

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA – CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PROJETO, CONSTRUÇÃO E CALIBRAÇÃO DE UMA CÉLULA DE CARGA ESPECIAL
PARA ENSAIOS DE ESTANQUEIDADE EM JUNTAS METÁLICAS

por

Pedro Lucas dos Santos Silva

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2019.

CIP - Catalogação na Publicação

dos Santos Silva, Pedro Lucas
Projeto, construção e calibração de uma célula de
carga especial para ensaios de estanqueidade em juntas
metálicas / Pedro Lucas dos Santos Silva. -- 2019.
15 f.
Orientador: Herbert Martins.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) --
Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de
Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto
Alegre, BR-RS, 2019.

1. Célula de carga. 2. Strain Gauge. 3. Vedação. 4.
Selos Mecânicos. 5. Elementos Finitos. I. Martins,
Herbert, orient. II. Título.

Elaborada pelo Sistema de Geração Automática de Ficha Catalográfica da UFRGS com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Pedro Lucas dos Santos Silva

PROJETO, CONSTRUÇÃO E CALIBRAÇÃO DE UMA CÉLULA DE CARGA ESPECIAL
PARA ENSAIOS DE ESTANQUEIDADE EM JUNTAS METÁLICAS

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof.: Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Processos de Fabricação**

Orientador: Prof. Dr. Herbert Gomes Martins

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Patric Daniel Neis

Prof. Dr. Rafael Antônio Comparsi Laranja

Prof. Dr. Herbert Martins Gomes

Porto Alegre, dezembro de 2019.

Dos Santos Silva, Pedro Lucas. **Projeto, Construção e Calibração de uma Célula de Carga Especial Para Ensaios de Estanqueidade Em Juntas Metálicas**. 2019. 15 folhas. Monografia de Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

RESUMO

Na indústria de petróleo e gás, a exploração de matéria prima em águas profundas é bastante complexa, principalmente nas uniões entre a cabeça do poço e os tubos de extração de petróleo e gás, pois os mesmos ocorrem em condições críticas tais como: altas pressões, movimentos da maré, impacto de materiais sólidos, entre outras. Nesse cenário, o projeto e entendimento dos mecanismos de juntas de vedação e selos mecânicos é de extrema importância, para prevenir possíveis vazamentos e assim não impactar no meio ambiente. A medição dos esforços necessários para manter a estanqueidade destas uniões faz parte da avaliação da eficiência do selo mecânico. Então, este trabalho apresenta o projeto, a construção e validação uma célula de carga cilíndrica. A análise de elementos finitos é utilizada no projeto com o objetivo de determinar as dimensões da célula de carga. A mesma é fabricada por usinagem e calibrada em relação a uma célula de carga validada pelo INMETRO. Essa célula de carga é utilizada para controlar a carga aplicada entre duas peças metálicas que tem por finalidade vedar a passagem de ar de uma câmara a outra. O trabalho reporta os resultados obtidos durante os ensaios feitos de vedação.

PALAVRAS-CHAVE: Célula de carga, *strain gauge*, vedação, selos mecânicos.

Dos Santos Silva, Pedro Lucas. **Design, Manufacture and Calibration of a Special Load Cell for Sealing Metal Seal Gasket Test**. 2019. 15 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2019.

ABSTRACT

In the oil and gas industry, deep-water exploration of raw materials is quite complex, especially at the joints between the wellhead and the oil and gas extraction pipes, as they occur under critical conditions such as: high pressures, tidal movements, impact of solid materials, among others. In this scenario, the design and understanding of sealing gaskets and mechanical seals mechanisms is of utmost importance to prevent possible leaks and thus not impact the environment. Measuring the forces required to maintain the tightness of these joints is part of evaluating the efficiency of the mechanical seal. So, this paper presents the design, manufacture and validation of a cylindrical load cell. Finite element analysis is used in the design to determine the dimensions of the load cell and its most sensitive regions. It is machined and calibrated against a load cell validated by INMETRO. This load cell is used to control the load applied between two metal parts to seal the air passage from one chamber to another. This work reports the results obtained during the sealing tests.

KEYWORDS: Load Cell, Strain Gauge, Sealing, Mechanical Seals.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	1
1.1	MOTIVAÇÃO	1
1.2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
1.3	OBJETIVOS	2
2.	FUNDAMENTAÇÃO	2
2.1	JUNTAS E SELOS MECÂNICOS.....	2
2.2	ELEMENTO SENSOR <i>STRAIN GAGE</i>	3
2.2.1	PONTE DE <i>WHEATSTONE</i>	3
2.3	CÉLULAS DE CARGA	3
2.3.1	Calibração	4
3.	CASO DE ESTUDO	5
3.1	MATERIAIS UTILIZADOS	5
3.2	ENSAIO DE ESTANQUEIDADE.....	6
3.2.1	DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES PARA O ENSAIO DE ESTANQUEIDADE.	7
3.3	PROJETO DA CÉLULA DE CARGA	9
4.	CALIBRAÇÃO	11
5.	TESTE DE VEDAÇÃO	13
6.	CONCLUSÕES	14
6.1	SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	16
	ANEXOS.....	17
	APÊNDICES.....	18

1. INTRODUÇÃO

No dia 20 de abril de 2010 houve uma explosão na sonda petrolífera da empresa *Transocean* comandada pela *British Petroleum* (BP), tal acidente repercutiu mundialmente, essa sonda era utilizada para perfurar poços de petróleo em águas profundas no Golfo do México. Após dois dias em chamas, veio a afundar e como consequência, espalhou uma grande mancha de óleo cru pelo golfo chegando à costa de Louisiana e outros estados americanos, esse evento é considerado o maior vazamento de petróleo da história da humanidade. Um dos motivos desse desastre, conforme relatório da comissão interna da BP, teria sido uma falha na barreira instalada sobre o topo do reservatório, a *locking sleeve*, que de alguma maneira permitiu a passagem de óleo do reservatório para o interior do poço (GEP, 2016).

O desempenho de vedação metálica nos conectores das árvores de natal presentes na cabeças de poços de petróleo e derivados é crucial para a segurança e confiabilidade do processo de extração dessas matérias primas (ZHAO et al, 2015). Além disso, preocupações ambientais aumentam a pressão na indústria por projetos mais precisos de selagem visando reduzir a passagem de materiais não esperados entre as juntas para o meio exterior, ou a desintegração do material vedante permitindo poluição no meio (SUTERLAND, 2004). Nesse cenário, o entendimento do mecanismo de vedação entre as conexões na indústria offshore é indispensável para as companhias. Por isso, este trabalho propõe projetar, construir e calibrar uma célula de carga cilíndrica para controlar os esforços axiais, conforme Stefanescu (2011), que são aplicados entre duas flanges metálicas para estudos de vedação entre câmaras pressurizadas para a indústria de óleo e gás.

Para o projeto, a construção e a calibração deste transdutor de esforços foram realizadas várias etapas, desde uma análise numérica pelo ABAQUS (2012) passando por usinagem de um cilindro para obter uma geometria mais sensível para as variações de cargas de estudo e por fim calibrando-a por meio de um atuador hidráulico e uma célula de carga calibrada pelo Instituto Nacional de Metrologia (INMETRO). O certificado de calibração nº05642/14 está na Figura A.1 da seção ANEXOS.

1.1 MOTIVAÇÃO

A compreensão dos mecanismos de vedação de juntas é de extrema importância, afim de assegurar que se possa projetar, avaliar o desempenho e estimar períodos de manutenção para as mesmas, garantindo que o processo e/ou equipamento mantenha sua estanqueidade ao longo de sua vida útil de serviço, para que não haja vazamentos que possam comprometer não só os dispositivos, mas também o meio ambiente. Há diversos tipos de juntas no mercado, porém especificamente as do tipo metálico são as que podem resistir a condições ambientais de produtos químicos corrosivos, altas pressões e baixíssimas temperaturas.

