



ISBN 2447-6102



Artigo

ANÁLISE DE TENSÕES NÃO-LINEAR E MELHORIA DA GEOMETRIA DE ANÉIS TRAVA DE PACKERS

Neto, N.J.S. ¹, Begnini, G.R. ²

¹ Afiliação 1; njs.neto@hotmail.com

² Afiliação 2; guilherme.begnini@ufba.br

Received: 01/12/22; Accepted: 13/12/22; Published: 31/01/23

Resumo: A indústria do petróleo usa uma variedade de equipamentos para exploração, e diversos recursos são investidos para aumentar eficiência e confiabilidade. O packer é um equipamento aplicado dentro do poço de completção com função principal de isolar pressão entre a coluna de produção (onde o óleo flui) e o revestimento (parede do reservatório), devido à compressão do elemento de vedação. Alguns packers têm um dispositivo de ancoramento que evita deslocamento axial da linha. A ancoragem é feita pelas forças de atrito das cunhas pressionadas contra o revestimento, utilizando forças mecânicas ou hidráulicas. Como não é prático aplicar força constantemente, um anel trava é utilizado para impedir o retorno das cunhas e do elemento de vedação para a posição inicial. O anel trava é cilíndrico com um rasgo longitudinal e possui rosca buttress (ASME B1.9) na face interna; geometria que possibilita a abertura –deformação– do anel e deslocamento axial. A falha do anel trava pode comprometer a operação de completção. O propósito deste trabalho é avaliar modificações na geometria do anel trava de maneira a reduzir as tensões atuantes. O estudo foi feito utilizando o método dos elementos finitos, configurado com uma análise estática não-linear.

Palavras-chave: Packers; Completção de Petróleo; Análise de Tensões; Rosca Buttress; Análise de Elementos Finitos Não-Linear.

Abstract: The petroleum industry uses a variety of exploration equipment and efforts are constantly made to increase their efficiency and reliability. Packer is one of these equipment, being mounted inside an oil completion well with the main function to isolate pressure between the production casing and the installed tubing (where oil flows). Some packers have an anchoring device to avoid axial displacement in relation to the production casing. The anchor principle is based on friction forces generated by pushing slips against the casing, through mechanical or hydraulic forces. Once constant application of forces is not practical in most situations, a lock ring is normally used to avoid the slips returning to the initial position. The lock ring is basically a circular section with an open segment and the internal face of the ring is designed with buttress threads (ASME B1.9), this geometry allows displacement in only one direction due to ring's diameter deformation. Lock ring failure can compromise the completion operation or damage the packer, preventing further utilization. The purpose of this work is to evaluate some geometry modifications to the buttress threads to reduce stress acting on the lock ring. The study will be carried using non-linear finite element analysis.

Keywords: Packers; Oil Exploration; Stress Analysis; Buttress Threads; Non-Linear Finite Element Analysis.

1. Introdução

A matriz energética brasileira é predominantemente oriunda de combustíveis fósseis. Relatórios da OPEP projetam alto consumo de petróleo para 2022 e de acordo com Gaudarde (2021) essa tendência deve se perdurar na próxima década. Dessa forma, são muito importantes os estudos para melhorar a etapa de completação, que visa equipar o poço para produção.

Quando se fala sobre completação, é importante ter em mente o conceito de integridade do poço, que de acordo com a norma NORSOK D-010 (2004) é definida como a aplicação de soluções técnicas, organizacionais e operacionais para reduzir o risco de vazamentos ou liberação descontrolada de fluidos de formação (fluidos contidos dentro de formações rochosas), durante toda a vida do poço (mesmo após seu abandono). As consequências de uma falha no ambiente de exploração de petróleo podem ser catastróficas, causando explosões, vazamentos que geram custos enormes de reparo, danos ambientais, multas pesadas, além do impacto financeiro devido à perda de produção.

Cada componente com falha catastrófica potencial representa um risco para a integridade do poço. Um componente com esta característica é o obturador (packer), ilustrado na Figura 1. Conforme Bellarby (2009) o packer é um dispositivo com a função principal de isolar zonas no espaço anular entre a coluna de revestimento e a coluna de produção, sendo o dispositivo mais utilizado no ramo para esta função. A função de isolamento é importante, impedindo a passagem de fluidos para regiões indesejadas e evitando vazamentos. Alguns packers possuem a função adicional de ancorar a coluna de produção, impedindo movimento axial.



Figura 1. Packer genérico (adaptado do website da empresa B&S Oil Tools).

De acordo com Vignes e Aadnoy (2008), o packer está entre os seis equipamentos com maior chance de apresentar falha e comprometer a integridade do poço, embora comentários específicos não sejam apresentados sobre os tipos de falha. Patel et al. (2019) afirmam que a maioria dos estudos de falha em packers se concentram na falha dos elementos poliméricos, mas as partes metálicas, incluindo o anel trava, também são foco de estudos, como os publicados por Zhang et al. (2021).

