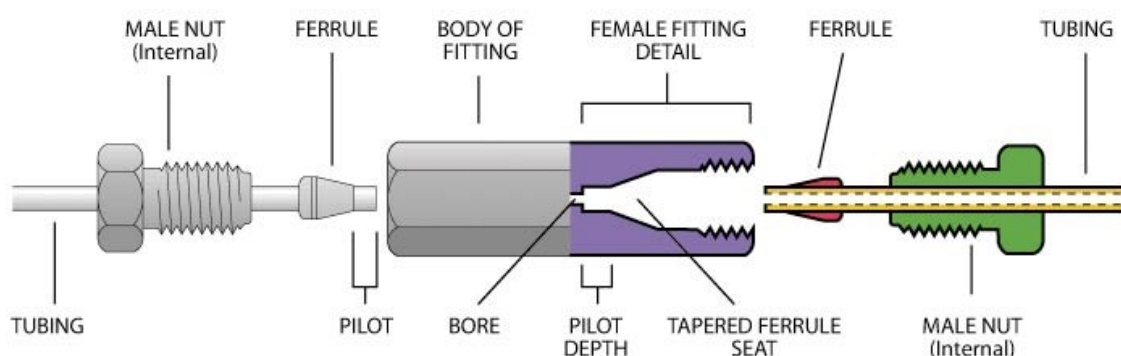


Figura 3.7: Encaixe de uma emenda hidráulica [12]

3.2. Emenda elétrica

A emenda elétrica simulada neste trabalho – ver Figura 3.8 – possui o mesmo princípio de funcionamento que a hidráulica, mas com diferente aplicação. O objetivo de selamento contra a pressão externa do espaço anular da coluna permanece. No entanto, não há fluido de trabalho em seu interior. Em vez disso, os cabos transportam fios elétricos, que devem ser protegidos através do encapsulamento – ver Figura 3.9. Sua maior complexidade reflete em suas dimensões – ver Figura 3.10.

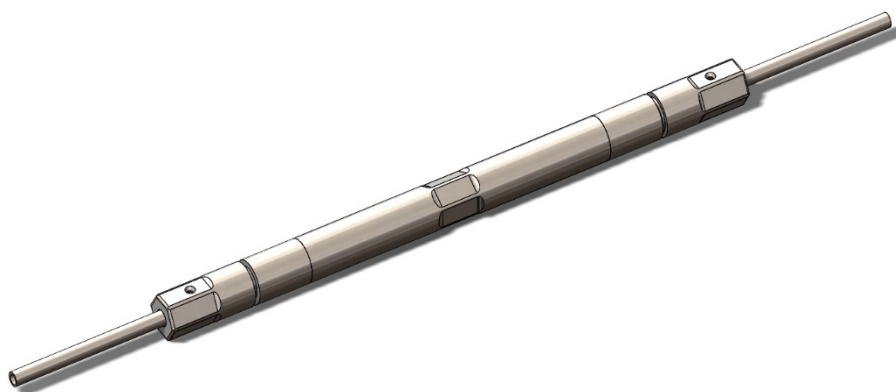


Figura 3.8: Emenda elétrica

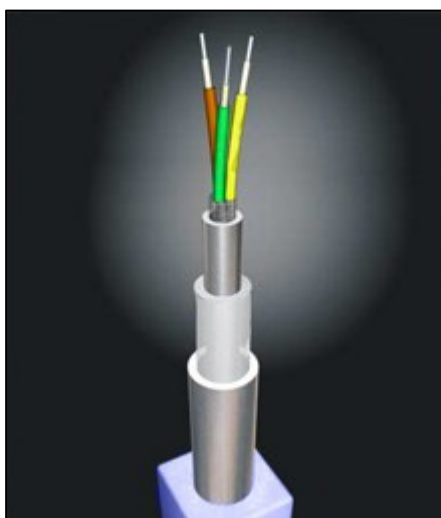


Figura 3.9: Cabo elétrico [14]

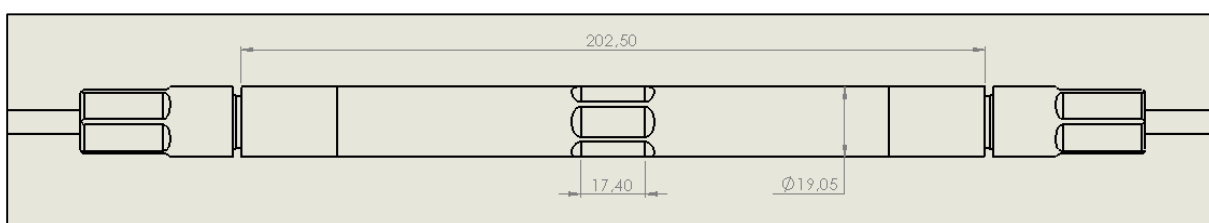


Figura 3.10: Dimensões gerais da emenda elétrica [mm]

A maior complexidade da montagem, mencionada anteriormente, diz respeito à necessidade de isolar eletricamente a emenda. Por conta disso, são usadas camisas termoplásticas e elastoméricas, que ocupam grande parte do volume interior da junção. O papel da emenda é prover uma conexão elétrica contínua com a superfície, que seja resistente à pressão, temperatura, corrosão, erosão, vibração e ao impacto. Por motivos de propriedade industrial, as diferentes peças que compõem a montagem não estão apresentadas neste trabalho.

3.3. Materiais

Os metais empregados nas emendas e nos cabos das linhas de controle são aço inoxidáveis, tipicamente as ligas austeníticas AISI 304/304L ou 316/316L. O 316, usado na fabricação dos tubos [15] e emendas tratados neste trabalho, possui mais carbono do que o 316L. Além disso, ele incorpora todos os elementos de liga do 304, com a adição de molibdênio, que confere maior resistência à corrosão – ver Tabela 1.

Elemento	Composição (% peso)
Cr	16,0 - 18,0
Ni	11,0 - 14,0
Mo	2,00 - 3,00
Mn	2,00 máx.
Si	0,75 máx.
C	0,030 máx.
S	0,030 máx.

Tabela 3.1: Elementos de liga – AISI 316 [15]

De acordo com o fabricante [15], a máxima pressão de trabalho para os tubos hidráulicos de ¼ in (0,25 pol = 6,35 mm) de diâmetro e 0,035 in (0,035 pol = 0,889 mm) é 5100 psi (35,2 MPa). No entanto, esse valor foi calculado considerando-se um limite de resistência ao escoamento de 20 ksi (137,8 MPa), que é apenas dois terços do valor real, ou 30 ksi (205 MPa). De fato, as linhas de controle operam com uma pressão de trabalho da ordem de 5000 psi, o que confere aos tubos um coeficiente de segurança de 1,5.

Esse coeficiente pode ser ligeiramente reduzido ao se considerar o efeito da temperatura sobre o material. A máxima pressão de trabalho recomendada pelo fabricante e mencionada no parágrafo anterior foi estipulada com base em um intervalo de temperatura entre -20 a 100 °F (-28 a 37 °C). Essa pressão deve ser multiplicada por um fator de ajuste em função da temperatura – ver Tabela 2. As temperaturas dos poços para os quais as emendas desde trabalho foram projetadas não ultrapassam 200 °C, o que implica em uma redução do coeficiente de segurança de no máximo 4%. Esse valor não é muito significativo, mas ainda deve ser levado em consideração.

Temperatura		Material	
°F	°C	304/304L	316/316L
200	93	1,00	1,00
400	204	0,93	0,96
600	315	0,82	0,85
800	426	0,76	0,79
1000	537	0,69	0,76

Tabela 3.2: Fatores de ajuste recomendados [15]

4. Cálculos analíticos

O objetivo do cálculos apresentados a seguir foi determinar a magnitude crítica das cargas aplicadas nas simulações numéricas e nos ensaios experimentais. Estas foram baseadas na capacidade dos cabos das linhas de controle de resistir às solicitações de acordo com o critério de falha por escoamento.

A seção do cabo foi tratado como um vaso de pressão sem tampas, a ser tracionado longitudinalmente e pressurizado internamente – ver Figura 4.1. Tanto o critério de von Mises, referente à média quadrática das diferenças entre as três tensões principais, quanto o de Tresca, referente à máxima tensão cisalhante, foram usados como instrumentos de análise.

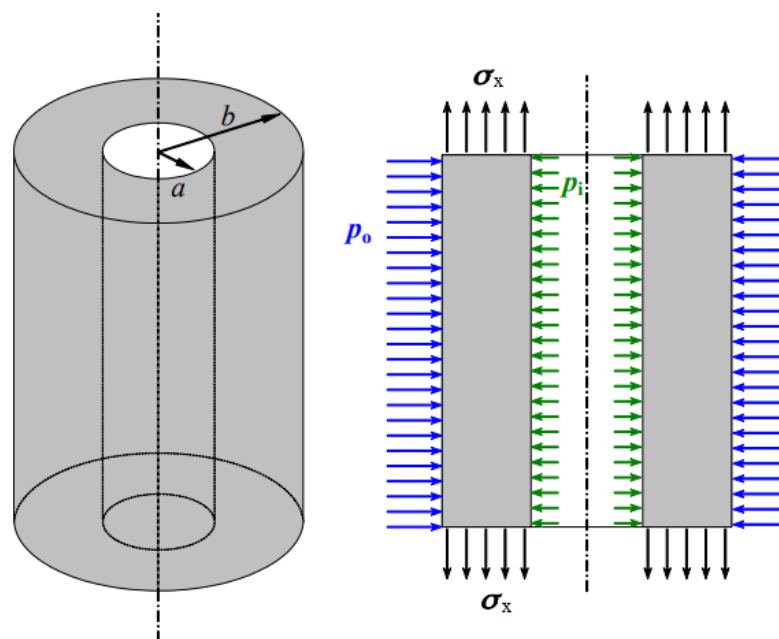


Figura 4.1: Vaso de pressão [16]

$$\text{Tensor tensão de Cauchy diagonalizado} = [\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_r & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_\theta \end{bmatrix}, \sigma_1 > \sigma_2 > \sigma_3 \quad (4.1)$$

$$\text{Tensão de von Mises} = \sigma_{vM} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} = S_y \quad (4.2)$$

$$\text{Tensão de Tresca} \rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} = \frac{S_y}{2} \quad (4.3)$$

