

AVALIAÇÃO NUMÉRICA DA VIDA EM FADIGA E COMPORTAMENTO ESTRUTURAL DO AÇO 51CRV4 (AISI 6150) SOB FLEXÃO

Felipe Dantas dos Santos¹, Ellen Gomes Silva¹, Gleenda Thainá Souza de Oliveira¹,
Bismarck Luiz Silva¹

¹Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Natal, Brasil
(felipe.santos.119@ufrn.edu.br)

Resumo: Ferramentas manuais estão sujeitas à flexão e à fadiga durante o uso. Este trabalho avaliou numericamente o comportamento estrutural e a vida em fadiga de uma chave de boca em aço AISI 6150/51CrV4. Simulações pelo método dos elementos finitos no ANSYS Mechanical consideraram forças de 150 a 800 N. Até 300 N, a condição foi segura; em 500 N, a fadiga tornou-se crítica; acima de 600 N, ocorreu escoamento. Conclui-se que a fadiga pode limitar o componente antes da falha estática.

Palavras-chave: Método dos elementos finitos; Chave de boca; AISI 6150; Vida em fadiga; Fator de segurança

INTRODUÇÃO

Ferramentas manuais destinadas ao aperto e desaperto de elementos roscados operam extensivamente em rotinas de fabricação, montagem e manutenção mecânica (Li *et al.*, 2026). Nessa categoria, a chave de boca atua transferindo a força do operador para o elemento de fixação por meio de um braço de alavanca (Pheasant e O'Neill, 1975). Durante o uso, a haste da ferramenta sofre predominante solicitação à flexão, enquanto as interfaces de contato e as mudanças de seção transversal concentram os campos de tensão (Ang, 2022; Delgado-Bejarano *et al.*, 2024). O dimensionamento destes componentes exige elevada rigidez, resistência mecânica e durabilidade estrutural, visto que deformações macroscópicas desalinham o encaixe e inviabilizam a transferência efetiva de torque (Nurhuda *et al.*, 2026; Shih e Wang, 1996). Concomitantemente, as zonas de concentração de tensão atuam como sítios preferenciais para o acúmulo de dano local e a consequente falha estrutural da ferramenta (Hazizi *et al.*, 2023; Vukelić *et al.*, 2019).

O carregamento transmitido por uma ferramenta manual decorre da força muscular do operador e de fatores ergonômicos, como a postura corporal, a orientação do punho, a geometria do cabo e a duração das aplicações. Mital e Channaveeraiah (1988) demonstraram que a capacidade de torque no uso de chaves varia em função dessas condições operacionais. Shih e Wang (1996) constataram resultados equivalentes, confirmando que a forma do cabo e a interface mão-ferramenta afetam o torque aplicado. Em condições reais de operação, portanto, a ferramenta recebe diferentes intensidades e

seqüências de carga, que incluem esforços repetitivos e picos superiores às solicitações nominais de projeto (Mital e Channaveeraiah, 1988; Shih e Wang, 1996).

Sob carregamento crescente, a resposta da chave resulta no aumento dos deslocamentos e das tensões internas, cuja distribuição obedece à geometria e às restrições de apoio. A tensão equivalente de von Mises é utilizada na avaliação de materiais metálicos dúcteis, pois reduz o estado multiaxial de tensões a uma grandeza escalar que pode ser comparada com o limite de escoamento do material (Budynas e Nisbett, 2015; Pérez-González *et al.*, 2011). Como a distribuição de tensões não é uniforme, mudanças de largura, raios de concordância e aberturas alteram o campo de tensões e favorecem a formação de regiões críticas. Vukelić *et al.* (2019), ao investigarem a falha de um adaptador para chave hidráulica, relacionaram a fratura à combinação entre sobrecarga e descontinuidade geométrica. O estudo mostra que a segurança desse tipo de componente não pode ser discutida sem considerar, ao mesmo tempo, forma, carregamento e localização dos picos de tensão.