Entre os componentes do packer, o sistema de assentamento é responsável por comprimir os elementos de vedação de material polimérico contra a coluna de revestimento (garantindo a vedação) e por empurrar cunhas metálicas contra a coluna (garantindo a ancoragem). Um esquema do assentamento pode ser visto na Figura 2. O acionamento do sistema de assentamento normalmente ocorre por aplicação de pressão interna no packer e, depois que algumas peças são deslocadas, é necessário impedir o movimento de retorno, o que é feito com a utilização de um anel trava.

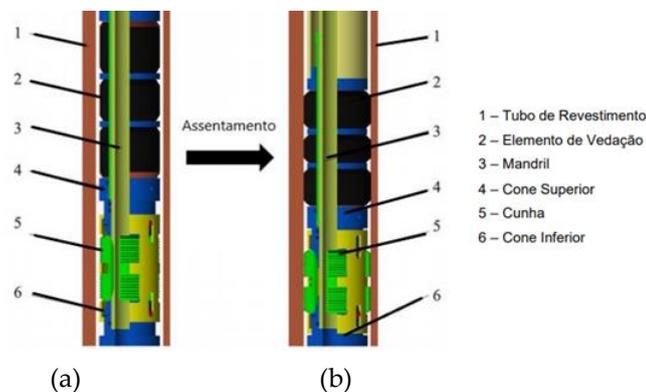


Figura 2. Esquema do packer: (a) desassentado e (b) assentado (adaptado de Tang et al. (2019)).

O anel trava possui em sua parte interna um perfil de rosca buttress (ou similar) e um rasgo longitudinal para permitir sua abertura. Devido à essa geometria do perfil de rosca, é permitido um movimento relativo entre o anel trava (rosca fêmea) e uma peça pino (rosca macho) no packer em apenas uma direção (durante o assentamento), sendo que o movimento de retorno fica bloqueado. A Figura 3 ilustra um caso genérico de posicionamento do anel trava dentro do packer e o movimento de abertura do anel. No exemplo mostrado o anel trava se desloca da direita para a esquerda, empurrado pela peça cone responsável por movimentar a cunha metálica na direção radial.

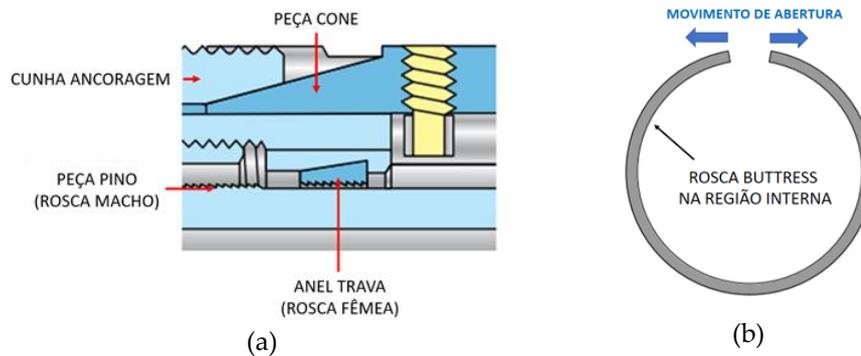


Figura 3. (a) Posicionamento (vista lateral) e (b) geometria do anel trava (vista frontal) (adaptado de Schlumberger Packer Catalog).

Os dentes da rosca buttress possuem uma face inclinada em relação à base do dente (conhecida como flanco soquete) e outra face praticamente perpendicular à base (conhecida como flanco de carga). As forças de contato atuantes entre a peça pino e o anel trava são ilustradas na Figura 4, para os dois sentidos possíveis de movimentação do anel trava. Observa-se que quando o movimento ocorre da direita para a esquerda (contato no flanco soquete) existe uma componente significativa de força radial (representada por F_y na figura), responsável pela abertura do anel trava e sua consequente movimentação. Por outro lado, quando o movimento ocorre da esquerda para a direita (contato no flanco de carga), a componente de força radial é muito menor, podendo inclusive ser nula, o que impede a abertura e movimentação do anel, fornecendo a função de travamento.

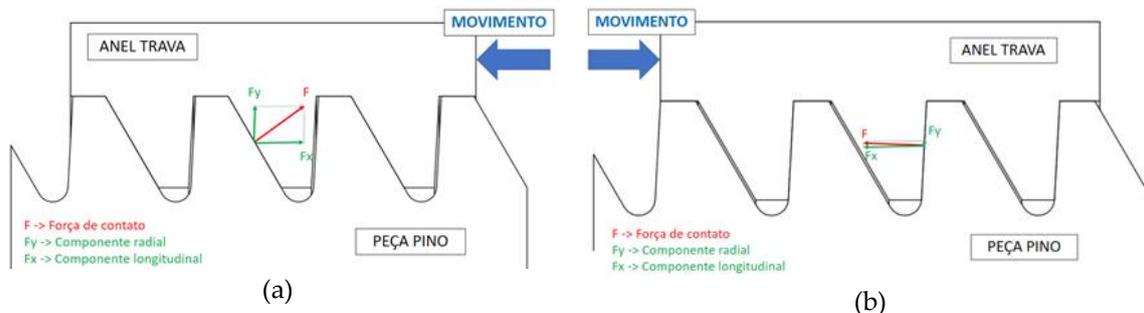


Figura 4. Forças de contato entre o anel trava e a peça pino: (a) Contato no flanco soquete e (b) Contato no flanco de carga