1.2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Silva Junior et al. (2017) apresentam os principais componentes dos poços inteligentes (que maximizam os ganhos do poço ao longo de sua vida útil) da Petrobras. A importância de novos sensores assim como a segurança de toda condição e operação é ressaltada. Neste trabalho é reportado que referente à conexão da cabeça do poço e os dutos, a pressão máxima de operação especifica a maior pressão à qual a válvula totalmente fechada pode ser submetida sem sofrer perda de estanqueidade ou dano ao selo mecânico, situação existente durante intervenções, por exemplo, no assentamento de *packers* e testes de estanqueidade do equipamento de produção. A pressão máxima diferencial especifica a maior pressão entre coluna e anular à qual a válvula pode ser

submetida para operar normalmente sua abertura, condição encontrada durante a operação normal do poço.

Entre as possibilidades de causas de falhas em selos mecânicos que possam trazer a perda de sua utilidade (vazamento) estão o ataque químico, pela corrosão das partes metálicas, o dano mecânico, pelo desgaste das faces e o dano térmico, pelo choque térmico e fragilização das partes. Dentre os principais motivos da falha estão o manuseio inadequado do selo, a montagem incorreta, o projeto inadequado e a contaminação do fluido (Zolin, 2011).

Segundo Oliveira (2014), as vedações à base de gaxetas possuem uma boa eficiência, porém, quando em sistemas rotativos, impõem ao sistema de bombeamento, perdas do produto recalçado. O selo mecânico é um vedador dinâmico, que utiliza princípios hidráulicos para reter fluidos e gases, de alta tecnologia e desempenho, com contato que compensa o seu desgaste axialmente e destina-se a isolar dois, ou mais ambientes, quando entre eles passar um eixo rotativo com nenhum ou pouco deslocamento axial. São utilizados principalmente para operar com fluidos mais agressivos, em que as gaxetas não seriam capazes de vedar.

As normas API 610 (2010), 614 (1999) e 682 (2012) assim como a ISO 13709 (2009) podem ser citadas como normas referentes a selos mecânicos empregadas pela indústria petrolífera. Algumas destas normas são indicadas para selos em bombas centrífugas e rotativas, mas nenhuma delas trata especificamente sobre o caso de selos mecânicos no acoplamento de tubos axialmente.

Por existirem diversos ambientes e aplicações para as vedações, os projetistas muitas vezes se deparam com dificuldades em criar meios em laboratório que simulem as reais condições de uso dos selos mecânicos de metal, além disso têm a tarefa de mensurar os esforços e fenômenos dos quais estão ocorrendo no objeto de estudo. Por essas razões, equipamentos vendidos no mercado precisam de alterações para se encaixarem ou os engenheiros de teste devem projetar novos dispositivos, como por exemplo no caso de Ogoshi et. al. (2016), o qual criou uma junta polimérica para a transmissão dos carros da marca Honda, além disso, para validar seu projeto, necessitou projetar uma célula de carga específica para realizar os testes de vedação da transmissão dos carros.

1.3 OBJETIVOS

Este trabalho tem como propósito o projeto, construção e calibração de uma célula de carga especial para testar a estanqueidade entre juntas metálicas, com finalidade de avaliar a força necessária que deve ser aplicada entre duas flanges metálicas, de aço AISI1020 e AISI4340, para que não ocorra vazamento do fluido da câmara interna para o meio externo, sob condições diversas. Devido ao fato deste teste ter peculiaridades intrínsecas, conforme a empresa solicitante do mesmo, além de dimensões e geometrias específicas, o uso de células de carga comerciais se torna inviável. Após a fabricação e calibração da célula de carga, os resultados dos testes de desempenho da junta serão analisados.

2. FUNDAMENTAÇÃO

2.1 JUNTAS E SELOS MECÂNICOS

A função de selos mecânicos é separar fluidos pressurizados do ambiente externo, prevenindo a entrada de corpos estranhos na região de operação ou a perda de fluido para o meio (Mayer et al., 1977). Devido as irregularidades encontradas entre as partes a serem unidas, as juntas permitem uma regularização, de forma que, para manterem essa característica faz-se necessário uma aplicação de esforços de união, por vezes feitas por parafusos, roscas ou rebites.

2.2 ELEMENTO SENSOR *STRAIN GAGE*

Os *strain gages* são sensores de deformação resistivos do qual possuem uma grade feita de zeranina ou manganina e um filamento condutivo achatado, produzido de uma liga com resistência conhecida, em forma de duas semi-espirais. Esse tipo de sensor é anexado a superfícies que sofrem deformação. Seu funcionamento é baseado na variação de resistência causada pela deformação da superfície. Quando se pretende obter informação sobre as tensões principais e sua orientação, são usados em conjuntos de 3 ou mais, nas chamadas rosetas. Para células de carga é usual o uso de *strain gages* de 350 Ω , com alimentação até 15 V quando em circuito de ponte, mas *strain gages* de 120 Ω também são usados. A equação básica para um *strain gage* ε é dada pela Equação 1.

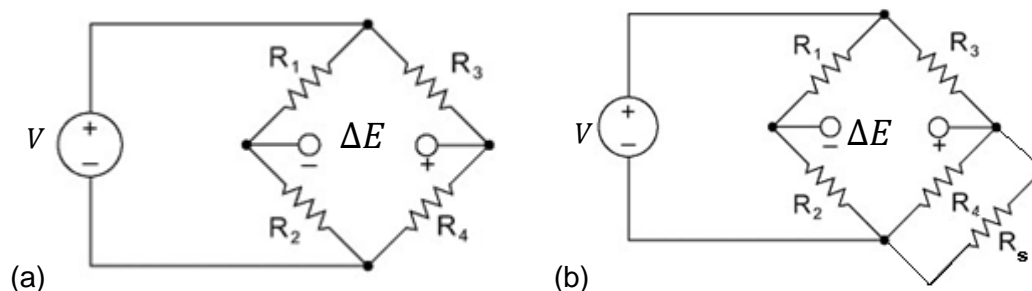
$$\varepsilon = \frac{\Delta R/R}{k} \quad (1)$$

onde k é o chamado *gage factor* do *strain gage* e que relaciona a variação relativa de resistência elétrica em deformação mecânica (Stefanescu, 2011).

2.2.1 PONTE DE WHEATSTONE

A ponte de *Wheatstone* é o sistema mais utilizado para medições, esse circuito é constituído por um ou mais resistores e uma fonte de tensão (Beckwith et al., 2011). A Figura 1(a) indica esse circuito e a Figura 1(b) indica esse circuito balanceado.

Figura 1 – (a) Ponte de *Wheatstone* simples. (b) Ponte de *Wheatstone* com resistor de shunt.



Para variações arbitrárias e independentes em cada um dos resistores ΔE , tem-se a Equação 2 para o caso de Ponte completa.

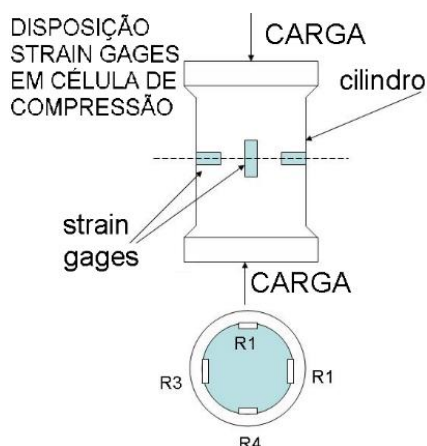
$$\Delta E = \frac{k}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 - \varepsilon_3 + \varepsilon_4) V \quad (2)$$

onde ε_i é a deformação de cada um dos elementos resistivos da Ponte e V a tensão de alimentação da Ponte de *Wheatstone* (V) (Irwin et al., 2013).

2.3 CÉLULAS DE CARGA

Células de carga são dispositivos eletromecânicos utilizados para a medição de um ou mais componentes de forças. Basicamente são constituídos de um transdutor metálico que receberá a força ou momento a ser medido e de sensores de deformação (*strain gages*) que medirão o nível de deformação mecânica destes transdutores. Circuitos em formato de Ponte de *Wheatstone* e amplificadores são utilizados para fazer as leituras correspondentes de deformação (geralmente da ordem de alguns *microstrains*, $\mu\text{m/m}$) (Doebelin, 2003). A Figura 2 apresenta uma célula de carga com *strain gages* dispostos e sua circunferência.