4.1. Cálculo da tração crítica

Nestes cálculos, foi assumido um estado unidimensional de tensão, sendo o único esforço atuante o axial (ou longitudinal). Tensões radiais e tangenciais (ou circunferenciais) foram desconsideradas.

$$\text{Adaptando (4.1)} \rightarrow [\sigma] = \begin{bmatrix} \sigma_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (4.4)$$

$$\text{Aplicando (4.2)} \rightarrow \sigma_{vM} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - 0)^2 + (\sigma_x - 0)^2 + (0 - 0)^2}{2}} = \sigma_x = S_y \quad (4.5)$$

$$\text{Aplicando (4.3)} \rightarrow \tau_{max} = \frac{\sigma_x - 0}{2} = \frac{\sigma_x}{2} = \frac{S_y}{2} \quad (4.6)$$

$$\therefore \text{por von Mises e por Tresca: } \sigma_x = S_y \quad (4.7)$$

$$\text{Carga axial} = (\text{tensão axial})(\text{área da seção transversal}) \rightarrow P = (S_y)(A) \quad (4.8)$$

$$\text{Raio externo} = \frac{\text{diâmetro nominal}}{2} \rightarrow b = \frac{D}{2} = \frac{0,25 \text{ in}}{2} = 3,175 \text{ mm} \quad (4.9)$$

$$\text{Espessura da parede} = t = 0,035 \text{ in} = 0,889 \text{ mm} \quad (4.10)$$

$$\text{Raio interno} = \frac{\text{diâmetro interno}}{2} \rightarrow a = \frac{D - 2t}{2} = \frac{6,35 - 2(0,889)}{2} = 2,268 \text{ mm} \quad (4.11)$$

$$\text{Área transversal} = A = \pi(b^2 - a^2) = \pi(3,175^2 - 2,268^2) = 15,252 \text{ mm}^2 \quad (4.12)$$

$$\text{Substituindo em (4.8)} \rightarrow P = (205 \text{ MPa})(15,252 \text{ mm}^2) = 3127 \text{ N} = 319 \text{ kgf} \quad (4.13)$$

4.2. Cálculo da pressão crítica

Nestes cálculos, foi assumido um estado plano de tensões, sendo os únicos esforços atuantes os radiais e tangenciais (ou circunferenciais). Tensões axiais (ou longitudinais) foram desconsideradas. Por fim de simplificação, a pressão externa (p_o), atmosférica, foi considerada como nula. Portanto, a pressão interna (p_i), incorporada nas contas a seguir, é uma pressão manométrica.

4.2.1. Solução para parede fina

Considerando o tubo como um vaso de pressão de parede fina, isto é, com diâmetro nominal muito maior do que a espessura da parede ($D \gg t$), obtêm-se os seguintes resultados:

$$\text{Adaptando (4.1)} \rightarrow [\sigma] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_r & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_\theta \end{bmatrix} \quad (4.14)$$

$$\text{Tensão radial} = \sigma_r = -p_i \quad (4.15)$$

$$\text{Tensão tangencial} = \sigma_\theta = \frac{p_i D}{2t} \quad (4.16)$$

$$\text{Modificando (4.14)} \rightarrow [\sigma] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -p_i & 0 \\ 0 & 0 & \frac{p_i D}{2t} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

$$\text{Aplicando (4.2)} \rightarrow \sigma_{vM} = \sqrt{\frac{\left(\frac{p_i D}{2t} - 0\right)^2 + \left(\frac{p_i D}{2t} + p_i\right)^2 + (0 + p_i)^2}{2}} = S_y \quad (4.18)$$

$$\text{Por von Mises} \rightarrow \text{resolvendo (4.18)} \rightarrow p_i = 49 \text{ MPa} = 7143 \text{ psi} \quad (4.19)$$

$$\text{Aplicando (4.3)} \rightarrow \tau_{max} = \frac{\frac{p_i D}{2t} + p}{2} = \frac{S_y}{2} \quad (4.20)$$

$$\text{Por Tresca} \rightarrow \text{resolvendo (4.20)} \rightarrow p_i = 45 \text{ MPa} = 6504 \text{ psi} \quad (4.21)$$

4.2.2. Solução para parede grossa

No entanto, considerar a parede do tubo como fina não seria adequado. De fato, o raio interno (0,090 in) é apenas 2,57 vezes maior do que a parede (0,035 in). Em outras palavras, o diâmetro externo do tubo é somente 7,14 vezes maior do que sua espessura, não sendo esta razão suficientemente grande (≥ 10) para justificar a aplicação da teoria de vasos de pressão de paredes finas. Em vista disso, foi escolhido o critério de Lamé para os cálculos das tensões, conforme a seguir.

$$\text{Tensão radial} = \sigma_r = -p_i \frac{(b/r)^2 - 1}{(b/a)^2 - 1} - p_o \frac{(b/a)^2 - (b/r)^2}{(b/a)^2 - 1} \quad (4.22)$$

$$\text{Tensão tangencial} = \sigma_\theta = p_i \frac{(b/r)^2 + 1}{(b/a)^2 - 1} - p_o \frac{(b/a)^2 + (b/r)^2}{(b/a)^2 - 1} \quad (4.23)$$

- Na superfície interna, $r = a$:

$$\text{De (4.22)} \rightarrow \frac{(b/a)^2 - 1}{(b/a)^2 - 1} = 1 \rightarrow \sigma_r = -p_i \quad (4.24)$$

$$\text{De (4.23)} \rightarrow \frac{(b/a)^2 + 1}{(b/a)^2 - 1} = \frac{(3,157/2,268)^2 + 1}{(3,157/2,268)^2 - 1} = 3,152 \rightarrow \sigma_\theta = 3,152 p_i \quad (4.25)$$

$$\text{Adaptando (4.1)} \rightarrow [\sigma] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_r & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & -p_i & 0 \\ 0 & 0 & 3,152 p_i \end{bmatrix} \quad (4.26)$$

$$\text{Aplicando (4.2)} \rightarrow \sigma_{vM} = \sqrt{\frac{(3,152 p_i - 0)^2 + (3,152 p_i + p_i)^2 + (0 + p_i)^2}{2}} = S_y \quad (4.27)$$

$$\text{Por von Mises} \rightarrow \text{resolvendo (4.27)} \rightarrow p_i = 55 \text{ MPa} = 7920 \text{ psi} \quad (4.28)$$

$$\text{Aplicando (4.3)} \rightarrow \tau_{max} = \frac{3,152 p_i + p_i}{2} = \frac{S_y}{2} \quad (4.29)$$

$$\text{Por Tresca} \rightarrow \text{resolvendo (4.29)} \rightarrow p_i = 49 \text{ MPa} = 7160 \text{ psi} \quad (4.30)$$

- Na superfície externa, $r = b$:

$$\text{De (4.23)} \rightarrow \frac{(b/b)^2 - 1}{(b/a)^2 - 1} = 0 \rightarrow \sigma_r = 0 \quad (4.31)$$

$$\text{De (4.24)} \rightarrow \frac{(b/b)^2 + 1}{(b/a)^2 - 1} = \frac{(1)^2 + 1}{(3,157/2,268)^2 - 1} = 2,153 \rightarrow \sigma_\theta = 2,153 p_i \quad (4.32)$$

$$\text{Adaptando (4.1)} \rightarrow [\sigma] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & \sigma_r & 0 \\ 0 & 0 & \sigma_\theta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 2,153 p_i \end{bmatrix} \quad (4.33)$$

$$\text{Aplicando (4.2)} \rightarrow \sigma_{vM} = \sqrt{\frac{(2,153 p_i - 0)^2 + (2,153 p_i - 0)^2 + (0 - 0)^2}{2}} = S_y \quad (4.34)$$

$$\text{Aplicando (4.3)} \rightarrow \tau_{max} = \frac{2,153 p_i - 0}{2} = \frac{S_y}{2} \quad (4.35)$$

$$\therefore \text{por von Mises e por Tresca: } 0,538 p_i = S_y \quad (4.36)$$

$$\text{Resolvendo (4.36)} \rightarrow p_i = 95 \text{ MPa} = 13811 \text{ psi} \quad (4.37)$$

4.3. Análise dos resultados

Os cálculos resultaram em diferentes valores de cargas críticas para cada situação avaliada em função do critério usado na avaliação. Esses resultados podem ser encontrados na Tabela 4.1, logo abaixo. Com base nesses valores, as cargas de simulação e de ensaio foram estipuladas. No caso da tração, a magnitude escolhida foi 200 kgf, a fim de não danificar os tubos desnecessariamente. No caso da pressão, a magnitude escolhida foi 7500 psi, de forma a estudar os impactos dessa sobrecarga.

			von Mises	Tresca
Tração [kgf]			319	319
Pressão [psi]	Parede fina		7143	6504
	Parede grossa	Interna	7920	7160
		Externa	13811	13811

Tabela 4.1: Cargas críticas

5. Simulações numéricas

Uma vez que os cálculos analíticos serviram ao propósito de determinação das cargas adequadas para as simulações e testes, estas tiveram como objetivo a previsão do comportamento dos componentes mecânicos durante os ensaios. O software usado foi o SolidWorks Simulation 2017 Professional Edition e todos os componentes das montagens foram considerados como unidos, incluindo as roscas.

5.1. Simulando a emenda hidráulica

No caso da emenda hidráulica, duas simulações foram geradas, de tração e de pressão. Diferentemente dos ensaios hidrostáticos, apresentados mais à frente no item 6, o objetivo da simulação de pressão não foi verificar a estanqueidade da vedação, mas sim avaliar a reação do componente ao relativo carregamento. Uma imagem da malha computacional gerada pelo programa e seus parâmetros podem ser encontrados, respectivamente, na Figura 5.1 e na Tabela 5.1.