A geometria da rosca buttress é regida pela norma ASME B1.9, criada pela American Society of Mechanical Engineers (1973) e existem diversos perfis especificados, com diferentes angulações do flanco soquete e do flanco de carga, além de dimensões para altura do filete de rosca, passo e outros parâmetros. De acordo com Shigley e Mischke (1996), a rosca buttress é um tipo de rosca de potência e sua função principal é movimentar uma carga axial por uma determinada distância e em apenas um sentido (contra o flanco soquete).

Apesar da norma definir o dimensionamento do perfil de rosca buttress, o perfil real utilizado em aplicações práticas (como no caso do anel trava) pode variar um pouco por diversos motivos, como fatores estruturais, melhor geometria de encaixe, facilidade de usinagem, etc. O importante é manter um perfil de rosca para o anel trava que permita sua movimentação em apenas uma direção.

O objetivo deste trabalho é reduzir as tensões atuantes durante a fase de abertura de um anel trava através de modificações em sua geometria.

2. Materiais e Métodos

A peça pino (rosca externa) foi modelada como um corpo maciço não deformável. O anel trava foi modelado com geometria inicial próxima da peça que é utilizada em packers, com a rosca em formato revolucionado, não helicoidal, o que de acordo com López-Campos et al. (2018) não afeta o resultado de tensões. A Figura 5 apresenta uma vista isométrica. Foram estudadas três configurações de anel trava, com as diferenças entre elas listadas na Tabela 1. Entre as formas disponíveis para os dentes na norma ASME B1.9 foi escolhida a forma “dente de serra” com ângulos de 3° e 30°. As dimensões são mostradas na Figura 6.

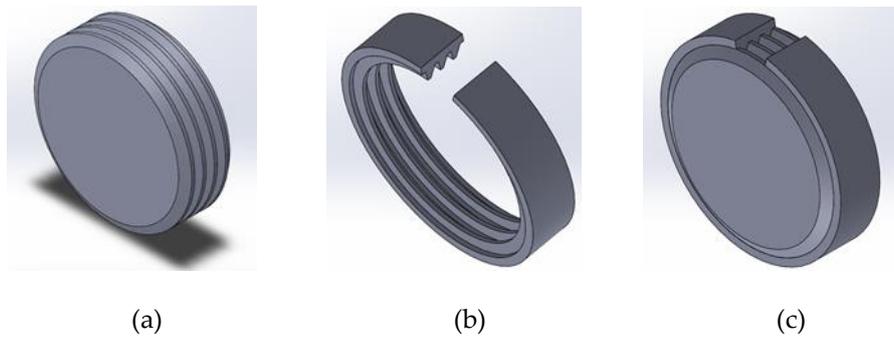


Figura 5. Modelagem 3D das peças. **(a)** peça pino; **(b)** anel trava; **(c)** Montagem