A verificação estática baseada apenas no limite de escoamento é insuficiente para dimensionar uma ferramenta submetida a operações repetidas de aperto e desaperto, visto que a falha pode ocorrer sob tensões inferiores à resistência monotônica do material (Dowling, 2012). Nesses casos, o carregamento cíclico pode promover a nucleação e a propagação de trincas, sobretudo em regiões de descontinuidade geométrica (Taylor, 2007; Hazizi *et al.*, 2023). A presença de entalhes amplifica as tensões locais e reduz o número de ciclos até a falha do componente (Hazizi *et al.*, 2023). No aço 51CrV4, a geometria do entalhe intensifica o campo de



tensões e diminui a resistência do material, o que impõe a consideração dos efeitos de concentração de tensões e da tensão média na previsão de vida útil (Gomes *et al.*, 2025a).

Na abordagem tensão-vida (*Stress Life*), as curvas S-N relacionam a amplitude de tensão ao número de ciclos até a falha. Conforme Bannantine *et al.* (1990), a abordagem tensão-vida pressupõe que a resposta do componente se mantenha no regime elástico. Essa característica direciona o uso do método à previsão da fadiga de alto número de ciclos, regime em que as tensões operam abaixo do limite de plasticidade (Golahmar *et al.*, 2022). Dada a não linearidade dessa relação, aumentos discretos na tensão causam reduções de várias ordens de grandeza na vida útil prevista. Quando a tensão média é diferente de zero, essa relação precisa ser corrigida. Entre os modelos disponíveis, o critério de Goodman é utilizado para representar a influência de uma tensão média trativa sobre a resistência à fadiga. O software ANSYS Mechanical calcula a tensão alternada equivalente integrando o estado multiaxial e o efeito da tensão média. Na análise numérica, o estado multiaxial obtido na solução estrutural é convertido em uma tensão alternada equivalente. Em seguida, essa grandeza é corrigida de acordo com a teoria de tensão média selecionada e relacionada à curva S-N do material. A partir desse procedimento, estimam-se a vida disponível, o dano acumulado e o fator de segurança para uma vida de projeto definida. No ANSYS Mechanical, essas etapas são executadas pelo módulo de fadiga com base no tipo de carregamento, no componente de tensão e no modelo de correção escolhidos pelo usuário (Ansys, 2025).

Os aços ligados ao cromo e vanádio combinam alta resistência mecânica e tenacidade sob carregamentos cíclicos (Chapetti, 2023; James *et al.*, 2022). O grau 51CrV4, equivalente ao AISI 6150, compõe molas, elementos de suspensão, engrenagens e eixos sujeitos a flexão e repetição de cargas (Han *et al.*, 2020; Li *et al.*, 2013). Gomes *et al.* (2024) caracterizaram as propriedades monotônicas e cíclicas desse aço e registraram alterações de resposta sob carregamento repetido. O estudo indica que os dados obtidos em ensaios monotônicos falham em descrever a resposta cíclica com exatidão, pois o material sofre endurecimento, amolecimento, relaxação da tensão média e evolução nas curvas de histerese (Gomes *et al.*, 2024).

Em investigação subsequente sobre o aço 51CrV4, Gomes *et al.* (2025b) mapearam a fadiga desde o regime de alto número de ciclos (HCF) até o de muito alto número de ciclos (VHCF), sob flexão rotativa e tração-compressão. O nível de tensão determinou o mecanismo de iniciação das trincas, onde cargas maiores geraram múltiplas fraturas, enquanto cargas menores ativaram nucleações

superficiais ou propagação a partir de inclusões internas não metálicas. O material possui microestrutura de martensita revenida, estabelecida por parâmetros de têmpera e revenimento. Os resultados, portanto, correspondem àquela condição metalúrgica e não devem ser transferidos indistintamente para qualquer peça identificada apenas como AISI 6150 ou 51CrV4, já que diferenças de tratamento térmico, fabricação e acabamento alteram a resposta mecânica (Gomes *et al.*, 2025b).