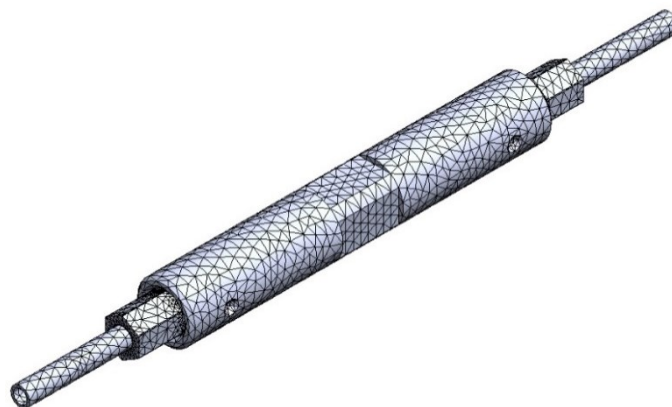


Figura 5.1: Malha computacional da emenda hidráulica

Tipo	Sólida
Gerador usado	Com base em curvatura
Pontos jacobianos	4
Tamanho máximo do elemento	3,23102 mm
Tamanho mínimo do elemento	0,646204 mm
Qualidade	Alta
Número de nos	75987
Número de elementos	44048
Proporção máxima	57,957
Porcentagem de elementos com proporção < 3	81,6
Porcentagem de elementos com proporção > 10	0,229
Porcentagem de elementos distorcidos	0
Tempo para conclusão da malha [hh:mm:ss]	00:00:39

Tabela 5.1: Parâmetros da malha computacional da emenda hidráulica

5.1.1. Simulação de tração – emenda hidráulica

Para a simulação de tração da emenda hidráulica, a superfície da seção transversal do cabo de uma das extremidades da emenda foi considerada como geometria fixa – ver figura 5.2. Simetricamente, uma carga trativa de 200 kgf foi aplicada à outra extremidade, na direção axial (ou longitudinal) – ver figura 5.3. Essa combinação está exibida na Figura 5.4, mais à frente. Após isso, o estudo foi executado, cujo resultado pode ser observado na Figura 5.5. Vale notar que apenas as tensões estão exibidas. Deslocamento e deformação não foram incluídos.

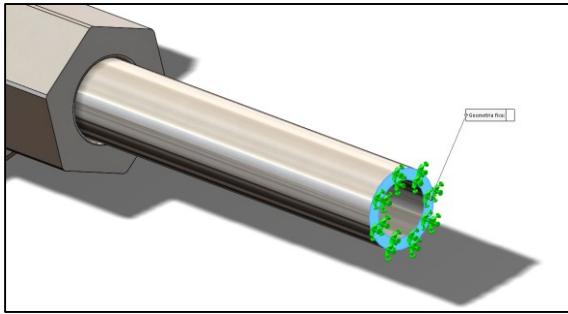


Figura 5.2: Geometria fixa – 5.1.1

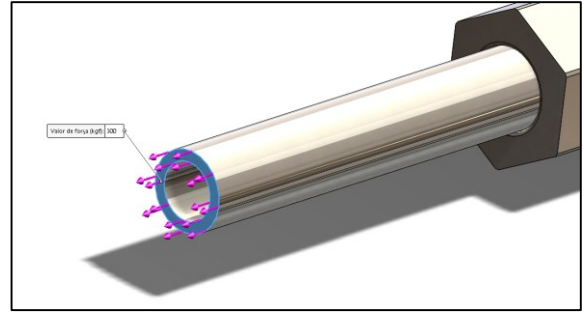


Figura 5.3: Carregamento – 5.1.1

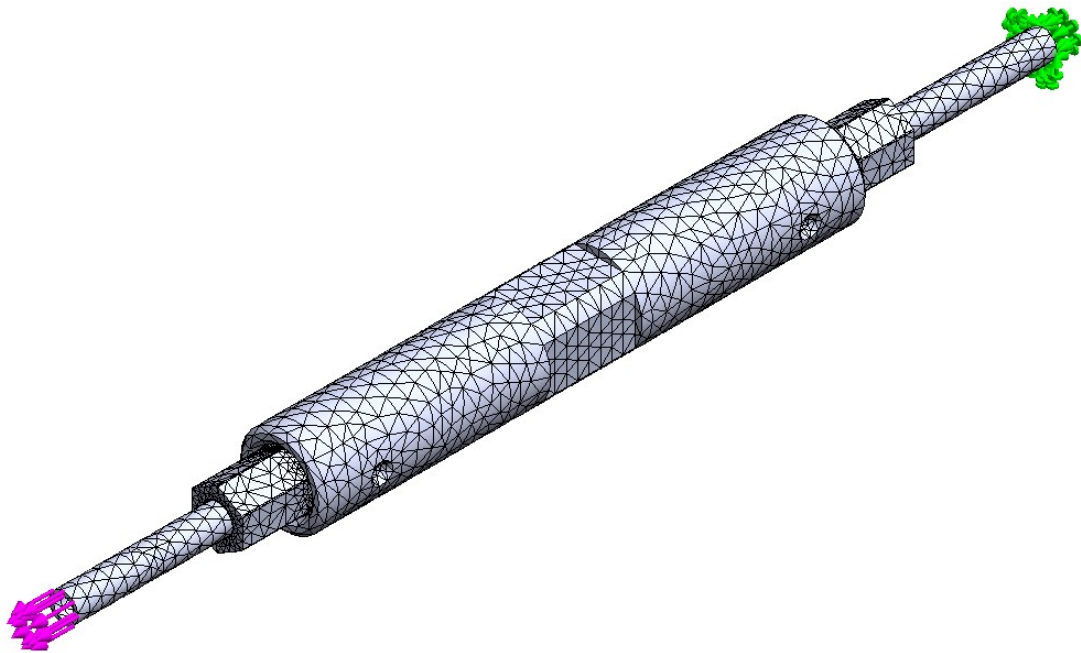


Figura 5.4: Estudo – 5.1.1

Nome do modelo: Emenda hidráulica
Nome do estudo: 500 kgf-Default
Tipo de plotagem: Análise estática tensão nodal Tensão1

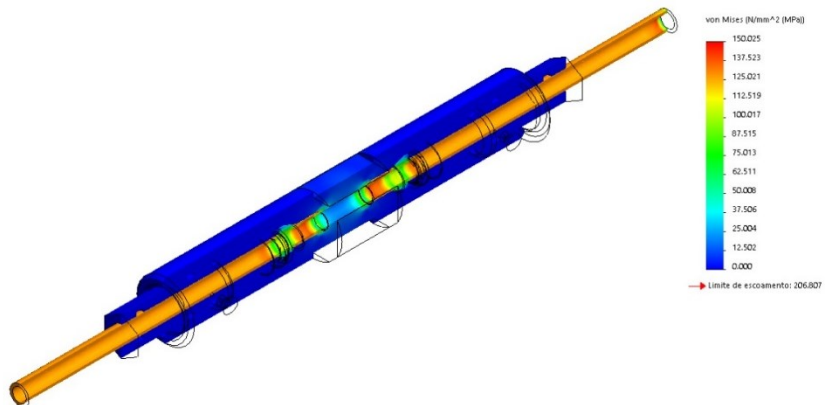


Figura 5.5: Resultado do estudo – 5.1.1

Conforme pode ser observado, os picos de tensão atingiram 150 MPa, de forma extremamente localizada. A maior parte do volume da junção e dos conectores não sentiu grandes impactos do carregamento. As regiões mais requisitadas foram as zonas de contato das anilhas, como era de se esperar, e as extensões de cabo. Não houve incidência de nenhuma tensão capaz de induzir o material dos componentes ao escoamento. Com base nisso, pode-se dizer que o carregamento de 200 kgf foi adequadamente dimensionado.

5.1.2. Simulação de pressão – emenda hidráulica

Para a simulação de pressão da emenda hidráulica, o rebaixo de aperto do corpo da união foi parametrizado como geometria fixa – ver Figura 5.6. A carga de pressão de 7500 psi foi aplicada ao interior da montagem – ver Figura 5.7. Após isso, o estudo foi executado, cujo resultado pode ser observado na Figura 5.8. Novamente, vale notar que apenas as tensões estão exibidas. Deslocamento e deformação não foram incluídos.

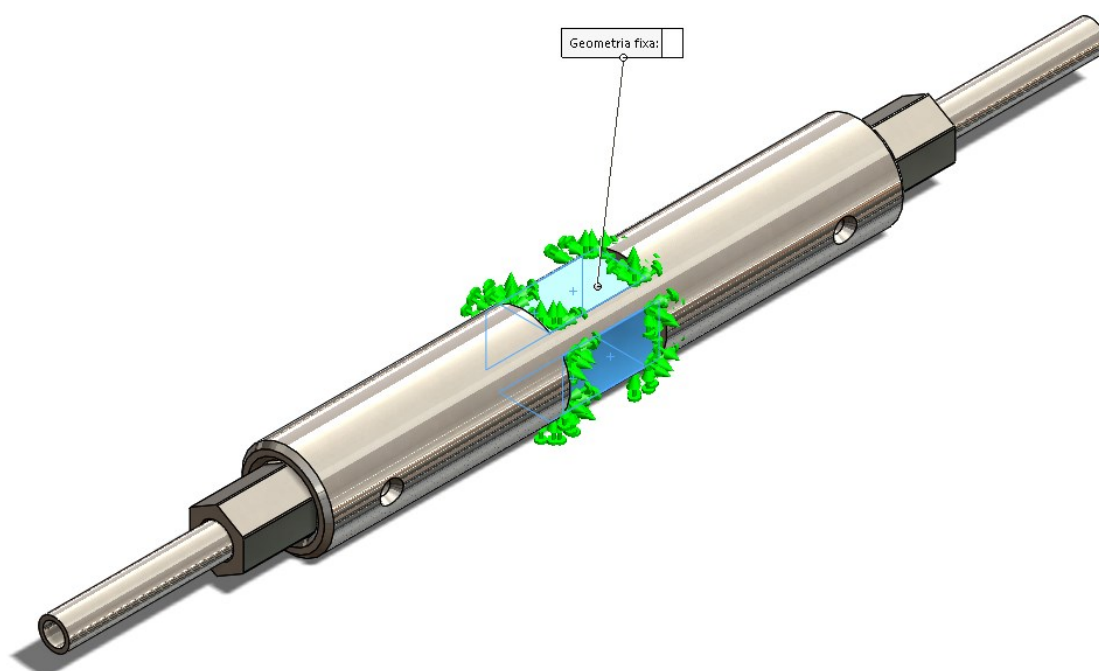


Figura 5.6: Geometria fixa – 5.1.2

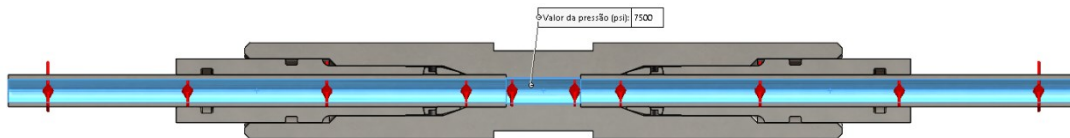


Figura 5.7: Carregamento – 5.1.2

Nome do modelo: Emenda hidráulica
 Nome do estudo: 5000 psi (Int-Default)
 Tipo de plotagem: Análise estática tensão nodal Tensão1