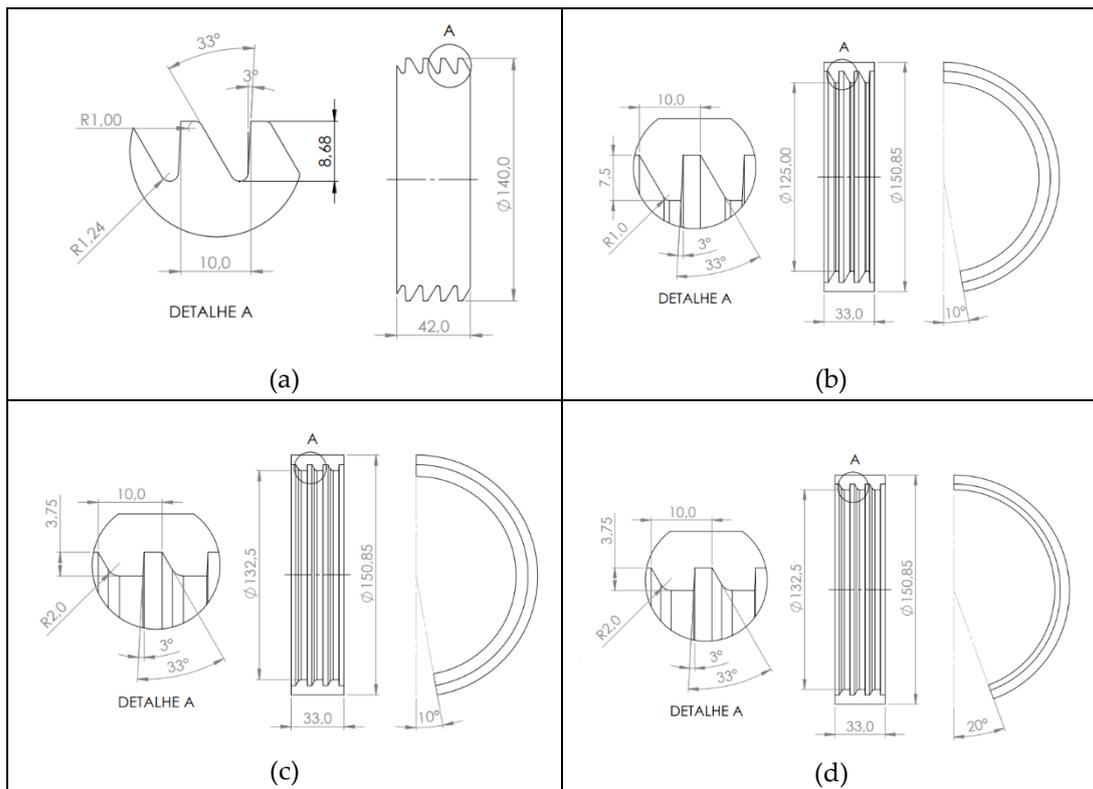


Figura 6. Configurações do Anel Trava. **(a)** Peça Pino; **(b)** Anel Trava – Config. 1; **(c)** Anel Trava – Config. 2 e **(d)** Anel Trava – Config. 3

Tabela 1. Configurações do anel trava.

Configuração	1	2	3
Características Geométricas	geometria de referência	redução na altura do filete de rosca de 7,5 mm para 3,75 mm	aumento no ângulo de rasgo de 20° para 40°, a partir da configuração 2

O material utilizado foi o aço AISI 4340 normalizado, que é amplamente utilizado para peças da indústria de óleo e gás, possuindo boa usinabilidade, boa resistência mecânica e boa resistência à abrasão e corrosão. A Tabela 2 apresenta as propriedades mecânicas deste metal.

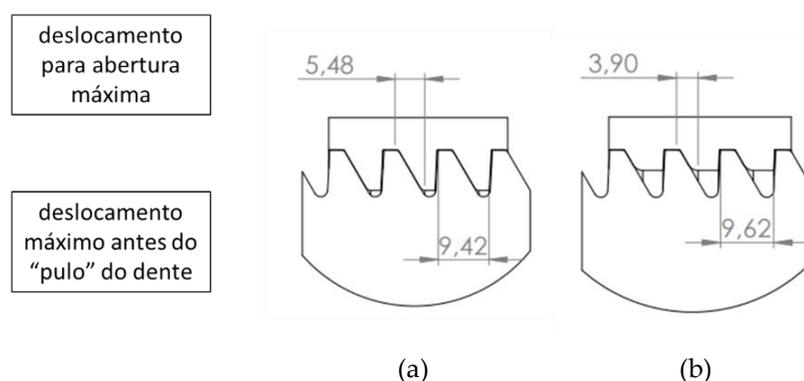
Tabela 2. Propriedades mecânicas do aço 4340 normalizado

Parâmetro	Valor
Massa específica (kg/m ³)	7850
Tensão Última à Tração (MPa)	1110
Tensão limite de Escoamento (MPa)	710
Módulo de Young (GPa)	205
Coefficiente de Poisson	0,32

As análises foram realizadas no software SOLIDWORKS® Simulation. O movimento da peça pino foi restringido e foi especificado um deslocamento axial de 10 mm para o anel trava (valor do passo da rosca). Foi utilizado o módulo de análise estática não-linear para considerar a não-linearidade geométrica devido às mudanças na região de contato entre as peças durante a abertura do anel.

3. Resultados

Os resultados para cada uma das configurações são apresentados a seguir. O foco das análises é obter a tensão máxima em cada configuração, que ocorre quando o anel trava está na posição de abertura máxima. Apesar do deslocamento longitudinal fornecido ter sido de 10 mm, para as geometrias estudadas o deslocamento máximo do anel antes que se inicie o movimento de fechamento do anel (ou seja, o “pulo” do dente) é um pouco menor. A Figura 7 indica o valor mínimo de deslocamento necessário para a abertura máxima do anel e o valor máximo de deslocamento permitido antes que se inicie o movimento de fechamento, que não foi capturado pelas análises.

**Figura 7.** Deslocamentos do anel trava para cada configuração: (a) config. 1 e (b) configs. 2 e 3

3.1. Configuração 1

A configuração 1 é a geometria de referência para o estudo. A Figura 8 mostra a posição deformada do anel trava em escala real, e é possível perceber que ocorreu a abertura máxima do anel. A evolução da tensão em função do deslocamento longitudinal do anel para o ponto de tensão máxima (tendo a última etapa como referência) é mostrada na Figura 14. Observa-se que um pouco antes da abertura máxima do anel (que ocorre com o deslocamento axial de 5,48 mm para a configuração 1) os valores de tensão passam a ser praticamente constantes (em torno de 3000 MPa). A simulação foi interrompida pelo software com um valor de deslocamento longitudinal de 8,51 mm e a tensão máxima de von Mises foi de 3015,5 MPa (acima do limite de escoamento do material de 710 MPa).