O tratamento térmico define a microestrutura e, por consequência, a resistência monotônica e cíclica dos aços ao cromo-vanádio. A têmpera em óleo seguida de revenimento confere ao aço 51CrV4 uma matriz de martensita revenida, determinando as propriedades de dureza, limite de escoamento e tenacidade (Gomes *et al.*, 2024). Variações nas condições de austenitização, têmpera e revenimento modificam o tamanho de grão, a descarbonetação superficial e a morfologia da martensita, alterando a resistência mecânica e os mecanismos de iniciação e propagação de trincas. Quando inadequados, esses parâmetros podem reduzir a tenacidade e favorecer mecanismos frágeis de fratura (Lee *et al.*, 1997; Li *et al.*, 2013; Gomes *et al.*, 2024).

A resistência à fadiga não depende apenas da amplitude do carregamento, sendo também influenciada pelo acabamento superficial, pelas tensões residuais e pelas descontinuidades microestruturais do material (ASM Handbook Committee, 1996). Superfícies mais rugosas e tensões residuais trativas favorecem a concentração de tensões e a iniciação de trincas, enquanto tensões residuais compressivas podem retardar esse processo (Kuhn; Medlin, 2000; Dowling; Kampe; Kral, 2019). Além disso, inclusões não metálicas, como sulfetos de manganês, silicatos e óxidos de alumínio, podem atuar como concentradores locais de tensão, sobretudo quando apresentam maior tamanho, morfologia alongada ou localização próxima à superfície, favorecendo a nucleação e a propagação inicial de trincas por fadiga (Suresh, 1998; Kuhn; Medlin, 2000; Dowling; Kampe; Kral, 2019; ASM Handbook Committee, 1996; Chapetti *et al.*, 2023; Gomes *et al.*, 2025b). Por isso, as propriedades inseridas em um modelo numérico devem ser compatíveis com a condição metalúrgica descrita na fonte. As conclusões permanecem vinculadas a esse conjunto de propriedades e não a uma designação genérica do aço.

O método dos elementos finitos oferece recursos para examinar essa resposta em geometrias nas quais as tensões variam de forma acentuada ao longo do corpo. A discretização permite calcular deslocamentos, tensões e regiões críticas sem reduzir a ferramenta a uma seção idealizada. Mesmo quando

a força externa é aplicada em uma única direção, entalhes, mudanças de seção e restrições locais podem gerar estados multiaxiais. A solução estrutural pode então alimentar o modelo de fadiga, estabelecendo uma relação direta entre força aplicada, tensão alternada equivalente, vida prevista, dano e fator de segurança (Hazizi *et al.*, 2023; Ansys, 2025).

Estudos ergonômicos e mecânicos quantificam a capacidade humana de aplicação de torque, o impacto do formato dos cabos (Kong *et al.*, 2007; Shih e Wang, 1996) e os micromecanismos de fratura do aço 51CrV4 sob carregamento cíclico (Gomes *et al.*, 2024). Inexiste, no entanto, a determinação de como a variação da força imposta pelo operador altera simultaneamente a resposta estática e a durabilidade de ferramentas manuais em serviço. O cruzamento analítico do deslocamento total, da tensão equivalente de von Mises e das métricas preditivas de fadiga mapeia com exatidão a transição entre os regimes de operação segura, limítrofe e crítica.

Nesse contexto, o presente trabalho avalia numericamente o comportamento estrutural e a resistência à fadiga de uma chave de boca modelada com propriedades do aço AISI 6150/51CrV4 e submetida a forças entre 150 e 800 N. A resposta mecânica é caracterizada por meio do deslocamento total, da tensão equivalente de von Mises e da tensão alternada equivalente, enquanto o desempenho cíclico é avaliado pela vida em fadiga, pelo dano acumulado e pelo fator de segurança para vidas de projeto de 10^5 e 10^6 ciclos. O estudo busca caracterizar a evolução da resposta estrutural com o aumento da força, identificar a transição entre regimes seguro, limítrofe e crítico, e avaliar se condições ainda admissíveis em relação ao limite de escoamento podem apresentar margem de segurança insuficiente sob o critério de fadiga.