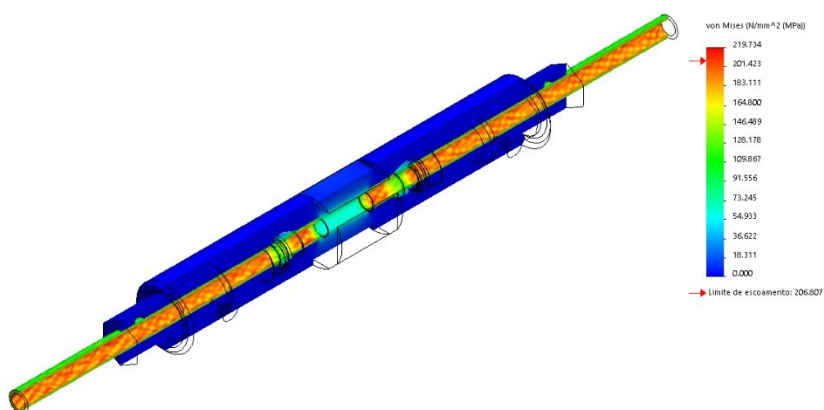


Figura 5.8: Resultado do estudo – 5.1.2

Conforme pode ser observado, os picos de tensão atingiram 220 MPa, de forma extremamente localizada. A maior parte do volume da junção e dos conectores não sentiu os impactos do carregamento. As regiões mais requisitadas foram as superfícies internas dos cabos, assim como previram os cálculos analíticos. Com base nisso, pode-se dizer que o carregamento de 7500 psi foi adequadamente dimensionado.

5.2. Simulando a emenda elétrica

No caso da emenda elétrica, apenas a simulação de tração foi gerada, já que o componente não trabalha com cargas internas de pressão. Uma imagem da malha computacional gerada pelo programa e seus parâmetros podem ser encontrados, respectivamente, na Figura 5.9 e na Tabela 5.2. Componentes não metálicos e menor relevantes foram omitidos, por fins de simplificação do processamento.

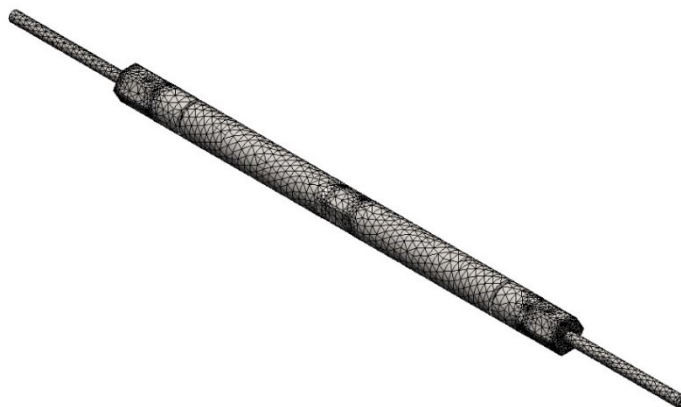


Figura 5.9: Malha computacional da emenda elétrica

Tipo	Sólida
Gerador usado	Com base em curvatura
Pontos jacobianos	16
Tamanho máximo do elemento	4,43933 mm
Tamanho mínimo do elemento	0,887866 mm
Qualidade	Alta
Número de nos	91949
Número de elementos	53980
Proporção máxima	66,628
Porcentagem de elementos com proporção < 3	81,5
Porcentagem de elementos com proporção > 10	0,678
Porcentagem de elementos distorcidos	0,506
Tempo para conclusão da malha [hh:mm:ss]	00:00:06

Tabela 5.2: Parâmetros da malha computacional da emenda elétrica

5.2.1. Simulação de tração – emenda elétrica

Para a simulação de tração da emenda elétrica, a superfície da seção transversal do cabo de uma das extremidades da emenda foi considerada como geometria fixa – ver figura 5.10. Simetricamente, uma carga trativa de 200 kgf foi aplicada à outra extremidade, na direção axial (ou longitudinal) – ver figura 5.11. Essa combinação está exibida na Figura 5.12, mais à frente. Após isso, o estudo foi executado, cujo resultado pode ser observado na Figura 5.13. Vale notar que apenas as tensões estão exibidas. Deslocamento e deformação não foram incluídos.

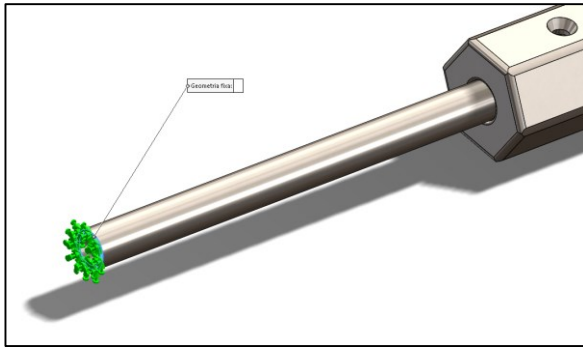


Figura 5.10: Geometria fixa – 5.2.1

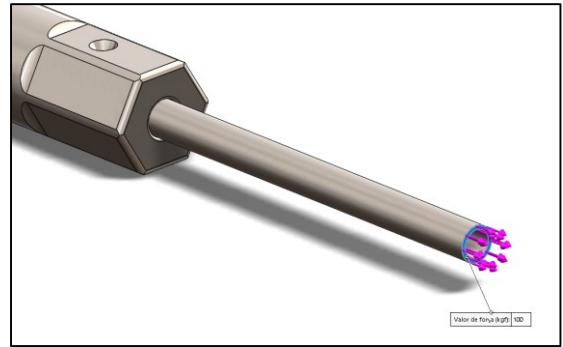


Figura 5.11: Carregamento – 5.2.1

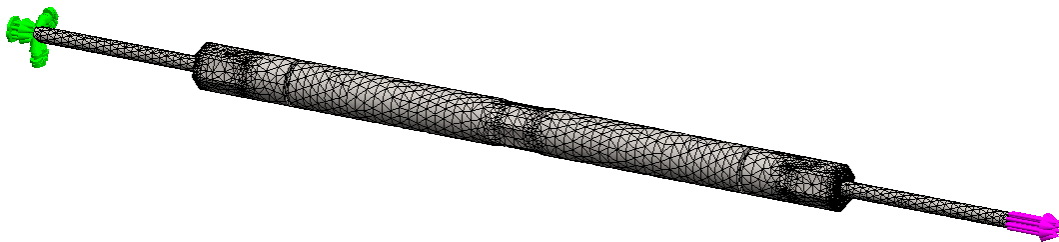


Figura 5.12: Estudo – 5.2.1



Figura 5.13: Resultado do estudo – 5.2.1

Conforme pode ser observado, os picos de tensão atingiram 150 MPa, de forma extremamente localizada, assim como foi o caso com a emenda hidráulica. A maior parte do volume da junção e dos conectores não sentiu grandes impactos do carregamento. As regiões mais requisitadas foram as zonas de contato das anilhas,

como era de se esperar, e as extensões de cabo. Não houve incidência de nenhuma tensão capaz de induzir o material dos componentes ao escoamento. Com base nisso, pode-se dizer que o carregamento de 200 kgf foi adequadamente dimensionado.

6. Ensaios experimentais

Os ensaios mecânicos realizados tiveram dois objetivos: testar a integridade da estrutura das emendas sob altas trações e averiguar a estanqueidade das vedações sob altas pressões. Por conta de complicações ao longo do projeto, não foi possível realizar os ensaios na emenda elétrica. Portanto, este item trata apenas dos testes feitos na emenda hidráulica.

De forma a averiguar a capacidade da emenda de reter sua vedação mesmo depois da aplicação de cargas trativas, os ensaios foram estruturados da seguinte forma: (1) ensaios hidrostáticos preliminares, cuja função foi avaliar a estanqueidade das vedações sem interferência da tração; (2) ensaio de tração, cuja função foi submeter as anilhas a condições que reduzissem sua capacidade de selamento; (3) ensaios hidrostáticos posteriores, para garantir que as anilhas ainda funcionariam.

6.1. Ensaios hidrostáticos preliminares

A emenda hidráulica referenciada neste texto foi projetada para operar com uma pressão de trabalho da ordem de 5000 psi (34,5 MPa). No entanto, conforme explicado no item 4.3, a pressão de teste escolhida foi 50% superior. Além disso, o tempo de teste foi estipulado em 20 minutos. Ou seja, o procedimento de teste consistiu em submeter o componente a uma pressão manométrica de pelo menos 7500 psi (51,7 MPa) durante 20 min para cada direção de vedação dos cones metálicos.

Isso resultou em três ensaios hidrostáticos preliminares – ver Figura 6.1: (1) teste de pressão interna, aplicada no sentido frontal de cada uma das anilhas de ambas as extremidades da emenda; (2) primeiro teste de pressão externa, aplicada no sentido traseiro da anilha de uma das extremidades; (3) primeiro teste de pressão externa, aplicada no sentido traseiro da anilha da extremidade remanescente.