A Figura 9 mostra a vista explodida do anel trava com a plotagem dos níveis de tensão em duas escalas. A escala (a) é limitada pela tensão de escoamento, facilitando identificar as regiões com tensões acima do limite de escoamento e a escala (b) é limitada pela tensão máxima, facilitando identificar as regiões com maiores tensões.

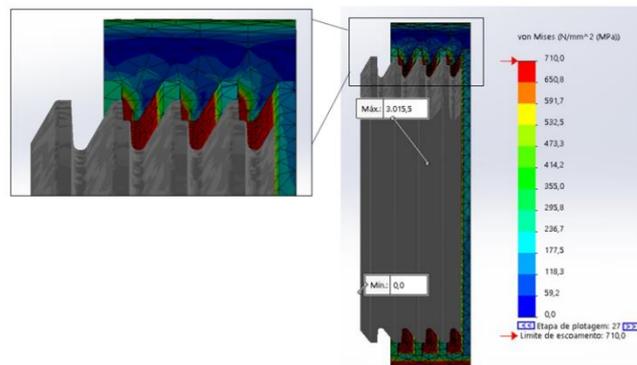


Figura 8. Níveis de tensão do anel trava com foco na posição deformada – configuração 1.

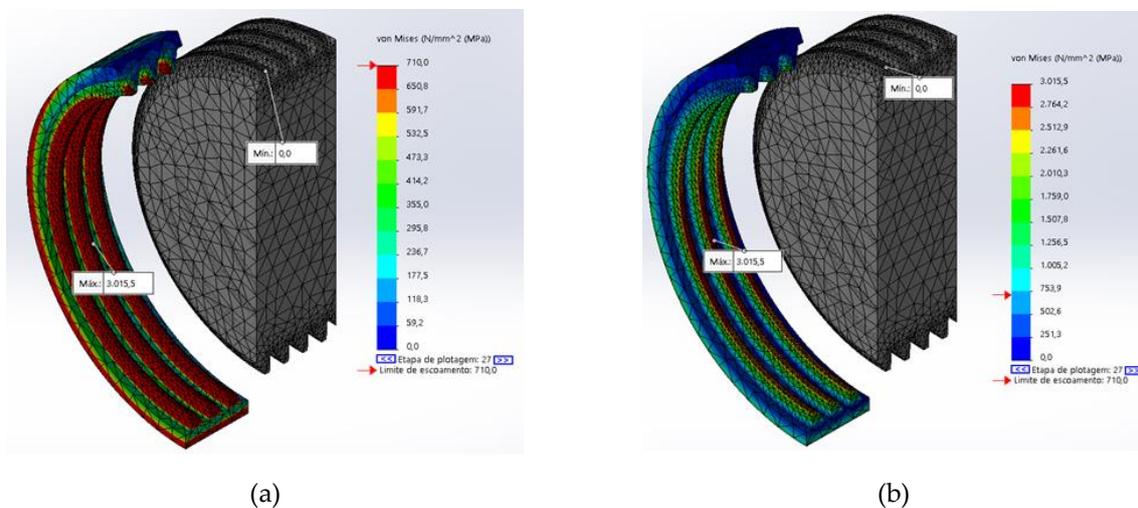


Figura 9. Níveis de tensão do anel trava – configuração 1. (a) Escala limitada pela Tensão de Escoamento (b) Escala limitada pela Tensão Máxima

3.2. Configuração 2

A configuração 2 possui a geometria com diminuição da altura do filete de rosca. Esta mudança na geometria diminui o deslocamento radial necessário para abertura máxima do anel trava. A Figura 10 mostra a posição deformada do anel trava em escala real. A evolução da tensão em função do deslocamento longitudinal do anel para o ponto de tensão máxima é mostrada na Figura 14. Observa-se que um pouco antes da abertura máxima do anel (que ocorre com o deslocamento axial de 3,90 mm para a configuração 2) os valores de tensão passam a ser praticamente constantes (1000 MPa). A simulação foi interrompida pelo software com um valor de deslocamento longitudinal de 8,90 mm e a tensão máxima de von Mises foi de 1005,7 MPa (acima do limite de escoamento - 710 MPa).