MATERIAL E MÉTODOS

O comportamento estrutural e a resistência à fadiga da chave de boca foram avaliados pelo método dos elementos finitos (MEF), processado no software ANSYS Mechanical 2026R1. A formulação matemática discretiza o domínio contínuo da ferramenta em elementos interconectados por nós (Bathe, 1996; Zienkiewicz *et al.*, 2013), mapeando a resposta mecânica sob restrições físicas precisas. A modelagem obedeceu a um fluxo integrado. A etapa estática quantificou os campos de deslocamento e o estado multiaxial de tensões decorrente da força aplicada. Na sequência, o módulo de fadiga extraiu esses tensores elásticos para calcular a tensão alternada equivalente. Com base na abordagem tensão-vida, o algoritmo projeta a vida útil, o dano cumulativo e o fator de segurança para horizontes de

10^5 e 10^6 ciclos (Ansys, 2025; Engineering Shield, 2025).

Foram simuladas oito condições de carregamento, correspondentes a forças máximas de 150, 200, 300, 400, 500, 600, 700 e 800 N. A geometria, o material, a região de aplicação da força e as restrições foram mantidos inalterados, permitindo avaliar isoladamente a influência da magnitude do carregamento sobre a resposta estrutural e a resistência à fadiga.

Geometria do componente

O modelo representou a chave de boca como um corpo sólido contínuo tridimensional. O design estabeleceu uma distância (L) de 90,7272 mm entre a região de restrição (encaixe do parafuso) e a linha de ação da força imposta pelo operador. Essa dimensão atua como o braço de alavanca efetivo na transferência do momento torsor (Pheasant e O'Neill, 1975). A seção central do cabo possui 10,05 mm de largura (w) e 2,20 mm de espessura (t), conforme os parâmetros dimensionais consolidados na Tabela 1. As representações visuais da geometria evidenciam a região restringida, a superfície carregada, o vetor de força (A) e a região fixada (b), Figura 1.

Tabela 1 – Dimensões principais da geometria

Parâmetro	Símbolo	Valor (mm)
Distância entre a restrição e a aplicação da força	L	90,7272
Largura do cabo	w	10,05
Espessura da chave	t	2,20

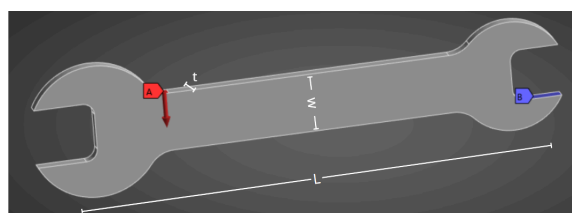


Figura 1 – Modelo geométrico da chave de boca

Propriedades do material

A modelagem computacional incorporou as propriedades do aço ao cromo-vanádio 51CrV4, equivalente industrial ao grau AISI 6150. A caracterização experimental que fundamenta o modelo numérico provém de Gomes *et al.* (2024). Na referida pesquisa, o material sofreu têmpera em óleo a 850 °C por 40 minutos e revenimento a 450 °C por 90 minutos. Esse processo térmico estabeleceu uma microestrutura predominantemente martensítica revenida com retenção de austenita.

A partir dessa condição metalúrgica, Gomes *et al.* (2024) extraíram o módulo de elasticidade de $200,54 \pm 6,02$ GPa, o limite de escoamento a 0,2% de $1271,48 \pm 53,32$ MPa e a resistência última de $1438,35 \pm 73,84$ MPa. A simulação adotou os valores médios dessas grandezas.

A densidade e o coeficiente de Poisson foram adotados como 7800 kg/m^3 e 0,30, respectivamente, valores típicos apresentados em ficha técnica do 51CrV4 (Han *et al.*, 2020; James *et al.*, 2022; Ovako, 2025). As propriedades do material empregada na simulação podem ser vistas na Tabela 2.

A relação constitutiva do material foi representada por um modelo isotrópico linear elástico, Equação 1:

$$\sigma = D\varepsilon \quad (1)$$

em que σ é o tensor de tensões, ε é o tensor de deformações e D é a matriz constitutiva elástica, definida pelo módulo de elasticidade E e pelo coeficiente de Poisson ν (Bathe, 1996; Zienkiewicz; Taylor; Zhu, 2013).