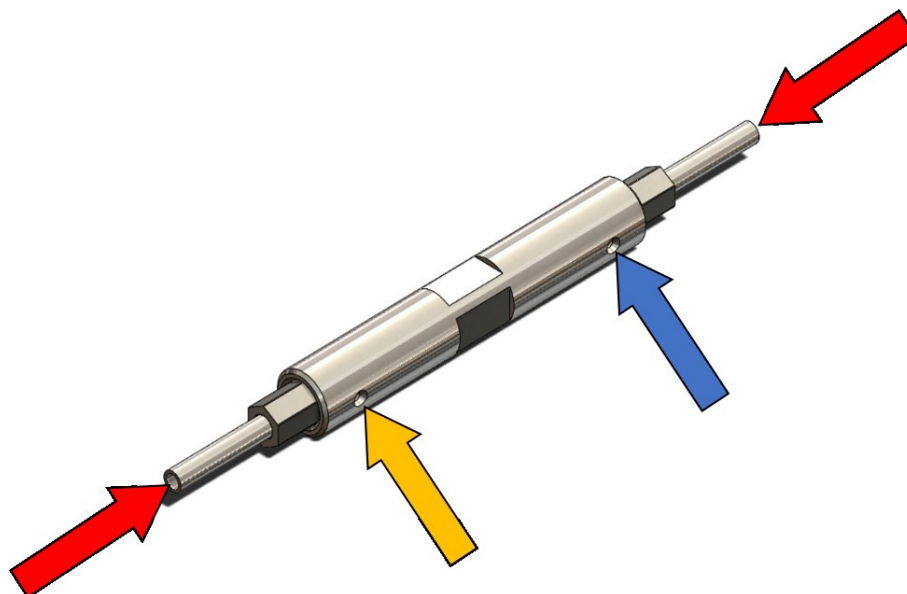


Figura 6.1: Esquema de aplicação das pressões

Em todos esses ensaios, o critério de aprovação foi a ausência de vazamentos nas respectivas vedações. Para pressurizar o componente, foi usada uma unidade de potência hidráulica (HPU). Para a instrumentação, foi usado um transdutor de pressão piezo-resistivo. Para o fluido, foi usada água.



Figura 6.2: Unidade de potência hidráulica (HPU)



Figura 6.3: Transdutor de pressão COD02 com certificado de calibração

6.1.1. Teste preliminar de pressão interna

Para este teste, o cabo hidráulico conectado a uma das extremidades da emenda foi tamponado, de forma a reter a pressão. Já o outro foi ligado em série à mangueira da HPU, com uma válvula de retenção entre eles. Em paralelo, foram conectados uma válvula de alívio e o sensor, conforme mostrado na Figura 6.4.

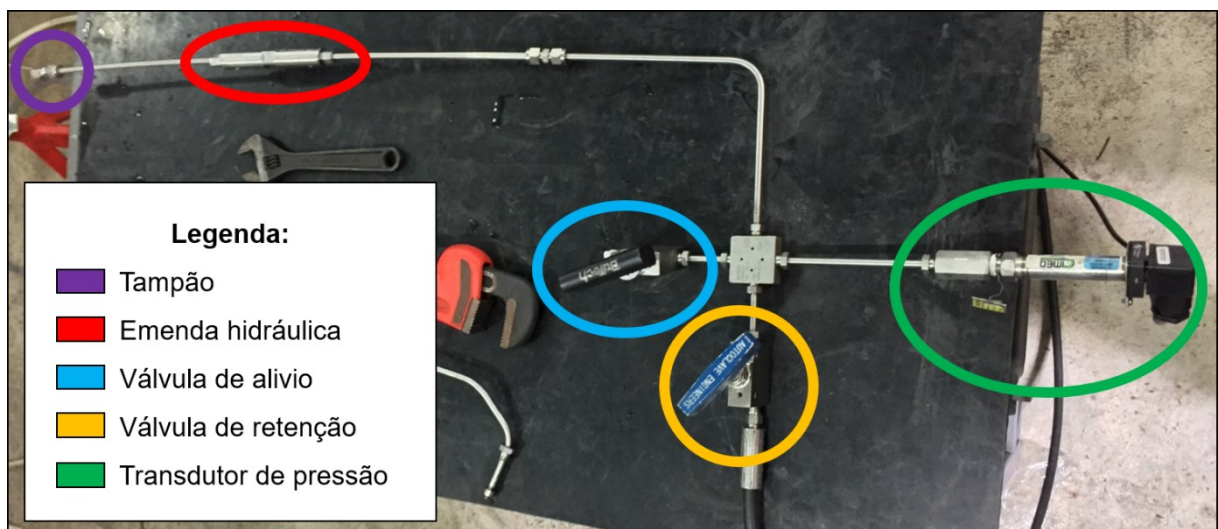


Figura 6.4: Arranjo do ensaio de pressão interna

A fim de compensar os efeitos da acomodação de gases dentro da tubulação e eventuais perdas causadas por defeitos das válvulas, o ensaio foi iniciado com uma pressão manométrica de 8500 psi (58,6 MPa). No decorrer do experimento, houve uma queda de aproximadamente 10% desse valor. Após 20 minutos, a válvula de

alívio foi aberta e a pressão equalizada. Uma avaliação da bancada de teste não apontou qualquer tipo de vazamento nas vedações da emenda hidráulica. O ensaio, portanto, foi bem-sucedido e o componente aprovado.

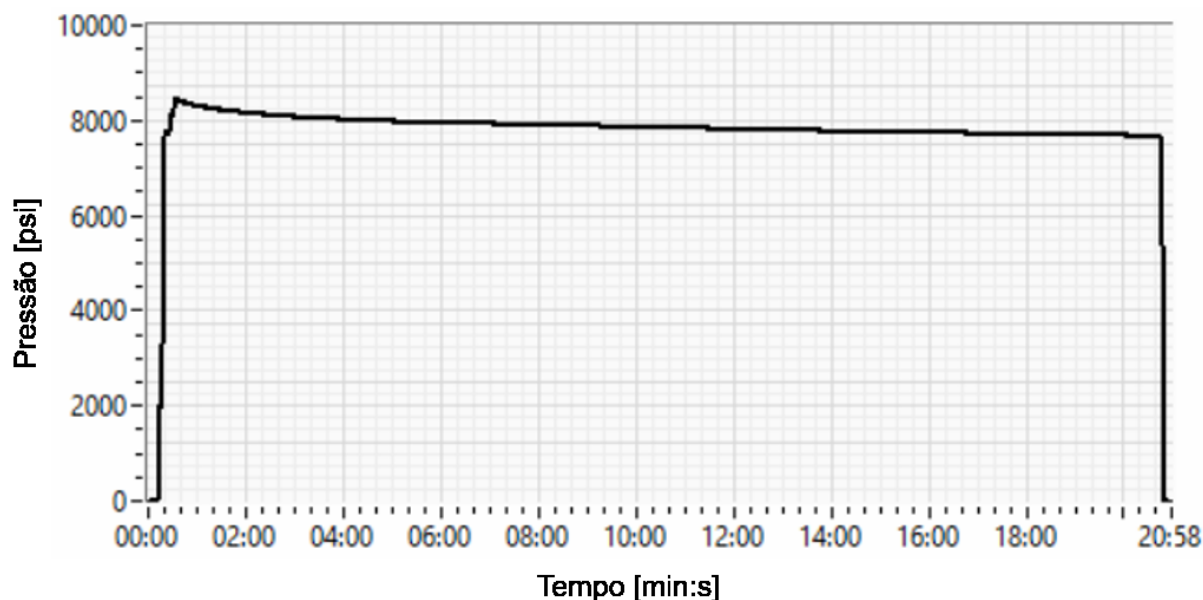


Figura 6.5: Gráfico da variação temporal da pressão interna – 6.1.1

6.1.2. Teste preliminar de pressão externa

Neste teste, o arranjo de montagem foi modificado. A pressão, antes aplicada no interior do cabo, passou a ser aplicada nos bocais laterais da emenda, de forma a pressurizar a anilha pela traseira, no sentido oposto ao testado no ensaio anterior. De forma a conectar a HPU a essas tomadas de pressão laterais, foi usado um suporte desenvolvido para essa tarefa – ver Figura 6.6.

Em uma situação de teste de campo, é imperativo testar se a emenda funciona adequadamente antes que ela possa ser descida no poço. Para fazê-lo, um simples teste de pressão interna bastaria, já que ele é capaz de testar todas as vedações ao mesmo tempo. No entanto, devido aos desafios que envolvem a prática de campo e com o objetivo de realizar um teste mais incisivo, capaz de apontar falhas pontualmente, os ensaios de pressão externa nos bocais se fazem importantes. Eles não geram a necessidade de pressurizar a linha de controle por completo e, por isso, também são mais práticos.