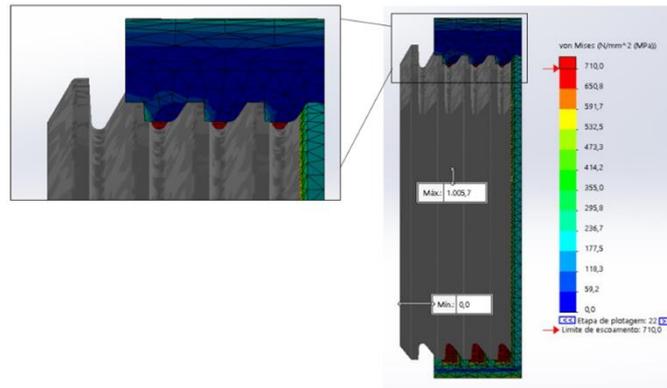


Figura 10. Níveis de tensão do anel trava com foco na posição deformada - configuração 2.

A Figura 11 mostra a vista explodida do anel trava com a plotagem dos níveis de tensão nas duas escalas. É possível observar na Figura 11 (a) uma redução nas regiões em vermelho comparando-se com os resultados da configuração 1. Além disso, o valor de tensão máxima foi reduzido em cerca de 67%, para uma redução na altura do filete de rosca de 50% (de 7,5 mm para 3,75 mm).

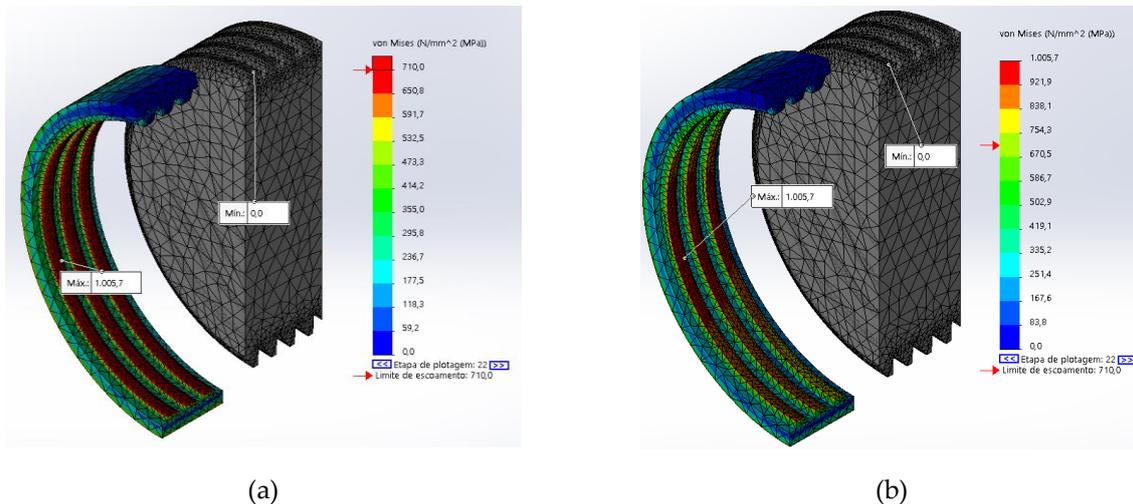


Figura 11. Níveis de tensão do anel trava – configuração 2. (a) Escala limitada pela Tensão de Escoamento (b) Escala limitada pela Tensão Máxima

3.3. Configuração 3

A configuração 3 utiliza a configuração do anel trava com acréscimo no ângulo de rasgo. O fenômeno de abertura do anel trava pode ser visto como uma flexão de viga curva, de forma simplificada, e o aumento desse ângulo do rasgo diminui o comprimento da viga curva que está sob efeito de flexão. A Figura 12 mostra a posição deformada do anel trava.

A evolução da tensão em função do deslocamento longitudinal do anel para o ponto de tensão máxima é mostrada na Figura 14. Observa-se que um pouco antes da abertura máxima do anel (que ocorre com o deslocamento axial de 3,90 mm para a configuração 3) os valores de tensão passam a ser praticamente constantes (em torno de 970 MPa). A simulação foi interrompida pelo software com um valor de deslocamento longitudinal próximo de 9,5 mm e a tensão máxima de von Mises foi de 975,4 MPa (acima do limite de escoamento - 710 MPa).

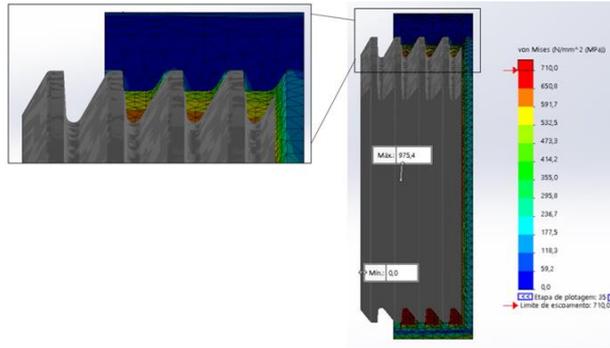


Figura 12. Níveis de tensão do anel trava com foco na posição deformada – configuração 3.

A Figura 13 mostra a vista explodida do anel trava com a plotagem dos níveis de tensão nas duas escalas. A Fig. 13a) não indica uma redução na região em vermelho em comparação com a configuração 2. Além disso, o valor de tensão máxima foi reduzido apenas em 3% para um aumento de 100% no ângulo do rasgo (de 20° para 40°), o que indica que essa modificação não foi eficiente na redução da tensão máxima.