Figura 2 – Célula de carga com a disposição de *strain gages* simplificados.



A disposição dos *strain gages* apresentados acima compensa possíveis esforços de flexão e torção, medindo assim, apenas esforços axiais.

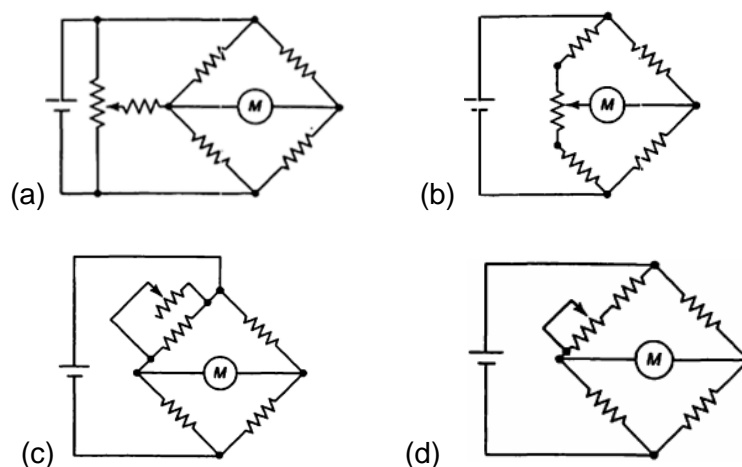
2.3.1 Calibração

A necessidade de calibração surge frequentemente com o uso da instrumentação com *strain gages*. Há dois métodos para calibração: direto e indireto. Na calibração direta, a peça em que está colado o *strain gage* é submetida a uma deformação conhecida e a leitura é verificada e aferida. No Segundo caso, uma deformação virtual é aplicada ao *strain gage* de forma que se gere um valor de deformação conhecido, entretanto que é “virtual”. Na hipótese de que se coloque um resistor de *shunt* em paralelo a um dos 4 *strain gages*, Figura 3(a), o valor de sua resistência diminuirá, gerando uma variação e resistência que resultará numa deformação virtual. A Equação 3 apresenta essa variação.

$$\Delta E = \frac{k}{4} (\varepsilon_4) V \quad (3)$$

onde $\varepsilon_4 = (\Delta R_4 / R_4) / k$ e $\Delta R_4 = (R_4 R_s / R_4 + R_s) - R_4$.

Figura 3 – Formas de balanceamento da Ponte de Wheatstone (a) diferencial, (b) diferencial em série, (c) *shunt* paralelo e (d) *shunt* em série.



Desta forma, supondo resistores de 120Ω , $k=2,0$ e uma deformação da ordem de $1000\ \mu\text{m/m}$ (*microstrains*), o resistor de *shunt* equivalente conforme a Equação 4.

$$R_S = \frac{R_4}{k\varepsilon_4} - R_4 = 59880\Omega \quad (4)$$

Com a formulação anterior, pode-se montar a Tabela 1 com os resistores de *shunt* para cada deformação virtual desejada.

Tabela 1 – Valores de resistência de *shunt* de calibração para *strain gage* de 120Ω e 350Ω para deformações virtuais equivalentes desejadas.

ε [$\mu\text{m/m}$]	500	1000	2000	3000	4000	5000	10000
SG de $120\ \Omega$	119880	59880	29880	19880	14880	11880	5880
SG de $350\ \Omega$	349650	174650	87150	57983	43400	34650	17150

3.CASO DE ESTUDO

3.1 MATERIAIS UTILIZADOS

A seleção de material para o corpo da célula de carga se iniciou com uma análise dos transdutores de força já comercializados no mercado das marcas Honeywell e Excel Sensores, conclui-se que o material mais utilizado é o aço INOX 431 com tensão de ruptura e tensão de escoamento com aproximadamente $1210\ \text{MPa}$ e $930\ \text{MPa}$, respectivamente. Esse material foi utilizado por garantir que a célula projetada, quando em uso, trabalhasse dentro da zona elástica do material sem que ocorressem deformações permanentes (vide seção 3.3 PROJETO DA CÉLULA DE CARGA).

Foram utilizados quatro extensômetros de aproximadamente $120\ \Omega \pm 0,2\%$ da marca japonesa Kyowa. As especificações dos *strain gages* estão apresentadas na Figura 4. Estes sensores foram selecionados devido aos seus filamentos esmaltados, evitando assim possíveis curtos devido ao contato com o corpo da célula de carga metálica.

Para controlar o balanceamento da ponte de Wheatstone, foi utilizado um *trimpot* de $1\ \text{k}\Omega$, conforme Figura 5.

Figura 4 – Especificação dos *strain gages* da Kyowa utilizados na construção da célula de carga.

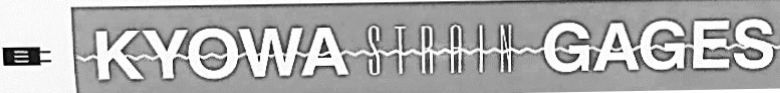


KYOWA		MADE IN JAPAN	
Model 型式	KFGS-2-120-C1-11	Lot No. Y4644M Batch No. 010A	Quantity 数量 10
Gage Factor (23°C, 50%RH) ゲージ率	2.13 \pm 1.0%	Temperature Compensation for 適合材料	STEEL
Gage Length ゲージ長	2 mm	Adoptable Thermal Expansion 適合線膨張係数	$11.7 \times 10^{-6}/^\circ\text{C}$
Gage Resistance (23°C, 50%RH) ゲージ抵抗	119.8 Ω \pm 0.2%	Applicable Adhesive 主な適用接着剤	CC-33A, PC-600
Transverse Sensitivity Ratio (23°C, 50%RH) 横感度比	0.6 \pm 0.2%	Temperature Coefficient of Gage Factor ゲージ率の温度係数	Refer to Graph グラフ参照
Thermal Output 熱出力	Refer to Graph グラフ参照	共和品-1437	
			

Figura 5 – *Trimpot* de 1 k Ω .



O *trimpot* foi inserido em paralelo aos *strain gages* Ponte de *Wheatstone*, conforme Figura 9 da seção 3.3. Esse dispositivo de 1k Ω foi utilizado para “zerar” a leitura da célula de carga quando a mesma não estivesse sob esforços.

Para o ensaio de vedação, além da célula de carga, foram utilizados dois flanges um fabricado de AISI1020 e um de AISI4140, um parafuso *allen* M42 12.9, uma porca M42, uma bomba de 1600 bar, um sistema de aquisição QuantumX modelo MX1615B com saída de alimentação de 10 a 30 volts contínuos da HBM, conforme a Figura 6. Também foi utilizada uma célula de pressão da marca Zürich com leitura de até 2500 bar e um torquímetro. A seção 3.2 apresenta informações sobre o ensaio de estanqueidade.

Figura 6 – Sistema QUANTUMX de aquisição de dados da HBM.



3.2 ENSAIO DE ESTANQUEIDADE

Este ensaio foi solicitado dentro do projeto CVU – Conexão de Vedação Universal, do qual é realizado no laboratório de metalurgia física (LAMEF) da UFRGS em parceria com a Petrobras. Por ser um teste especial, os requisitos, as condições de contorno e o procedimento foram criados por três especialistas em vedações de poços da Petrobras, 2 doutores e um doutorando do LAMEF.

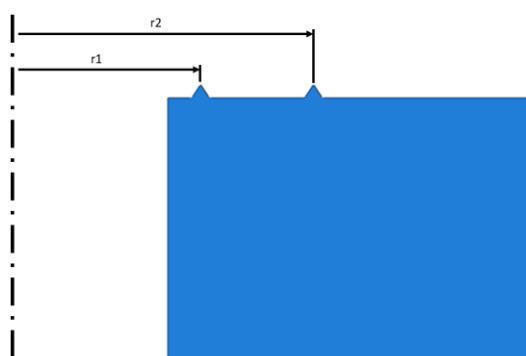
Os materiais utilizados nos flanges são oriundos dos usados atualmente pela empresa, a pressão de trabalho foi estimada em 1500 bar ou 150 MPa, por ser um ensaio em tamanho reduzido. O critério utilizado para considerar o sistema selado é a verificação da pressão interna, se o sistema conseguir chegar e manter à pressão de 1500 bar na câmara, o sistema estará conforme.