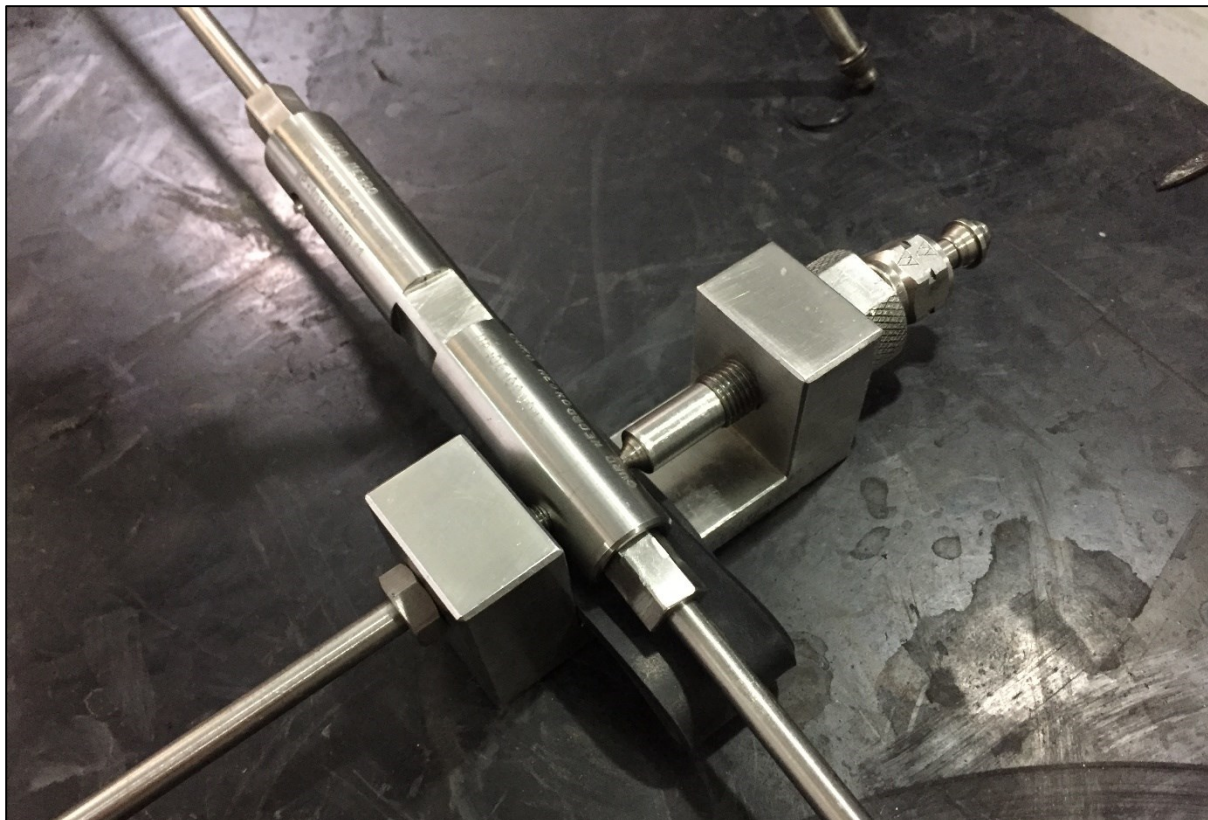


Figura 6.6: Suporte para os ensaios de pressão externa

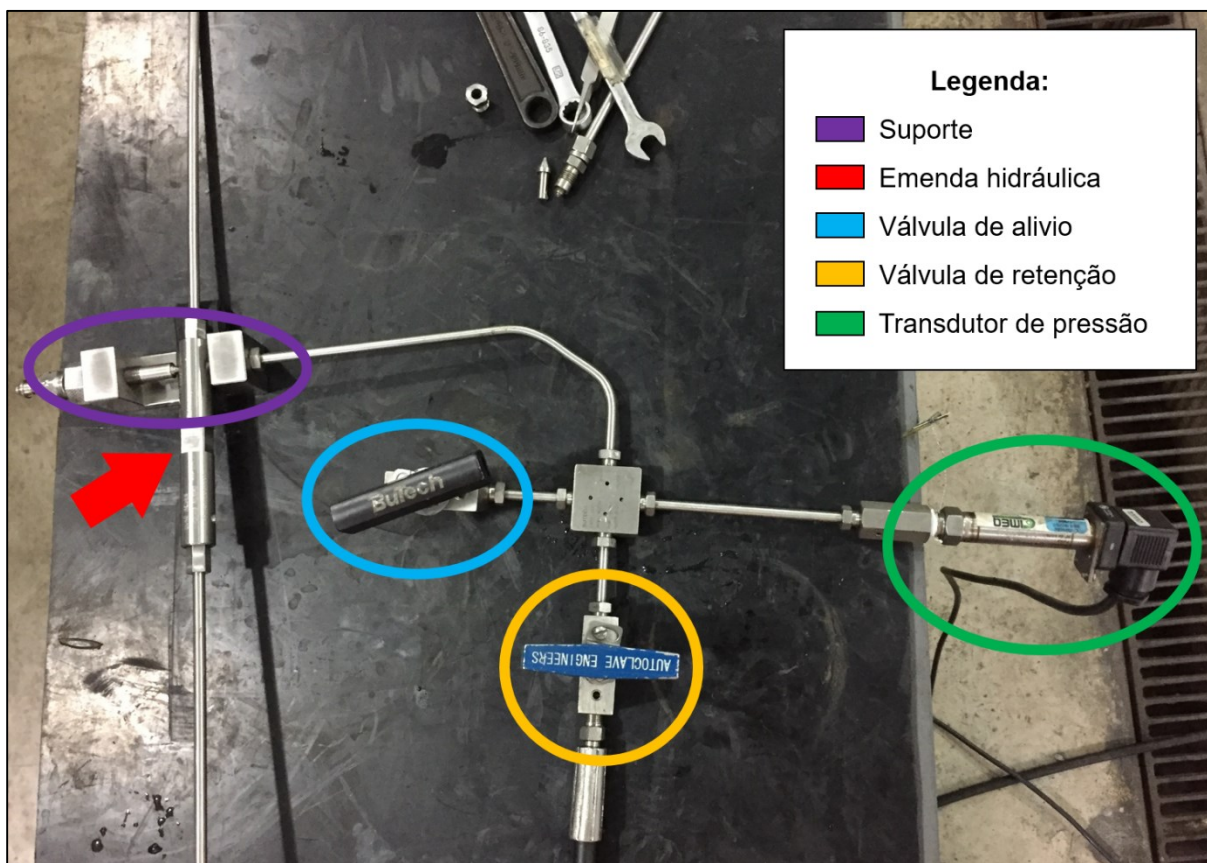


Figura 6.7: Arranjo do ensaio de pressão externa

Novamente, a fim de compensar os efeitos da acomodação de gases dentro da tubulação e eventuais perdas causadas por defeitos das válvulas, o ensaio foi iniciado com uma pressão manométrica de 8000 psi (55,2 MPa). No decorrer do experimento, houve uma queda de aproximadamente 6% desse valor. Após 20 minutos, a válvula de alívio foi aberta e a pressão equalizada. Uma avaliação da bancada de teste não apontou qualquer tipo de vazamento nas vedações da emenda hidráulica. O ensaio, portanto, foi bem-sucedido e o componente aprovado.

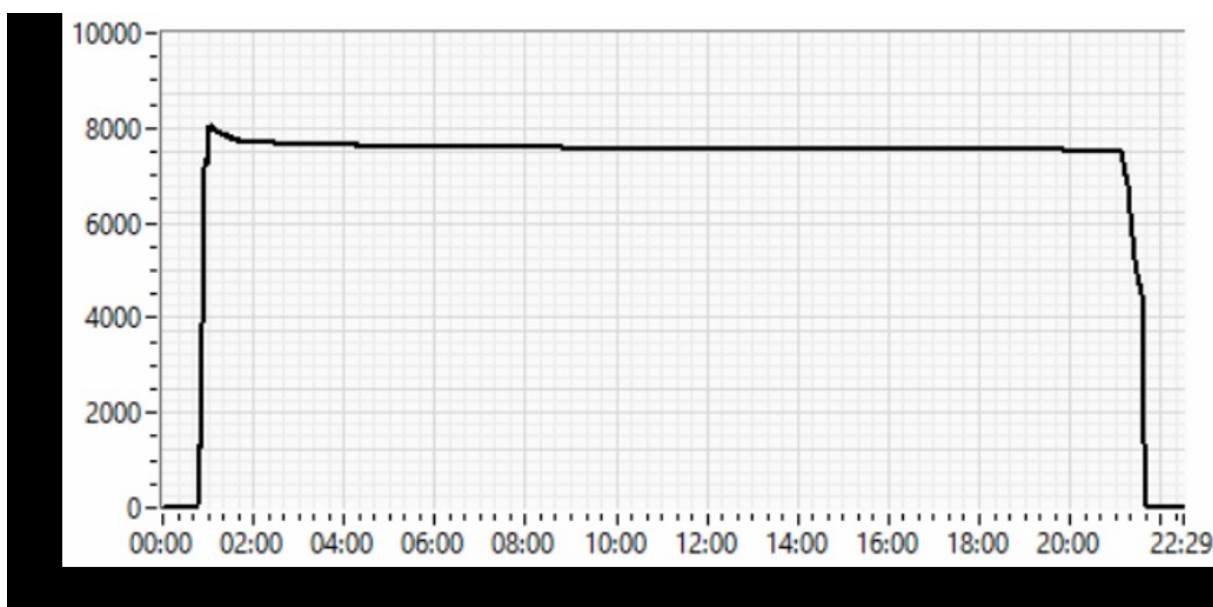


Figura 6.8: Gráfico da variação temporal da pressão externa – 6.1.2 A

Uma vez testado um dos bocais, o ensaio foi refeito para o outro bocar, sendo iniciado com uma pressão manométrica de 8000 psi (55,2 MPa). No entanto, a leitura inicial do sensor informou uma queda abrupta após o pico de 8000 psi, acusando algum tipo de vazamento. Após equalizar o sistema, foi identificado que a fixação da emenda no suporte não fora feita adequadamente, já que uma poça de água havia se formado abaixo do respectivo bocal.

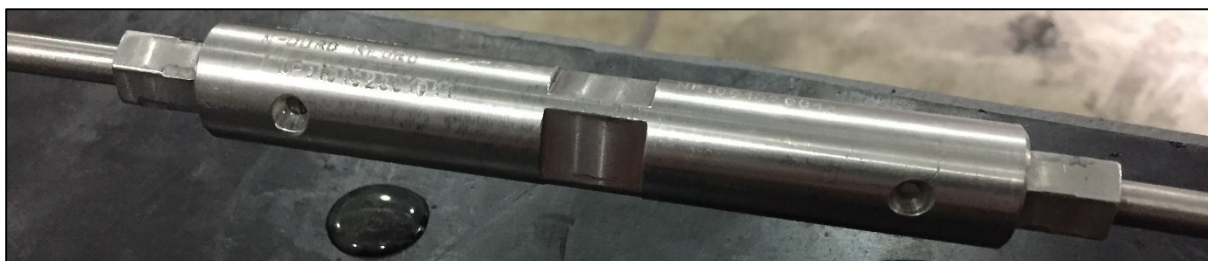


Figura 6.9: Bocal B com vazamento

Foram necessários apenas o reposicionamento da emenda no suporte e a aplicação de um maior torque de aperto para reiniciar o experimento com sucesso. O sistema foi novamente pressurizado, desta vez com 8200 psi (56,5 MPa), e sofreu uma queda de 5% no decorrer dos 20 minutos do teste. A válvula de alívio foi então aberta e a pressão equalizada. Uma avaliação da bancada de teste não apontou qualquer tipo de vazamento nas vedações da emenda hidráulica. O ensaio, portanto, foi bem-sucedido e o componente aprovado.