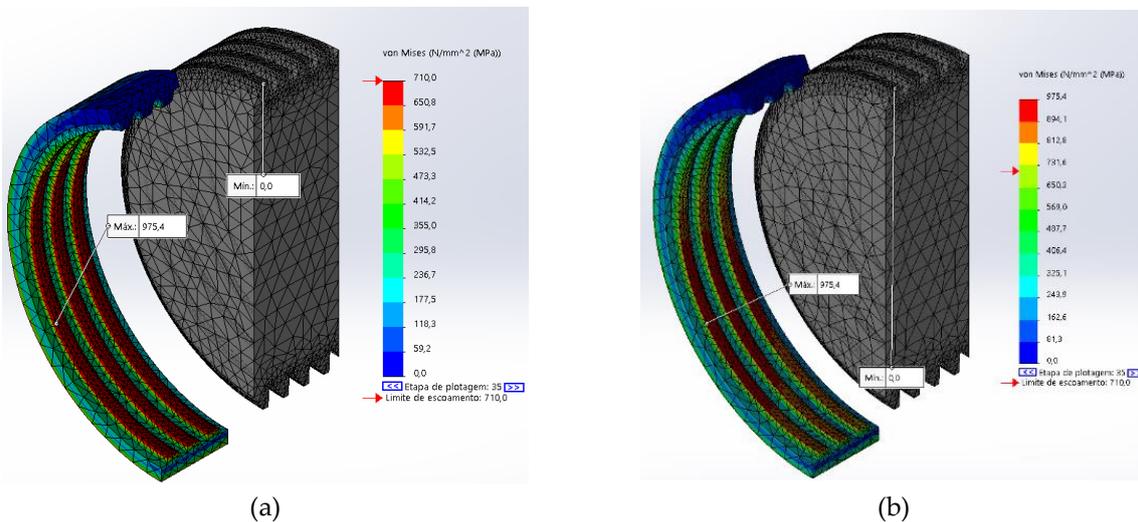


Figura 13. Níveis de tensão do anel trava – configuração 3. (a) Escala limitada pela Tensão de Escoamento (b) Escala limitada pela Tensão Máxima

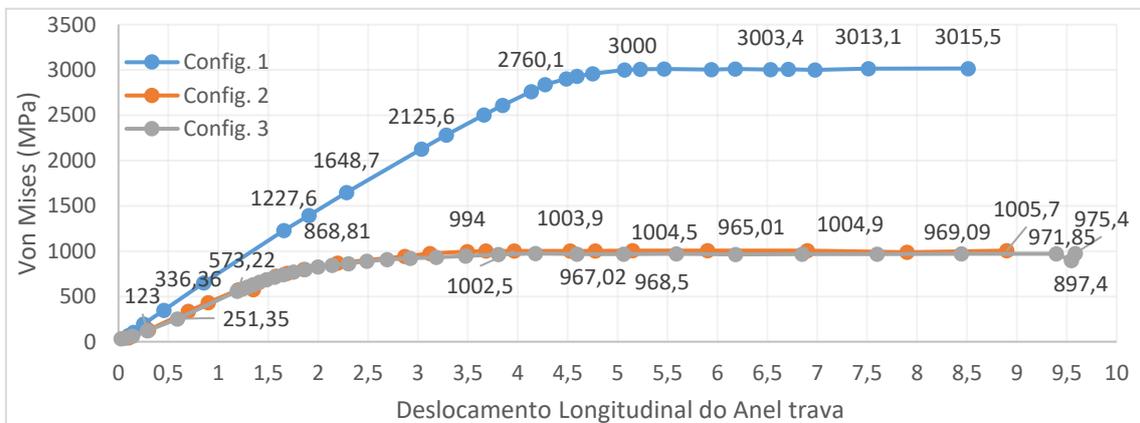


Figura 14. Curva de resposta de tensão para o ponto de tensão máxima.

3.4. Comparativo de Tensões e Coeficientes de Segurança

A Tabela 3 apresenta um comparativo das tensões máximas e dos coeficientes de segurança (com base na tensão limite de escoamento) para as configurações estudadas. Observa-se que mesmo com a redução significativa de tensões obtida com a configuração 2, a tensão máxima continua excedendo a tensão limite de escoamento do material, o que implica em um coeficiente de segurança menor do que 1,0.

Tabela 3. Comparativo de tensões e coeficientes de segurança.

Configuração	1	2	3
Tensão Máxima de Von Misses (MPa)	3015,5	1005,7	975,4
Redução de tensão com relação à configuração anterior (%)	---	-66,6 %	-3,0 %
Coeficiente de Segurança	0,24	0,71	0,73

O fato da peça pino ter sido modelada como um corpo rígido faz com que todos os esforços sejam suportados pelo anel trava. Em uma modelagem mais realista, os esforços seriam distribuídos entre os dentes da peça pino e do anel trava, promovendo redução adicional de tensões. No entanto, mesmo com essa simplificação conseguiu-se obter uma geometria para o anel trava que fornece uma redução significativa de tensões em relação à geometria de referência.