Para projetar as peças para o ensaio de estanqueidade, foram levados em consideração alguns critérios exigidos pela empresa solicitante, tais como: (i) com a geometria já definida dos dentes, a pressão sobre os dentes deve ser maior do que a pressão interna na câmara e (ii) que a deformação permanente por plastificação causada pelo primeiro dente não influencie no segundo.

3.2.1 DIMENSIONAMENTO DOS COMPONENTES PARA O ENSAIO DE ESTANQUEIDADE.

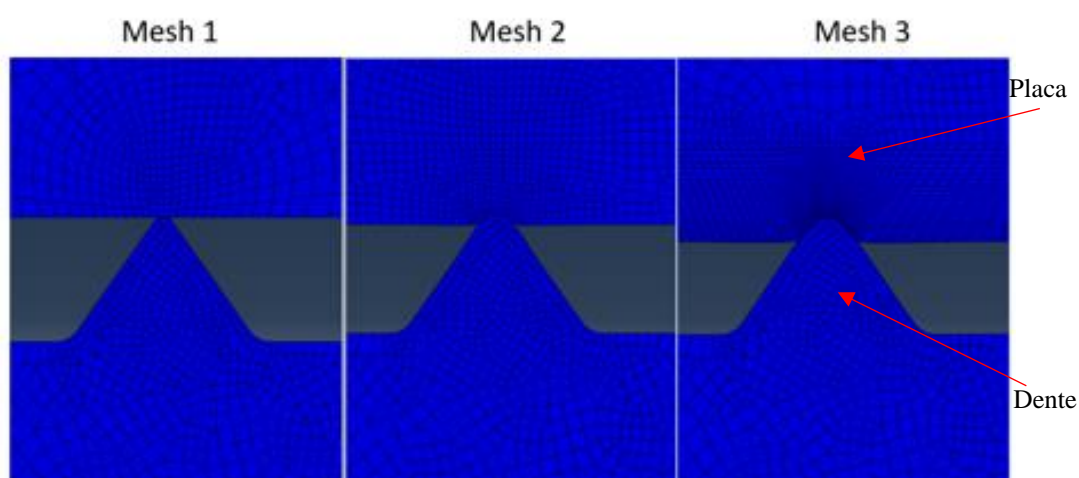
Os componentes para o estudo de estanqueidade em escala reduzida foram projetados com auxílio do software de simulação numérica pelo ABAQUS (2012). Os pontos analisados nas simulações foram as distâncias dos dentes em relação ao eixo do parafuso, conforme Figura 7 e a carga necessária para deformar o flange AISI1020 plasticamente, conforme Figura 8.

Figura 7 – Raios dos dentes em relação ao eixo do parafuso allen M42.



Os raios foram definidos de forma que as deformações plásticas geradas pelo primeiro dente não influenciem nas deformações do segundo.

Figura 8 – Malhas utilizadas para estudo da deformação gerada pelo dente.

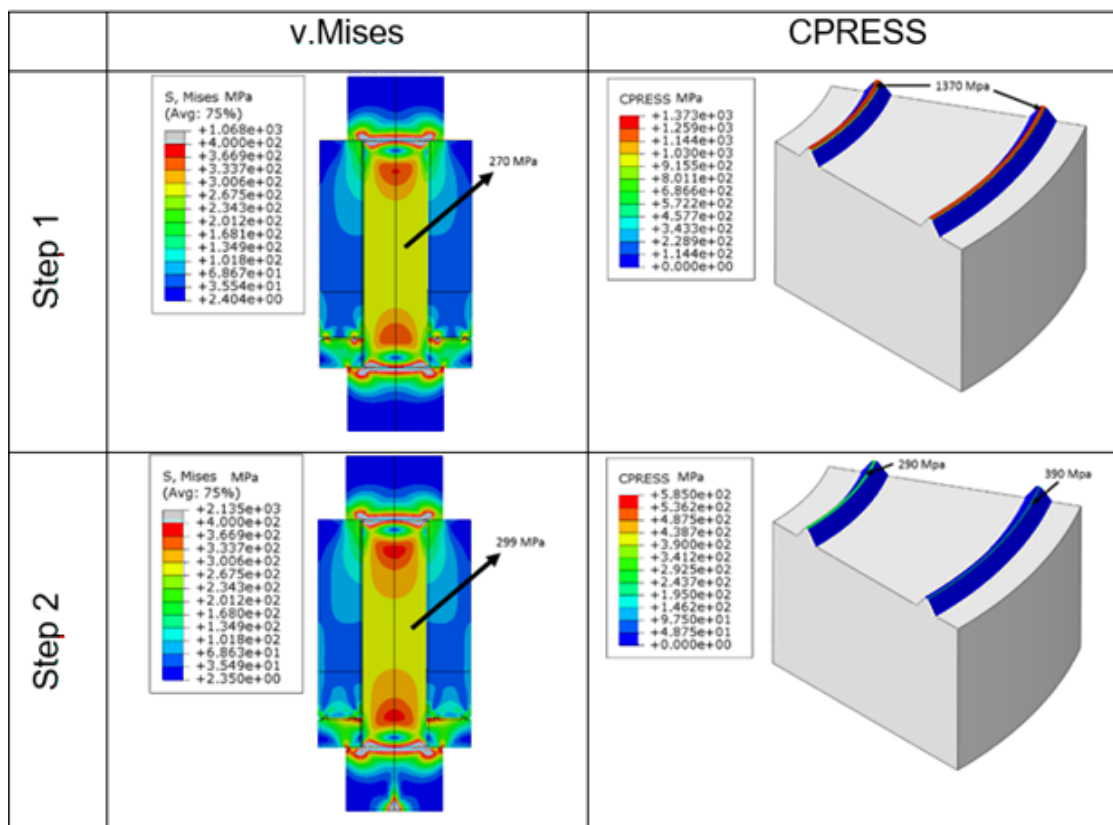


A figura acima apresenta um estudo de malha utilizada na simulação simplificada do sistema.

Para dimensionamento do parafuso, foi criada uma simulação com todos os componentes de modo simplificado, e nessa simulação fez-se uso de dois *Steps*. O *Step 1* simula o aperto do parafuso sem pressão na câmara e o *Step 2* a câmara é pressurizada. A Figura 14 apresenta os resultados dos 2 *Steps*.

A carga normal de 430 kN aplicada ao protótipo garante que mesmo após a pressurização do sistema, a pressão de contato dos dentes seja maior do que a pressão interna da câmara garantindo, conforme os especialistas da Petrobras, que o sistema estará vedado. Os desenhos técnicos utilizados para a fabricação dos flanges estão nas Figuras A.2 e A.3 da seção ANEXOS.

Figura 9 – Resultados da simulação do sistema de estanqueidade.



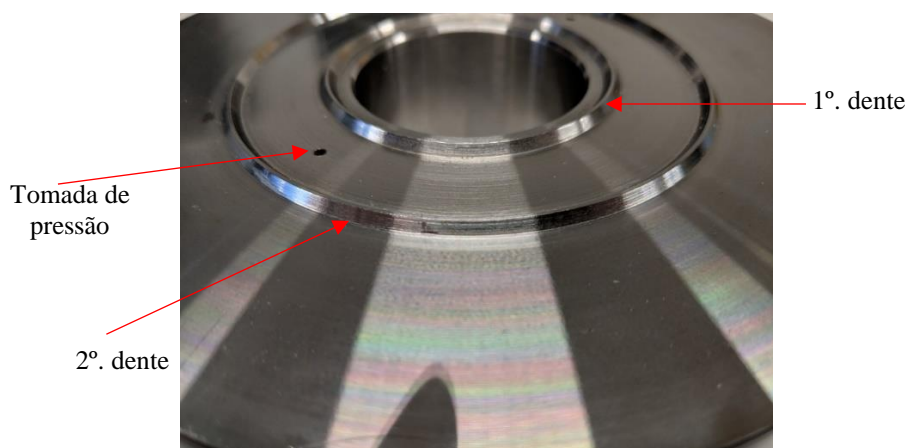
Para selecionar o parafuso M42 foi realizado um cálculo simples para estimar o esforço axial σ_{axial} , em MPa, do qual o mesmo foi submetido, conforme a Equação 5.

$$\sigma_{axial} = \frac{Força}{Área} = \frac{435000 N}{1291mm^2} = 336,94 \text{ MPa} \quad (5)$$

Como o parafuso é um 12.9, isto é, com resistência a ruptura de 1200 MPa e tensão de escoamento de 1080 MPa, considerando o escoamento como ponto de falha, tem-se um coeficiente de segurança, neste caso, de 3,2.