Tabela 2 – Propriedades empregadas no modelo numérico

Propriedade	Símbolo	Valor adotado	Unidade	Referência
Densidade	ρ	7800	kg/m^3	Ovako (2025); Han <i>et al.</i> (2020); James <i>et al.</i> (2022)
Módulo de elasticidade	E	200,54	GPa	Gomes <i>et al.</i> (2024)
Coefficiente de Poisson	ν	0,30	—	Han <i>et al.</i> (2020); James <i>et al.</i> (2022); Ovako (2025)
Limite de escoamento a 0,2%	S_y	1271,48	MPa	Gomes <i>et al.</i> (2024)
Resistência última à tração	S_{ut}	1438,35	MPa	Gomes <i>et al.</i> (2024)
Coefficiente do modelo S–N	A	1904,76	MPa	Gomes <i>et al.</i> (2025b)
Expoente do modelo S–N	b	–0,0703	—	Gomes <i>et al.</i> (2025b)
Vida máxima inserida na curva	N_{max}	10^9	ciclos	Configuração do modelo
Fator de resistência à fadiga	—	1,0	—	Configuração do Fatigue Tool

Como o tratamento térmico define diretamente a microestrutura, o limite de escoamento e a tolerância ao dano cíclico, os resultados numéricos refletem estritamente a condição metalúrgica descrita. Por

consequência, a resposta estrutural mapeada não se aplica indiscriminadamente a componentes com a mesma designação comercial (51CrV4 ou AISI 6150) fabricados sob rotinas de têmpera, revenimento ou acabamento de superfície distintas (Gomes *et al.*, 2024; Gomes *et al.*, 2025b).

Formulação do modelo de elementos finitos

Após a discretização do domínio, o sistema global de equilíbrio estrutural foi representado conforme a Equação 2:

$$Ku = F \quad (2)$$

em que K é a matriz global de rigidez, u é o vetor de deslocamentos nodais e F é o vetor global de forças. As deformações elementares foram determinadas a partir dos deslocamentos, Equação 3:

$$\varepsilon = Bu \quad (3)$$

em que B é a matriz que relaciona os deslocamentos nodais às deformações. As tensões foram obtidas pela aplicação da relação constitutiva apresentada na Equação 1 (Bathe, 1996; Zienkiewicz; Taylor; Zhu, 2013).

A malha computacional foi gerada no ANSYS Mechanical com preferência física definida como *Mechanical* e ordem dos elementos controlada automaticamente pelo programa. Foi aplicado um controle de dimensionamento ao corpo completo, com tamanho nominal de elemento igual a $1,0 \text{ mm}$ e comportamento *Soft*, permitindo ajustes locais automáticos quando necessários para acomodar a geometria. Adicionalmente, utilizou-se o recurso *Mapped Face Meshing* em uma das faces selecionadas, de modo a favorecer uma distribuição mais regular dos elementos nessa região, conforme apresentado na Figura 2.

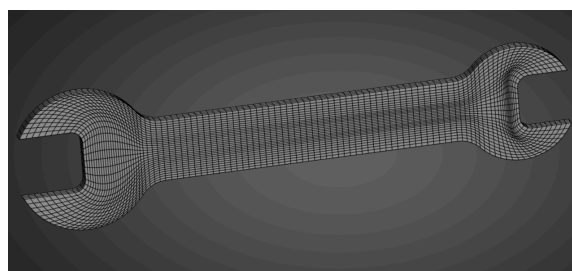


Figura 2 – Malha computacional adotada

A discretização também empregou estratégia adaptativa, resolução de nível 2, transição rápida e suavização média. Para corpos varriáveis, foi utilizado o método *Sweep*, enquanto a geração das superfícies seguiu a configuração *Prime Quad Dominant*. A malha final foi composta por 46.898 nós e 9.090 elementos. Não foram aplicadas camadas de inflação.

A qualidade da malha foi verificada automaticamente pelo software, com limites de erro definidos como *Aggressive Mechanical*. Essas configurações

documentam a discretização empregada nas simulações e o refinamento adotado no corpo e na face selecionada.