3.5. Cálculo da Força Máxima no Flanco de Carga

O trabalho de Souza Neto (2021) apresenta a avaliação da possível redução na capacidade de carga do anel trava devido às modificações propostas. A capacidade de carga é definida como a força que o anel trava suporta quando é solicitado no sentido do movimento bloqueado (carregamento no flanco de carga). Foi desenvolvido um equacionamento teórico e calculada a capacidade de carga considerando-se a tensão axial atuando no corpo do anel trava e a tensão de cisalhamento atuando na base dos filetes de rosca, assumindo-se um fator de segurança unitário. A capacidade de carga é dada pela condição mais crítica.

A Tabela 4 mostra as forças máximas suportadas para todas as configurações e observa-se que a condição mais crítica ocorre para tensão axial. Observa-se ainda que não existe queda na capacidade de carga entre as configurações 1 e 2, indicando que a alteração na altura do filete de rosca não reduziu a capacidade de carga do anel trava. Esse fato valida a eficiência dessa modificação de geometria, já que a tensão máxima foi reduzida em 67%. Por fim, é importante destacar que a capacidade de carga pode ser um fator determinante no projeto de um anel trava, podendo inviabilizar algumas modificações geométricas.

Tabela 5. Força Máxima Aplicável no Flanco de Carga.

Configuração	1	2	3
Força Máx. – Tensão Axial (kN)	1662,0		1564,2
Força Máx. – Tensão de Cisalhamento (kN)	3378,0	2320,4	2183,9
Força Máx. Aplicável (kN)	1662,0	1662,0	1564,2

4. Conclusões

Foram analisadas três configurações geométricas para o anel trava de um packer para exploração de petróleo, com o intuito de reduzir as tensões atuantes na peça. A configuração 1, utilizada como referência, possui dentes de rosca do tipo buttress baseadas na norma ASME B1.9. A configuração 2 possui uma redução de 50% na altura do filete de rosca e a configuração 3 apresenta a mesma redução na altura do filete de rosca juntamente com o aumento do ângulo de rasgo de 20° para 40°. A configuração 2 mostrou uma redução de tensões em torno de 67%, ao passo que o aumento no ângulo do rasgo forneceu uma redução adicional de apenas 3%. Além disso, foi apresentado um estudo complementar que indica que a configuração 2 não apresenta redução na capacidade de carga do anel carga, sendo portanto uma solução bastante interessante para promover a redução de tensões.

Referências

1. Souza Neto, N. J. Análise não-linear de tensões do anel trava de um obturador e melhoria de sua geometria de rosca, Trabalho de Conclusão de Curso (Engenharia Mecânica), Escola Politécnica, UFBA, 2021, 77p.
2. Gaudarde, G. *Operadoras estimam aportes de R\$ 5,4 bi em exploração para 2021*. EPBR, 12 de jan. de 2021. Disponível em: < <https://epbr.com.br/operadoras-estimam-aportes-de-r-54-bi-em-exploracao-para-2021/>>. Acesso em: 20 de abr. de 2021.
3. NORSOK Standards. NORSOK D-010: Well integrity in drilling and well operations. Noruega, 2004, 158 p.
4. Bellarby, J. *Well Completion Design*. 1st ed. Developments in Petroleum Science, Vol. 56, Amsterdam: Elsevier Science, 2009. 726 p.
5. Vignes, B.; Aadnoy, B. S. Well-integrity issues offshore norway. *SPE/IADC Drilling Conference*. Orlando, 2008, 4-6 March.
6. Patel, H.; Salehi, S.; Ahmed, R.; Teodoriu, C. Review of elastomer seal assemblies in oil & gas wells: Performance evaluation, failure mechanisms, and gaps in industry standards. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, v.179, pp. 1046-1062, 2019.
7. Zhang, H. et al. Simulation analysis of mechanical properties of key seating and bearing components of multistage water injection packer. *IOP Conference Series: Earth and Environmental Science* 859, 012014, 2021.
8. Tang, Y.; Sun, P.; Wang, G.; Li, W. Analysis of pressure-bearing performance and optimization of structural parameters of the slip in a compression packer. *Science Progress*, 2019, 19p.
9. American Society of Mechanical Engineers. ASME B1.9-1973: Buttress Inch Screw Threads 7 deg. /45 deg. Form with 0.6 Pitch Basic Height of Thread Engagement, 1973. 36 p.
10. Shigley, J. E.; Mischke, C. R. *Standard Handbook of Machine Design*. 2nd ed. New York: McGraw-Hill, 1996. 1716 p.
11. López-Campos, J.A. et. al. Finite Element Study of a Threaded Fastening: The Case of Surgical Screws in Bone. *Symmetry*, Vol. 10, No. 8, Agosto, 2018.