No flange AISI 4140 foram projetados dois dentes em sua superfície superior para criar uma câmara para análise da vedação, além disso, tem um furo para tomada de pressão e um para medição da pressão interna, conforme Figura 10.

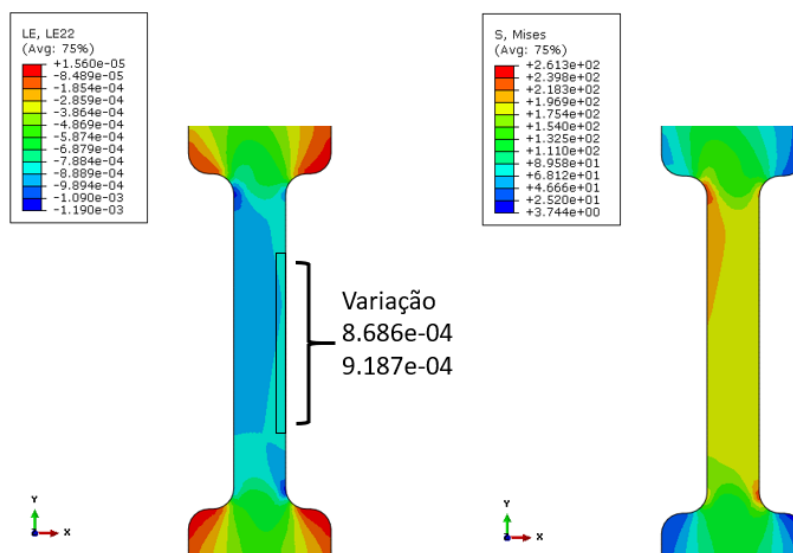
Figura 10 – Flange AISI4140 usinado.



3.3 PROJETO DA CÉLULA DE CARGA

Algumas opções de geometria foram simuladas no ABAQUS, para decidir a espessura da parede do corpo da célula de carga e a sua configuração, para atender à carga máxima de 435 kN que será aplicada no sistema para selar a câmara em estudo. Após as simulações, foi escolhida a configuração que gerou uma parede com menor variação do valor de deformação em sua estrutura, conforme a Figura 11.

Figura 11 – Conceito de célula de carga escolhido baseado na facilidade de usinagem.



Nas simulações, verificou-se que a variação da deformação estava abaixo de $1000 \mu\text{m/m}$, garantindo assim que os extensômetros não descolem durante os ensaios. A empresa Kyowa recomenda que os *strain gages* apresentem no máximo $5000 \text{ microstrains}$ de deformação para garantir aderência, ou seja, a célula de carga deverá ter, desta forma, um coeficiente de segurança de 5,49, limitada pela deformação máxima recomendada nos *strain gages*. Os desenhos técnicos criados a partir da simulação acima estão apresentados nas Figuras A.4 e A.5 da seção ANEXO.

Com o corpo e a capa de proteção da célula de carga fabricados, iniciou-se o processo de colagem dos *strain gages*. Eles foram colados conforme a Figura 12. Essa configuração foi

escolhida, pois os extensômetros colados opostamente anulam leituras errôneas que podem aparecer ao analisar a deformação medida além de cancelar efeitos de dilatação, excentricidade da aplicação da carga e eventuais momentos ou torque que venham solicitar a célula de carga.

A ligação dos extensômetros foi realizada conforme a Ponte de *Wheatstone* na Figura 13, onde foi inserido um *trimpot* de 1 k Ω em entre a alimentação e a união de dois *strain gages* a fim de balancear a célula de carga.

Figura 12 – Posicionamento dos *strain gages* na célula de carga. A numeração corresponde à posição no circuito da Ponte de *Wheatstone* (Stefanescu, 2011).

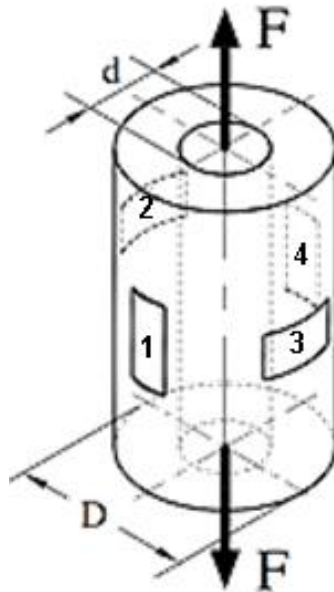
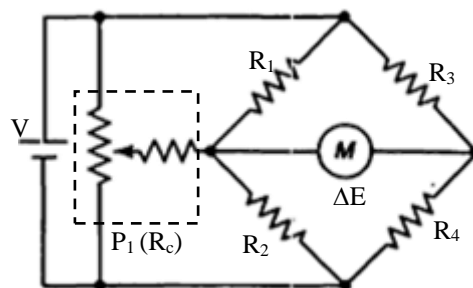


Figura 13 – Solução para balanceamento e Ponte de *Wheatstone* utilizada na célula de carga.



R_1 , R_2 , R_3 , R_4 são os *strain gages* de 120 Ω e o P_1 é o *trimpot*. Essa configuração foi escolhida por ser a mais indicada para compensar esforço extras que podem ser medidos além do esforço axial.

A Figura 14 apresenta a célula de carga construída sem capa de proteção e com suas ligações realizadas.

A colagem dos *strain gages* foi realizada conforme o manual da própria empresa com suas devidas instruções.

Para facilitar a ligação da célula com o sistema de aquisição, foi projetado uma capa e incluído no sistema um conector IP68, conforme Figura 15.

Figura 14 – Célula de carga instrumentada.



Figura 15 – Célula de carga com capa de proteção e conector IP68.



4.CALIBRAÇÃO

Para calibrar a célula de carga construída, foi utilizada outra célula já calibrada pelo Instituto Nacional de Metrologia (INMETRO). A célula de carga em questão é da fabricante MTS modelo 244,41 n° de série 0490B8 identificada como EQ42 (ATU 500). As células de carga foram dispostas em série, conforme Figura 16 em uma bancada para ensaios em máquina de ensaios universal e colocadas receber esforços de compressão na faixa de estudo.

Figura 16 – Esquema de montagem e associação das células de carga para calibração.