Condições de contorno e carregamentos

Uma das bocas da chave foi restringida por meio da condição Fixed Support (Figura 1 região B), enquanto a força foi aplicada na boca oposta (Figura 1 região A). A superfície, a área e a direção da força foram mantidas constantes em todas as simulações.

Para um modelo composto por elementos sólidos, a condição de apoio fixo impõe deslocamentos nulos nas três direções, Equação 4:

$$u_x = u_y = u_z = 0 \quad (4)$$

Os elementos sólidos não apresentam graus de liberdade rotacionais independentes; assim, a rotação da região é impedida pela restrição dos deslocamentos nodais. As condições de contorno adotadas na simulação são expostas na Tabela 3.

Tabela 3 – Condições de contorno da análise estrutural

Item	Configuração
Sistema de análise	<i>Static Structural</i>
Geometria	Corpo sólido tridimensional
Modelo constitutivo	Isotrópico linear elástico
Região restringida	Superfícies de uma das bocas
Restrição	<i>Fixed Support</i>
Deslocamentos restringidos	$u_x = u_y = u_z = 0$
Região carregada	Boca oposta à restrição
Carregamento	<i>Force</i>
Direção da força	Mantida constante
Forças simuladas	150, 200, 300, 400, 500, 600, 700 e 800 N
Resultados estruturais	Deslocamento total e tensão equivalente de von Mises

Deslocamento total e tensão equivalente de von Mises

O deslocamento total foi determinado pela norma do vetor de deslocamentos, conforme a Equação 5:

$$u_{tot} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2 + u_z^2} \quad (5)$$

em que u_x , u_y e u_z são os deslocamentos nas direções cartesianas.

Para avaliar o estado multiaxial de tensões em um material dúctil, utilizou-se a tensão equivalente de von Mises, de acordo com a Equação 6:

$$\sigma_{vM} = \sqrt{\frac{[(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)}{2}} \quad (6)$$

A tensão equivalente reduz o estado multiaxial a uma grandeza escalar que pode ser comparada ao limite de escoamento do material (Budynas; Nisbett, 2015; Dowling, 2012).

O fator de segurança em relação ao escoamento foi expresso seguindo a Equação 7:

$$FS_y = \frac{S_y}{\sigma_{vM,max}} \quad (7)$$

em que S_y é o limite de escoamento e $\sigma_{vM,max}$ é a maior tensão equivalente obtida no modelo.

Modelo tensão-vida

A resistência à fadiga foi avaliada pelo método tensão-vida, ou Stress Life, indicado principalmente para condições em que a resposta do componente permanece predominantemente elástica e a fadiga ocorre no regime de alto número de ciclos (Bannantine; Comer; Handrock, 1990; Dowling, 2012).

Para essa abordagem, o *ANSYS Mechanical* exige a definição de uma curva S–N no material, empregando-a no cálculo da vida, do dano e do fator de segurança (Ansys, 2025).

A relação entre a amplitude de tensão e o número de ciclos até a falha foi representada pelo modelo de Basquin, Equação 8:

$$\sigma_a = AN_f^b \quad (8)$$

em que σ_a é a amplitude de tensão; N_f é o número de ciclos até a falha; A é o coeficiente de resistência à fadiga; b é o expoente da curva S–N.

Com os parâmetros adotados, Equação 9:

$$\sigma_a = 1904,76 N_f^{-0,0703} [MPa] \quad (9)$$

A vida pode ser determinada pela inversão da relação, Equação 10:

$$N_f = \left(\frac{\sigma_a}{A} \right)^{1/b} \quad (10)$$

parâmetros foram obtidos do modelo combinado de Basquin apresentado por Gomes *et al.* (2025b), construído com resultados de ensaios de flexão rotativa e tração-compressão realizados sob razão de tensão $R = -1$, abrangendo os regimes HCF e VHCF. Entretanto, Gomes *et al.* (2025b) observaram que o ajuste combinado apresentou coeficiente de determinação de 0,43 e não representou os resultados próximos ao limite de fadiga, região na qual um modelo probabilístico de Castillo–Fernández-Canteli (CFC) baseado em distribuição de Weibull forneceu melhor ajuste. Assim, a curva de Basquin foi

empregada neste estudo como uma representação determinística compatível com a abordagem *Stress Life* do ANSYS, e os resultados não devem ser interpretados como uma estimativa probabilística do limite de fadiga.