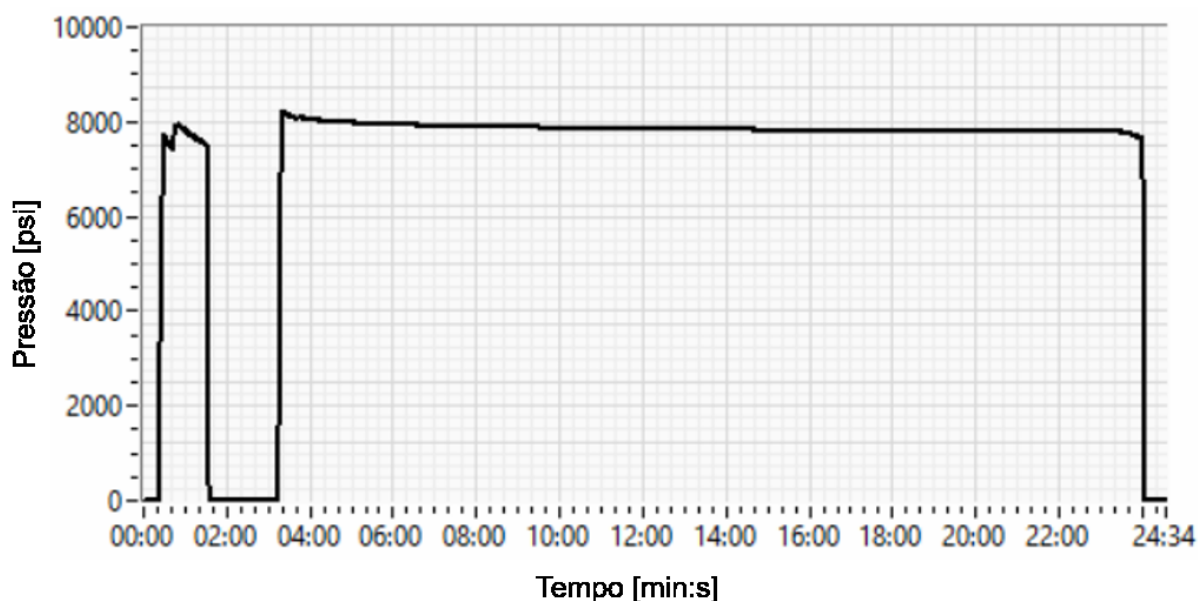


Figura 6.10: Gráfico da variação temporal da pressão externa – 6.1.2 B

6.2. Ensaio de tração

O ensaio de tração foi realizado em uma máquina universal Instron – ver Figura 6.11. A emenda foi fixada pelos cabos na base e no travessão da máquina – ver Figura 6.12. Uma vez presa, o teste foi configurado para uma velocidade de deslocamento do travessão de 0,01 mm/s. Após iniciado, o ensaio só foi parado quando a leitura acusou uma força de 200 kgf, cerca de 1,5 min depois.

Na Figura 6.13, é possível ver que, nos 0,3 mm iniciais, o deslocamento do travessão apenas serviu para acomodar a montagem de teste, já que a leitura de carga permaneceu praticamente constante. O real carregamento ocorreu entre 0,4 e 0,7 mm. Terminado o teste, nenhuma avaria foi identificada na emenda.

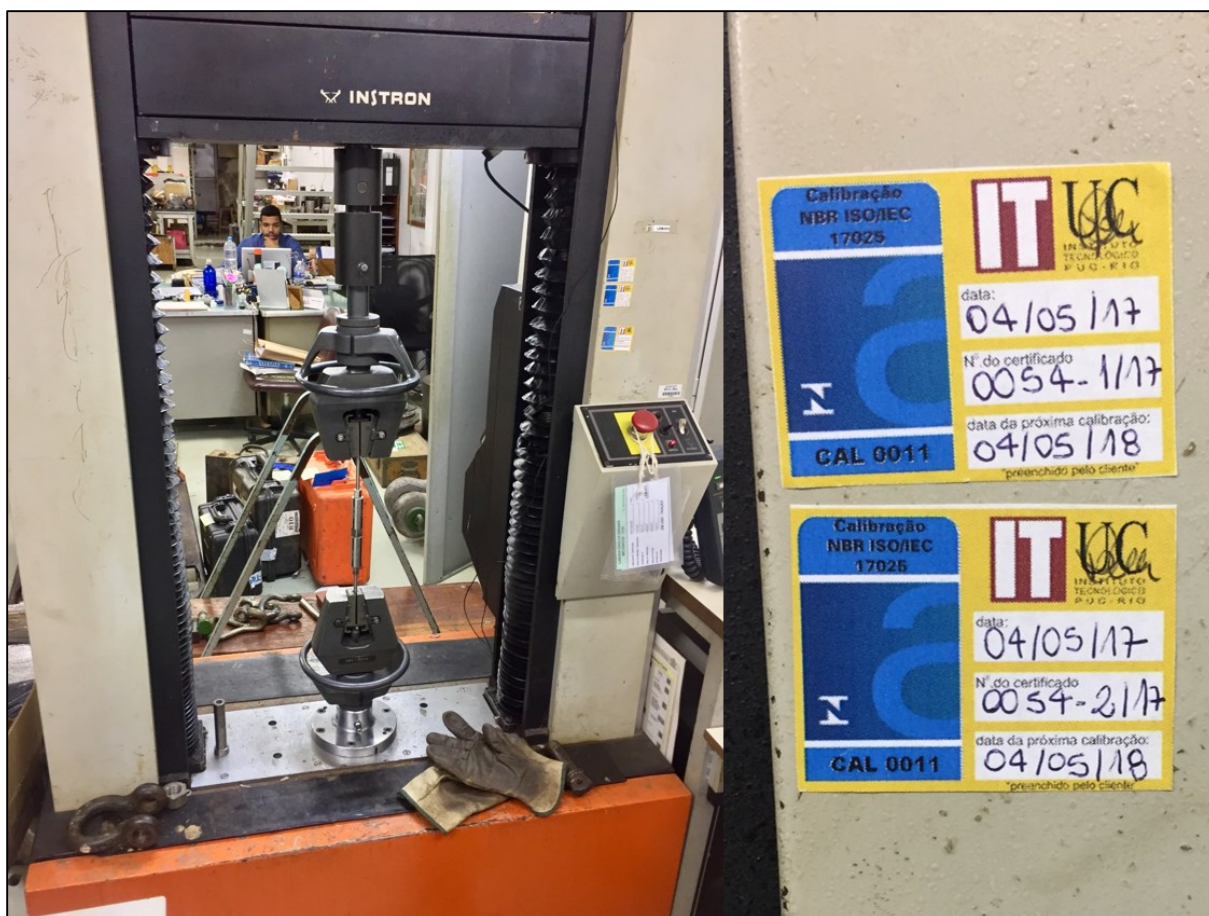


Figura 6.11: Máquina Instron certificados de calibração



Figura 6.12: Fixação da emenda

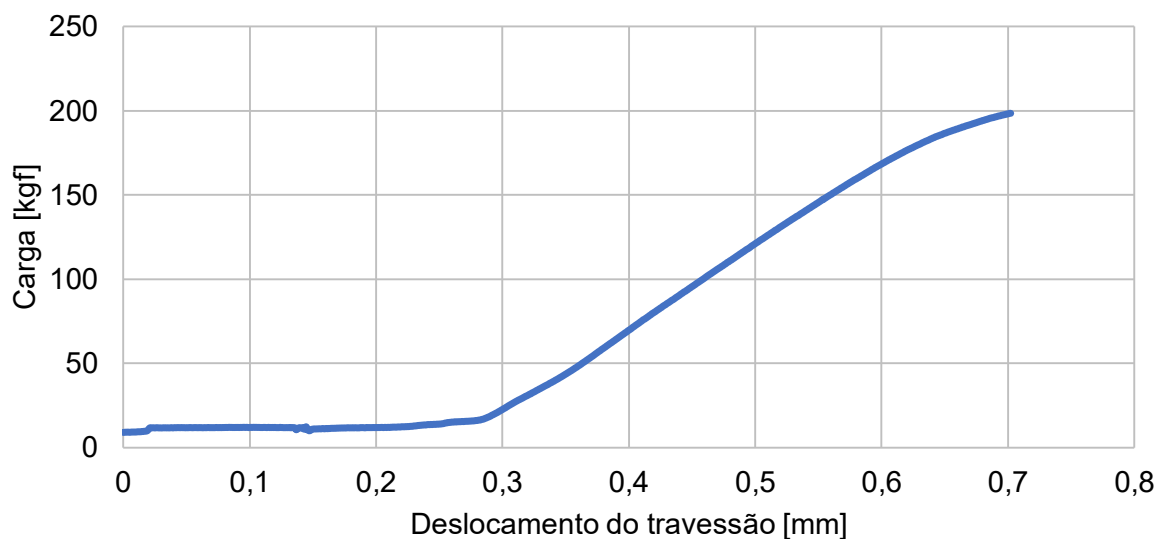


Figura 6.13: Gráfico da variação da carga axial vs. deslocamento do travessão

Vale lembrar que o objetivo do ensaio de tração não foi o registro de dados referentes a tensões ou deformações, mas sim solicitar as anilhas metálicas antes dos ensaios hidrostáticos posteriores, que constam no item 6.3. Uma observação interessante a respeito do gráfico gerado é a leve curvatura ao final. Como uma carga trativa de 200 kgf ainda não seria suficiente para induzir deformações plásticas longitudinais em um tubo perfeitamente reto, quatro hipóteses foram sugeridas.

A primeira seria a hipótese de que a adição da força de compressão no tubo por parte da garra teria feito com que ele se deformasse nessa região de fixação. No entanto, o cabo não apresentou estricção na região visível, fazendo com que esta hipótese fosse descartada.