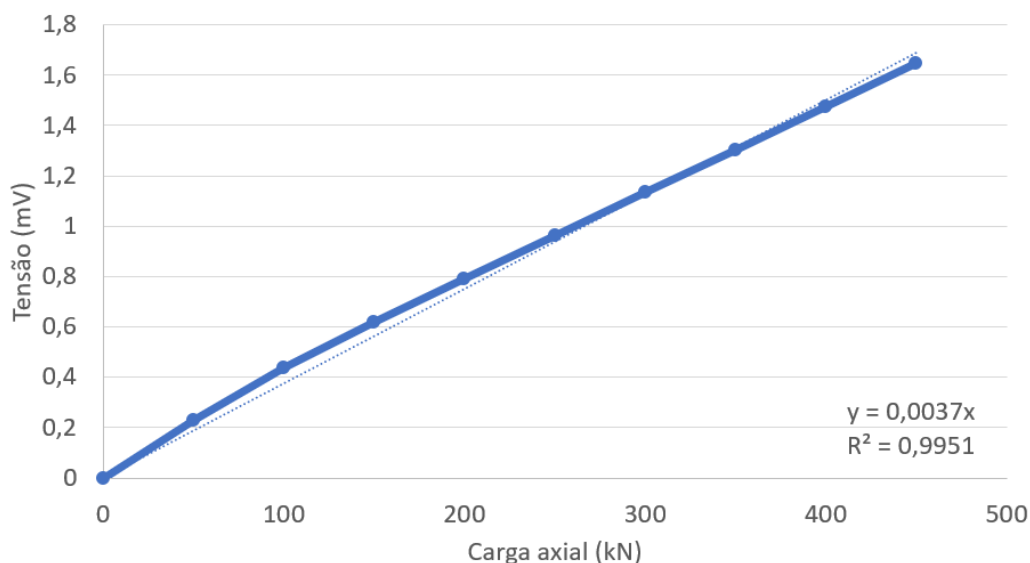
O ajuste e balanceamento da célula de carga foi realizado com o auxílio do *trimpot* inserido na ponte de Wheatstone, conforme Figura 17.

Figura 17 – Ajuste da resistividade da ponte de Wheatstone.



Os dados dos ajustes estão apresentados no gráfico de calibração da célula de carga na Figura 18.

Figura 18 – Curva de Calibração da Célula de Carga (Linha cheia significa dados coletados e linha tracejada significa a curva de calibração).



Como pode ser visto no gráfico da Figura 18, o *trimpot* foi utilizado para atingir o zero e balancear a célula de carga, conforme pode-se analisar pelo R quadrado dado na imagem que é próximo a 1, informando assim, a pouca variabilidade da curva real em relação a de tendência.

5. TESTE DE VEDAÇÃO

Inicialmente montou-se todo o conjunto que seria testado, numa bancada, apertando o parafuso e medindo os esforços com a célula projetada até a carga de 431,30 kN. A Figura 19 apresenta o sistema de aperto composto por um torquímetro e um multiplicador de torque.

Após o aperto, o conjunto foi inserido num bunker para se garantir a segurança dos operadores durante o ensaio. O primeiro teste chegou numa pressão máxima lida de 525,67 bar, após isso o sistema começou a vazar, conforme Figura 20.

Figura 19 – Aperto do conjunto para ensaio de estanqueidade.

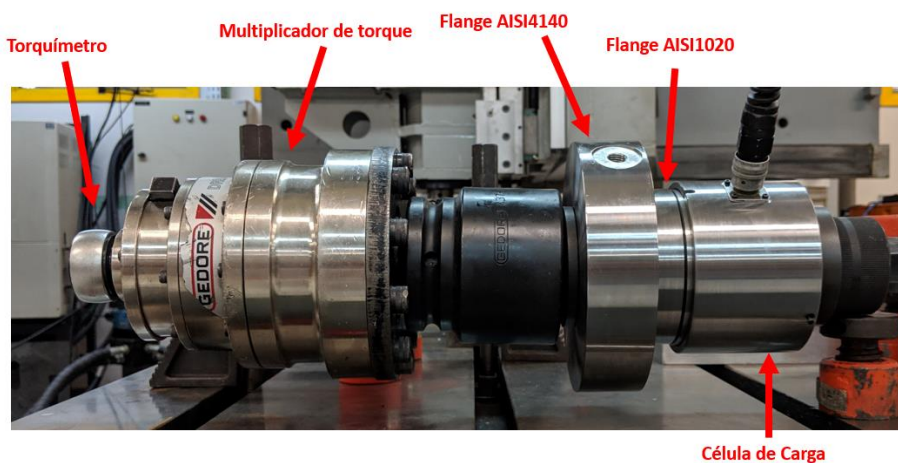
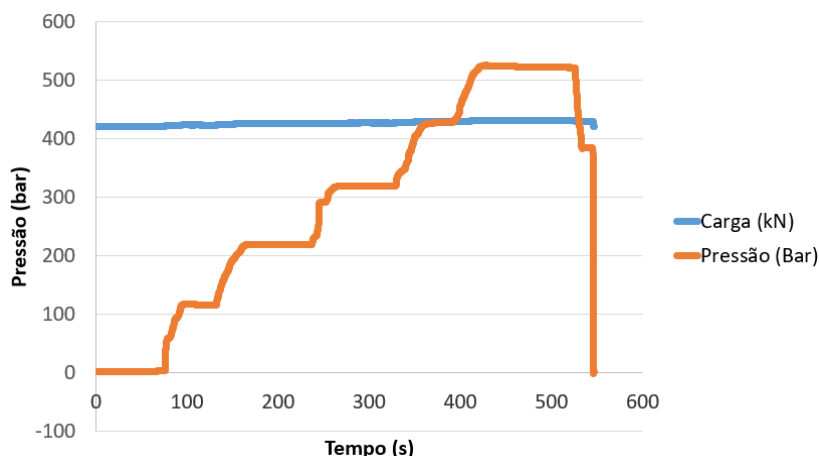
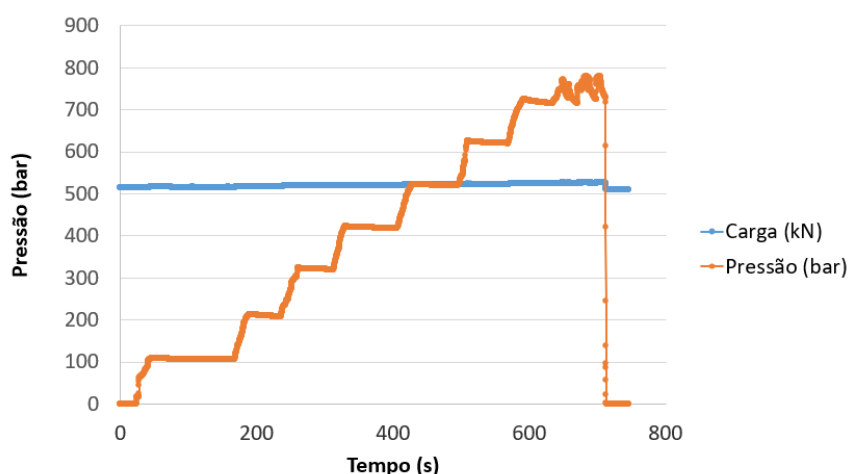


Figura 20 – Curvas do primeiro teste de vedação.



Como este valor de pressão atingido na câmara para seu vazamento estava muito abaixo do estimado para o ensaio (1500 bar), foi sugerido aumentar a carga de aperto inicial e refazer o teste. No segundo teste, aplicou-se uma carga inicial de 510,33 kN e todos os procedimentos do primeiro ensaio foram repetidos. A pressão máxima até o vazamento foi de 780,84 bar e a carga na célula de carga foi de 527,90 kN, conforme Figura 21.

Figura 21 – Curvas do primeiro teste de vedação.



De acordo com os dois ensaios, não foi possível validar a estanqueidade do sistema, pois a pressão na câmara nas duas situações não chegou no máximo em aproximadamente 50% do esperado para a câmara projetada. Foi realizado uma investigação de causa raiz e conclui-se que o problema estava no formato dos dentes usinados no flange AISI4140, pois a empresa contratada para o serviço não conseguiu garantir a tolerância pedida pelo projeto.

6.CONCLUSÕES

Esse trabalho teve como propósito projetar, construir e calibrar uma célula de carga especial para testar a estanqueidade entre duas juntas metálicas. A construção da célula e seu projeto saiu de acordo com o esperado, inclusive com sensibilidade final medida semelhante à de uma célula de carga comercial equivalente. A importância desta construção residiu na necessidade de medições de forças axiais precisas no caso em que poderia haver perda a célula de carga segundo condições de ensaio rigorosas e perigosas (altos níveis de pressão interna).

Entretanto, especificamente no caso da aplicação da célula de carga construída (que era a de avaliar a estanqueidade de uma junta metálica de vedação), ao executar o teste de estanqueidade no protótipo de junta de vedação, conforme os resultados apresentados, o sistema indicou vedação insuficiente.