Razão de tensão e carregamento *Zero-Based*

A razão de tensão é definida conforme Equação 11:

$$R = \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \quad (11)$$

No carregamento *Zero-Based*, a tensão varia entre zero e o valor máximo. As tensões média, Equação 12, e alternada, Equação 13, são calculadas por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} \quad (12) \quad \sigma_a = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (13)$$

Para $R = 0$, Equação 14, temos:

$$\sigma_m = \sigma_a = \frac{\sigma_{\max}}{2} \quad (14)$$

A definição de curvas S–N segundo diferentes razões de tensão e a caracterização de $R = -1$ como carregamento completamente alternado e $R = 0$ como carregamento baseado em zero são previstas pelo módulo de fadiga do *ANSYS Mechanical* (Ansys, 2025).

Correção da tensão média

Como a curva S–N foi obtida sob $R = -1$, enquanto o carregamento da chave foi configurado como *Zero-Based*, o efeito da tensão média positiva foi considerado pelo critério linear de Goodman. Esse critério pode ser expresso utilizando a Equação 15:

$$\frac{\sigma_a}{S_{a,N}} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = 1 \quad (15)$$

em que $S_{a,N}$ é a resistência à fadiga para uma vida especificada e S_{ut} é a resistência última do material (Bannantine; Comer; Handrock, 1990; Dowling, 2012).

Na implementação do ANSYS, a tensão alternada equivalente corrigida é calculada, Equação 16, por:

$$\sigma_{a,eq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (16)$$

O programa calcula inicialmente os tensores de tensão média e alternada, reduz esses tensores a valores escalares pelo componente de tensão selecionado e aplica a teoria de tensão média. A tensão alternada equivalente resultante é utilizada para consultar a curva S–N e determinar a vida à fadiga (Ansys, 2025).

Quando a teoria de tensão média prevê falha estática, o ANSYS pode reportar a tensão alternada equivalente como 10^{32} Pa. Esse valor constitui um indicador numérico de ultrapassagem do domínio

regular da correção, e não uma tensão física efetivamente desenvolvida no componente (Ansys, 2025).

Configurações da análise de fadiga

O Fatigue Tool permite selecionar o tipo de análise, a teoria de tensão média, o componente de tensão, o fator de escala e o fator de resistência à fadiga, além de fornecer resultados de vida, dano, fator de segurança, tensão alternada equivalente e sensibilidade à fadiga (Ansys, 2025). A Tabela 4 sintetiza todas as condições aplicadas no desenvolvimento dessa pesquisa.

Tabela 4 – Condições aplicadas no *Fatigue Tool* do *ANSYS Mechanical*

Propriedade no <i>Mechanical</i>	Configuração adotada	Função
Método de fadiga	<i>Stress Life</i>	Avaliação por curva S–N
Tipo de carregamento	<i>Zero-Based</i>	Ciclo entre zero e a carga máxima
Razão de tensão	$R = 0$	Carregamento pulsante
Componente de tensão	<i>Equivalent (von-Mises)</i>	Redução do estado multiaxial
Teoria de tensão média	Goodman	Correção da tensão média positiva
Scale Factor	1,0	Manutenção da carga estrutural
Fatigue Strength Factor	1,0	Curva S–N sem redução adicional
Vida de projeto 1	10^5 ciclos	Primeira condição de durabilidade
Vida de projeto 2	10^6 ciclos	Segunda condição de durabilidade
Escopo	Corpo completo	Identificação global da região crítica
Life	Ativado	Vida disponível
Damage	Ativado	Relação entre vida requerida e disponível
Safety Factor	Ativado	Margem de segurança à fadiga
Equivalent Alternating Stress	Ativado	Tensão usada na consulta à curva S–N
Fatigue Sensitivity	Ativado	Sensibilidade dos resultados à carga

Vida e dano

Para carregamento de amplitude constante, a vida disponível representa o número de ciclos até a falha prevista pelo modelo de fadiga, Equação 17:

$$N_{disp} = N_f \quad (17)$$

O dano foi definido como a razão entre a vida de projeto e a vida disponível, Equação 18:

$$D = \frac{N_d}{N_f} \quad (18)$$

em que N_d é a vida de projeto e N_f é a vida prevista pela curva S–N. Segundo o ANSYS *Mechanical*, valores de dano superiores à unidade indicam que a falha por fadiga é prevista antes de a vida de projeto ser alcançada (Ansys, 2025).