Uma segunda possibilidade seria a de que o tubo, por não se encontrar perfeitamente reto, teria sofrido uma leve flexão que o faria se alinhar verticalmente. Essa acomodação teria permitido um deslocamento menos resistido por parte do travessão, que faria com que o sensor acusasse uma força menor. Porém, o cabo não apresentou nenhuma mudança visível de alinhamento.

A terceira hipótese seria a de que o tubo teria escorregado, por conta de uma força de aperto insuficiente em alguma das garras. Contudo, uma análise posterior das regiões de aperto no cabo não revelou marcas na superfície do material que apontariam para essa explicação.

A quarta, e a mais plausível, seria a de que a força trativa teria causado uma endentação demasiada no tubo por parte da anilha. De fato, esse estrangulamento já

é ocasionado normalmente em menor intensidade por causa do torque de aperto do conector, que força a anilha a penetrar no tubo, garantindo a vedação. Ao desmontar a emenda e comparar a extremidade interior dos cabos com as de outros, que não foram submetidos ao mesmo teste de tração, ficou claro que essa foi realmente a causa da quebra de linearidade do gráfico.

6.3. Ensaio hidrostático posterior

Após o ensaio de tração, de forma a verificar se a emenda havia retido sua capacidade de vedação, outro teste de pressão interna foi realizado. Infelizmente, os testes de pressão externa nos bocais não foram refeitos por conta da indisponibilidade do equipamento necessário. Ainda assim, o teste de pressão interna foi suficiente para se chegar a um veredito.

Repetindo-se o procedimento relatado no item 6.1.1, a emenda foi montada na bancada e a linha foi pressurizada. Depois de aplicar 7500 psi, uma queda brusca na leitura manométrica indicou o fechamento incorreto de uma das válvulas, o que foi rapidamente corrigido. Houve um salto para um valor da ordem de 9000 psi, que depois foi aliviado para 8000 psi. Desta vez, entretanto, o tempo de ensaio foi estendido para 90 minutos, de forma a garantir a confiabilidade. Ao fim do teste, a pressão se manteve acima de 7500 psi, não decaindo mais do que 6%.

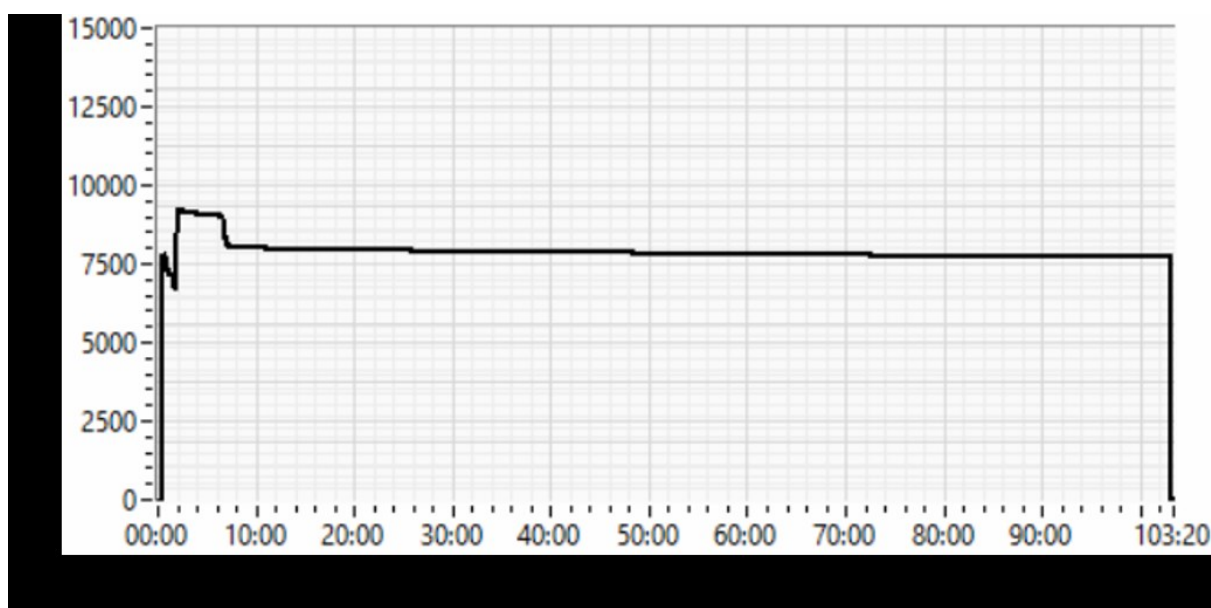


Figura 6.14: Gráfico da variação temporal da pressão interna – 6.3

7. Conclusão

As emendas são parte fundamental do sistema de completação de um poço de óleo e gás. Elas garantem a continuidade das linhas de controle, fundamental para estabelecer a comunicação entre modulado e superfície. Sua integridade e capacidade de desempenho são de vital importância, de forma que devem ser garantidas por meio de estudos e análises extensivos.

A emenda hidráulica foi simulada e testada com sucesso. Os ensaios experimentais provaram que ela é capaz de resistir a uma pressão de 7500 psi (52 MPa) mesmo depois de ter sido tracionada com uma carga equivalente a 200 kgf (1962 N). Esses testes rigorosos serviram ao propósito de recriar as condições hostis enfrentadas pelos equipamentos de poço quando em serviço.

Levando-se em consideração que as solicitações mencionadas anteriormente já extrapolam as condições de trabalho previstas para operação, pode-se afirmar que a emenda hidráulica foi aprovada com segurança. No entanto, uma forma de fazê-lo com maior confiabilidade seria executar um ensaio de tração pressurizado. Não foi possível realizar esse tipo de teste, cujo nível de complexidade requereria mais recursos, como tempo e equipamento, dentre outros, infelizmente indisponíveis para o escopo deste trabalho.

Com relação à emenda elétrica, que não pôde ser testada, os cálculos analíticos e as simulações numéricas apontaram para um cenário igualmente positivo. Teoricamente, ela também seria capaz de resistir a uma carga trativa de 200 kgf, pois seu arranjo possui o mesmo tipo de cabo e suas geometrias são extremamente similares.

Além disso, linhas elétricas não são pressurizadas internamente. Seu interior é robusto e complementado por fios elétricos e revestimentos isolantes, o que as torna mais resistentes do que linhas hidráulicas. Em outras palavras, seria de se esperar que a emenda elétrica fosse igualmente aprovada nos ensaios.

De forma geral, as principais solicitações mecânicas de operação para um poço de óleo e gás foram abordadas neste trabalho. Por outro lado, estudos de vibração, choque e impacto, corrosão, erosão, fadiga e fluência não o foram. Visando aumentar a confiabilidade dos equipamentos em questão, seria recomendado testá-los para outros mecanismos de falha.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] WORLD ENERGY COUNCIL. **World energy resources report**. 24^a ed. Londres: 2016. Disponível em: <http://www.worldenergy.org>. Acesso em: 02.09.2017.
- [2] BELLARBY, J. **Well completion design**: Volume 56 (Developments in petroleum science). 1^a ed. Aberdeen: Elsevier, 2009.
- [3] BAI, Y; BAI, Q. **Sistemas marítimos de produção de petróleo**: Processos, tecnologias e equipamentos offshore. [Tradução de Bobidiomas]. 1^a ed. Rio de Janeiro: Elsevier, 2016.
- [4] PROPUBLICA. **Anatomy of a gas well**. Nova Iorque: 2009. Disponível em: <http://www.propublica.org/>. Acesso em: 02.09.2017.
- [5] OIL & GAS JOURNAL. **Norwegian center tests intelligent completion equipment**. Tulsa: 1999. Disponível em: <http://www.ogj.com>. Acesso em: 02.09.2017.
- [6] MATHIAS, M. F. **Análise do sistema inteligente de completção e sua aplicabilidade na indústria do petróleo**. 2013. Monografia (Graduação em Engenharia de Petróleo) – Universidade Federal Fluminense, Niterói – RJ. Disponível em: <http://www.repositorio.uff.br/jspui>. Acesso em: 02.09.2017.
- [7] OIL & GAS JOURNAL. **Intelligent completion system nears deployment**. Tulsa: 1998. Disponível em: <http://www.ogj.com>. Acesso em: 02.09.2017.
- [8] SCHLUMBERGER. **Oilfield glossary**: Control line. Disponível em: <http://www.glossary.oilfield.slb.com>. Acesso em: 03.09.2017.
- [9] HALLIBURTON. **Flatpack**: Link surface control systems and downhole equipment. Disponível em: <http://www.halliburton.com/en-US/ps/default.page?node-id=hfqel9vl>. Acesso em: 03.09.2017.
- [10] HALLIBURTON. **Intelligent completions**. 2017. Disponível em: <http://www.halliburton.com/en-US/ps/default.page?node-id=hfqel9vl>. Acesso em: 19.11.2017.
- [11] BAKER HUGHES. **Intelligent well systems**: Accessories. Disponível em: <https://www.bakerhughes.com/products-and-services/production/intelligent-production-systems/intelligent-well-systems/accessories>. Acesso em: 19.11.2017.
- [12] VALCO INSTRUMENTS CO. INC. **About Valco fittings**. Disponível em: https://www.vici.com/ft_intro/fi_val1.php. Acesso em: 20.11.2017.

[13] VALIN. **Molybdenum disulfide – The ideal solid lubricant and anti-galling material.** 2017. Disponível em: <https://www.valin.com/resources/whitepapers>. Acesso em: 20.11.2017.

[14] FINE TUBES. **Control lines.** Disponível em: <http://www.finetubes.co.uk/products>. Acesso em: 20.11.2017.

[15] SWAGELOK. **Stainless steel seamless tubing and tube support systems.** Disponível em: <https://www.swagelok.com/downloads/webcatalogs/en/MS-01-181.PDF>. Acesso em: 12.11.2017

[16] BRAGA, A. **Cilindros de paredes grossas (solução de Lamé).** Disponível em: <http://abraca.usuarios.rdc.puc-rio.br/mecsol2/cilindros.pdf>. Acesso em: 11.11.2017.