Até o momento, foram investigadas as possíveis falhas no projeto da junta. Uma medição tridimensional da peça usinada para a junta revelou que a empresa que usinou o flange AISI4140 não conseguiu fabricar os dentes dentro das tolerâncias exigidas no projeto, tornando a deformação final necessária para a vedação precária. Com isso, não se pode concluir se a carga estimada para selar a vedação é de fato a necessária ou se seria necessária maior força axial na junta para assegurar a estanqueidade. Para isto, precisa-se usinar um novo flange que atenda as especificações de tolerâncias para que possam ser realizados novos testes.

6.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Dentre as sugestões para trabalhos futuros envolvendo a validação da estanqueidade da junta metálica e validação, encontram-se os seguintes:

- Usinar um novo flange com os limites de tolerância especificados e refazer os testes para analisar a estanqueidade do sistema, validando assim as simulações numéricas, simulações estas que indicam a estanqueidade para a carga axial aplicada e dimensões dos dentes;
- Aumento do número de dentes para certificar que haverá estanqueidade;

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABAQUS, **ABAQUS Documentation**, version 6.12, Dassault Systèmes, 2012.
- API-610. **Centrifugal Pumps for Petroleum, Petrochemical and Natural Gas Industries**. 11th Edition. American Petroleum Institute. 2010.
- API-614. **Lubrication, Shaft-Sealing, and Control-Oil Systems and Auxiliaries for Petroleum, Chemical and Gas Industry Services**. 4th Edition. American Petroleum Institute. 1999.
- API-682. **“Pumps-Shaft Sealing Systems for centrifugal and Rotary Pumps”**. 4th Edition. American Petroleum Institute. 2012.
- BECKWITH, T. G., MARANGONI, R. D., LIENHARD, H. J. **Mechanical Measurements**. Sixth Edition, Person Learning Solutions.
- DOEBLIN, E. O., **Measurement Systems: Application and Design**. Fourth Edition, McGraw-Hill Science, 2003.
- GEP CAPACITAÇÃO E SERVIÇO. **“O acidente e as lições aprendidas no caso da Deepwater Horizon”**. 21 agosto de 2016. Disponível em < <https://www.gep-se.com/blog/tag/Blow%20out> >. Acessado em de 2019.
- ISO 13709. **“Centrifugal pumps for petroleum, petrochemical and natral gas industries”**. Internacional Standardadization Organization.
- IRWIN, J. D., NELMS, R. M., **Análise Básica de Circuitos para Engenharia**. 10ª edição. LTC, 30 de janeiro de 2013.
- MAYER, E., NAU, B. S., **Mechanical Seals**. 3rd Edition. Butterworth & Co. Ltd, 1977.
- OGISHI, HIDETAKA, et al. **“Vehicle Transmission Oil Seal”**. Depositante: Honda Motor Co., LTD, Daikin Industries, Ltd. Procurador: Gilbert Lee. US9.322.477 B2. Depósito: 29 nov 2012. Concessão: 26 abril 2016.
- OLIVEIRA, K. S. B. **“O uso de selos mecânicos em substituição às gaxetas”**. 53 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso de Aperfeiçoamento para Oficiais de Máquinas – APMA do de Centro de Instrução Almirante Graça Aranha - CIAGA) Rio de Janeiro, 2014.
- SILVA JUNIOR, PINTO, M. F., IZETTI, R. G. **“Poços Inteligentes da Petrobras”**, Boletim técnico da Produção de Petróleo, Rio de Janeiro - volume 1, nº 2, p. 273-292, 2017.
- STEFANESCU, D. M., **Handbook of Force Transducers – Principles and Components**, version 2011, 612 pages.
- SUTHERLAND, K., **Profile of the International Fluid Sealing Industry – Market Prospects to 2008**, Third edition, 2004.
- ZHAO, H., CHEN, R., LUO, X., DUAN, M., LU, Y., FU, G., TIAN, H., YE, D., **“Metal sealing performance of subsea X-tree wellhead connector sealer”**, Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2015, Volume 28, Number 3, page 649
- ZOIN, I. **“Ensaio Mecânicos e Análise de Falhas”**. Santa Maria, Escola Técnica Aberta do Brasil, e-Tec Brasil, 2011.

Figura A.1 – Certificado de calibração nº05642/14.



SENAI CETEMP - LABORATÓRIO DE ENSAIO E CALIBRAÇÃO

Rede Brasileira de Calibração

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 05642/14

Laboratório de área de força Ordem do serviço: 6724 Data de calibração: 14/06/2014

1 - CLIENTE FLE - Fundação Luiz Engler
R. NATIAS JOSÉ BINS, 364 - PORTO ALEGRE - Rio Grande do Sul

2 - IDENTIFICAÇÃO DO PADRÃO CALIBRADO
Máquina universal de ensaios com intervalo de indicação de 0 a 50000 N e resolução de 1 N, senão de calibração: Tração.
Fabricante: MTS Modelo: 244.41 Nº de série: 049088
Identificação da máquina: EQ 42 (ATU 500) Identificação da célula de carga: EQ 74

3 - RASTREABILIDADE DOS PADRÕES UTILIZADOS
Termo-ângmetro com certificado de calibração FSC número LV 23327/14 emitido pela VISOMES, válida até 02/2016.
Transdutor de força, com certificado de calibração FSC Nº 132 144 - 121, emitido pelo IPT - SP, válido até 06/2016.

4 - PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO
Procedimento interno: PFI 031-00, conforme norma de referência NBR NM ISO 7500-1.
Condições ambientais: Temperatura: (20,3 ± 5) °C Umidade relativa do ar: (54 ± 10) %
Método de calibração: A calibração foi realizada através do Método de Comparação Direta. Foi aplicada três vezes a máquina de zero até a força máxima a ser calibrada. Os pontos de calibração são distribuídos ao longo da faixa nominal, são realizadas três séries de medições para cada ponto.

5 - RESULTADOS
Ver resultados página 2/2.

6 - INCERTEZA DE MEDIÇÃO
A incerteza expandida de medição relatada e declarada como a incerteza padrão de medição multiplicada pelo fator de abrangência k = 2 qual para uma distribuição t com v_{eff} graus de liberdade efetivos corresponde a uma probabilidade de abrangência de aproximadamente 92%. A incerteza padrão de medição foi determinada de acordo com a publicação EA 4/02.

7 - NOTAS
Ver página 2/2.

26/06/2014

X *Alano*

 Signatário autorizado
 Assinado por: RUIANO LACERDA 00228243078

Este certificado contém as medições de verificação de força que estão a disposição do laboratório e comprovam sua rastreabilidade ao Sistema Internacional de Unidades - SI. A rastreabilidade deste certificado se presta em todo de forma direta. Os resultados deste certificado referem-se exclusivamente ao padrão submetido a calibração nos condições especificadas, não sendo extensivos a quaisquer outros.

SENAI CETEMP - LABORATÓRIO DE ENSAIO E CALIBRAÇÃO
Rodovia BR 116, 3258 - São Leopoldo / RS - CEP 93025-000 - Tel.: (51) 3678-6845 - Fax: (51) 3389-1181
e-mail: lab.cetemp@senai.org.br

PFI 031/18 Rev. 07 Página 1 de 2

CERTIFICADO DE CALIBRAÇÃO Nº 05642/14

Laboratório de calibração acreditado pelo Cgcre de acordo com a ABNT NBR ISO/IEC 17025, sob o número CAL 0013.

RESULTADOS

Força Indicada		VC		k		k		k		k		k		k		k		k	
[kN]	Valor nominal [N]	Média [%]	s [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]	u [%]	U [%]
50,0	50.000	48.987	0,07	0,04	0,80	3	2,85	28	0,80	Não Solicitado	1								
100,0	100.000	100.266	-0,29	0,04	0,80	3	2,37	78	0,87	Não Solicitado	1								
200,0	200.000	200.817	-0,31	0,04	0,80	11	2,28	133	0,87	Não Solicitado	1								
300,0	300.000	299.811	0,01	0,04	0,80	8	2,37	209	0,87	Não Solicitado	1								
400,0	400.000	398.814	0,27	0,04	0,80	16	2,26	299	0,87	Não Solicitado	1								
500,0	500.000	498.893	0,22	0,04	0,80	8	2,85	380	0,88	Não Solicitado	1								

Parâmetros associados a norma NBR NM ISO 7500-1 de 2004

Erro relativo de zero - F₀
0,00 %

Denominação	Dados da célula de carga
a: erro relativo de indicação	Modelo: ----
b: erro relativo de repetitividade	Nº de série: 103132317D
c: resolução relativa	Nº de fabricação: ----
d: incerteza expandida	Nº de identificação: EQ.74
e:uff: grau de liberdade	
f: fator de abrangência	
g: ----: classe não detectada	
VC: Valor Convencional	
U: Reversibilidade (%)	

APROVADO SEQUINDO CRITÉRIO DE ACRITAÇÃO

JS

NOTAS
 Aceleração da gravidade normal: 9,80665 m/s².
 Aceleração da gravidade local: 9,78278 m/s².
 Local de calibração: LANEF - CADETEC
 O erro relativo de reversibilidade não foi solicitado pelo cliente.
 Solicitado para: LAMFELUPR035 - Bento Gonçalves, 9500 Prefeito 104 - Porto Alegre-RS.

PARÂMETROS DE CALIBRAÇÃO
 Range: - 500,00 kN + 500,00 kN
 Polaridade: Normal
 Gain total: 493,02026
 Post-amp: 1,71002
 Excitation: 10 V
 Freq zero: 0,0335 V
 Data K: 0,04892
 Controlador: MTS Flex Test 60 (EQ 412)

SENAI CETEMP - LABORATÓRIO DE ENSAIO E CALIBRAÇÃO
Rodovia BR 116, 3258 - São Leopoldo / RS - CEP 93025-000 - Tel.: (51) 3678-6845 - Fax: (51) 3389-1181
e-mail: lab.cetemp@senai.org.br

PFI 031/18 Rev. 07 Página 2 de 2

Figura A.2 – Flange AISI1020.

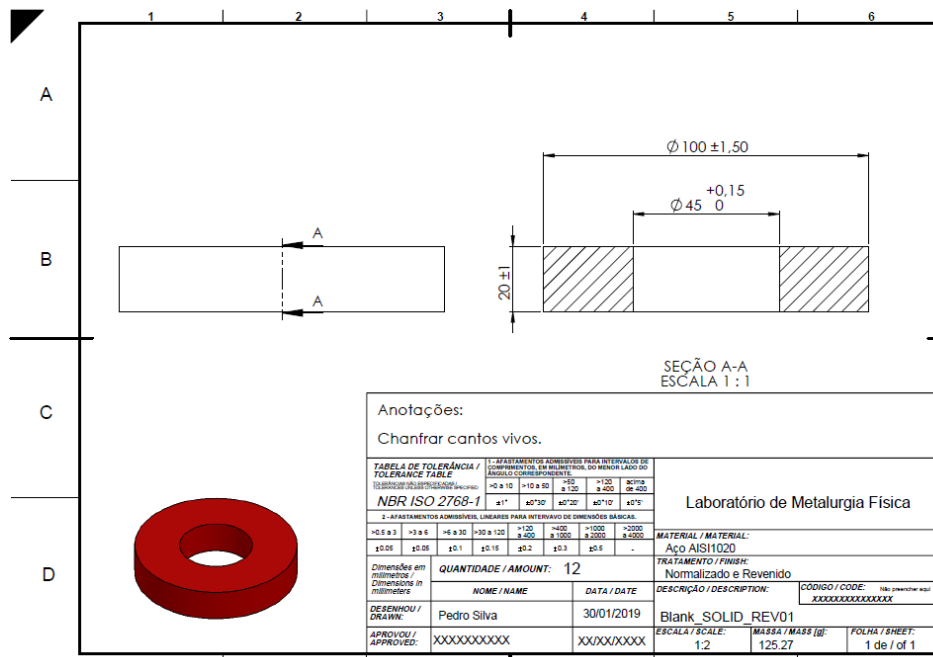


Figura A.3 – Flange AISI4140.

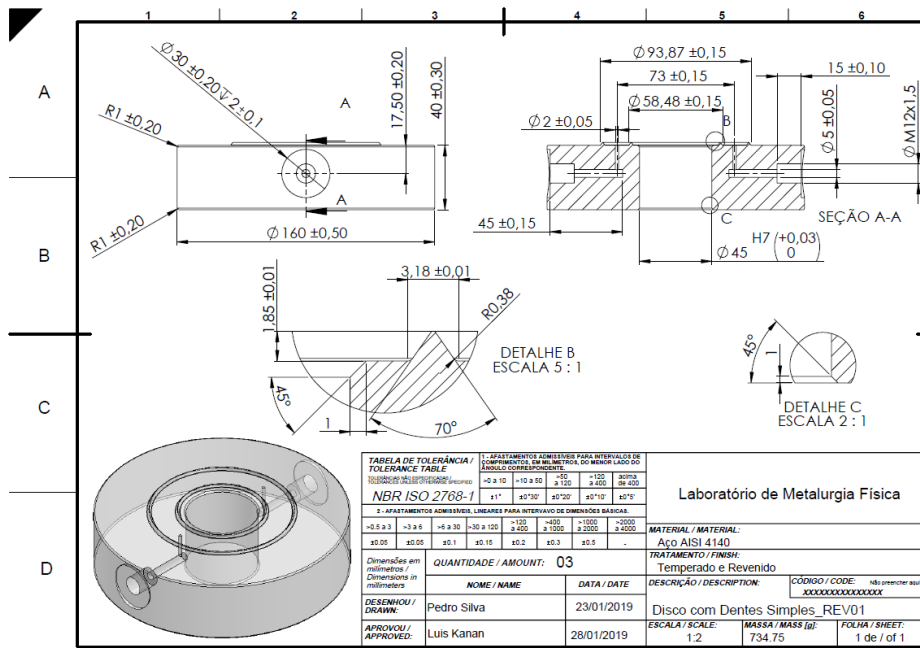


Figura A.4 – Corpo da Célula de Carga.

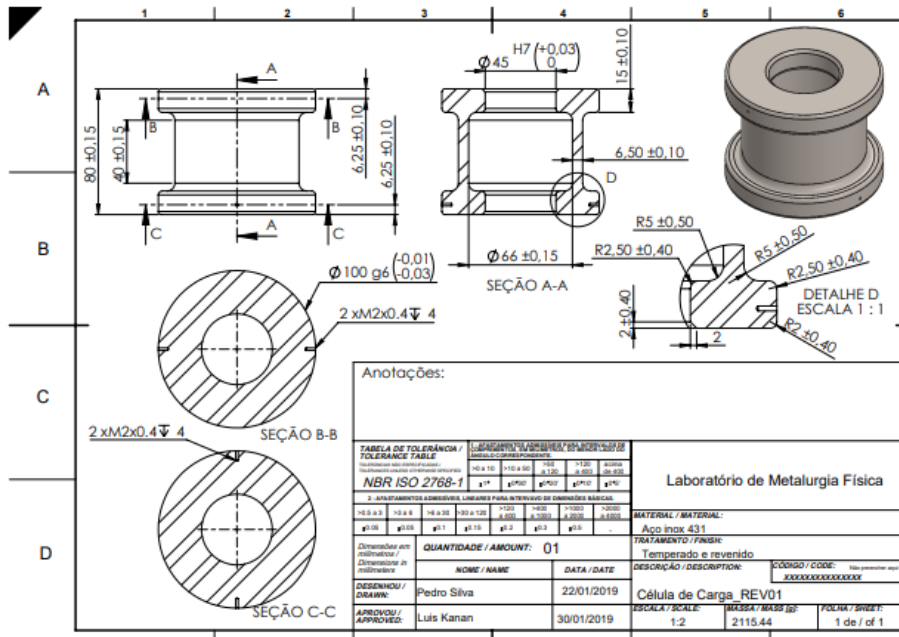


Figura A.5 – Capa da Célula de Carga.