Assim:

$D > 1 \Rightarrow$ vida disponível inferior à requerida

$D < 1 \Rightarrow$ vida disponível superior à requerida

Fator de segurança à fadiga

Para uma vida de projeto especificada, o fator de segurança à fadiga foi calculado pelo ANSYS com base na tensão alternada admissível obtida da curva S–N e na correção de Goodman, Equação 19:

$$\frac{1}{FS_f} = \frac{\sigma_a}{S_{a,N_d}} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \quad (19)$$

ou, Equação 20:

$$FS_f = \left[\frac{\sigma_a}{S_{a,N_d}} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right]^{-1} \quad (20)$$

em que S_{a,N_d} representa a tensão alternada admissível para a vida de projeto. O ANSYS realiza esse cálculo em cada nó e limita o valor máximo apresentado de fator de segurança a 15 (Ansys, 2025).

A classificação foi realizada conforme:

$FS_f > 1 \Rightarrow$ Condição admissível

$FS_f = 1 \Rightarrow$ Condição limítrofe

$FS_f < 1 \Rightarrow$ Condição crítica

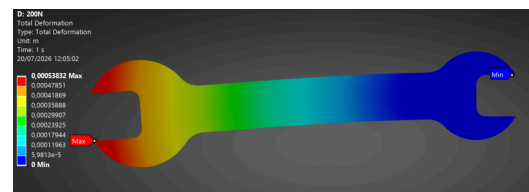
RESULTADOS E DISCUSSÃO

Resposta estrutural sob carregamento crescente

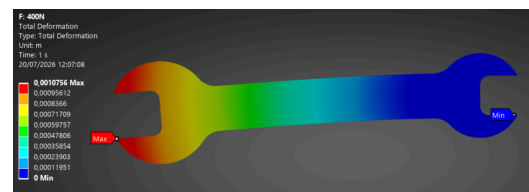
A Figura 3 consolida os campos de deslocamento total correspondentes a forças de 200, 400, 600 e 800 N, que representam o carregamento mínimo, a transição do comportamento em fadiga e a solicitação mais severa do modelo. Em todos os cenários, os maiores deslocamentos concentraram-se na extremidade de aplicação da força, enquanto a região de encaixe (restrição) manteve deslocamentos nulos. Esse perfil de resposta mecânica caracteriza a flexão predominante no braço de alavanca. Constata-se que ferramentas submetidas a esforços congêneres apresentam picos de deformação na empunhadura, o que exige materiais com rigidez capaz de mitigar a perda de paralelismo no contato (Nurhuda *et al.*, 2025).

O deslocamento total máxima aumentou de 0,36566 mm, em 150 N, para 2,1533 mm, em 800 N, representando um crescimento de aproximadamente 488,9%. No intervalo de 200 a 700 N, os deslocamentos cresceram de forma contínua, com magnitudes de 0,53832; 0,78087; 1,0756; 1,3445; 1,6134 e 1,8841 mm. O mapeamento numérico quantifica a redução progressiva da rigidez operacional aparente da chave à medida que a carga aumenta. Embora o modelo constitutivo permaneça no regime linear elástico, o acúmulo de deformações macroscópicas afeta o rendimento do componente. Estudos baseados em simulação demonstram que, mesmo sem escoamento plástico, flexões acentuadas na haste desestabilizam o conjunto e transferem tensões indesejadas para as zonas críticas da ferramenta (Delgado-Bejarano *et al.*, 2024; Nurhuda *et al.*, 2025).

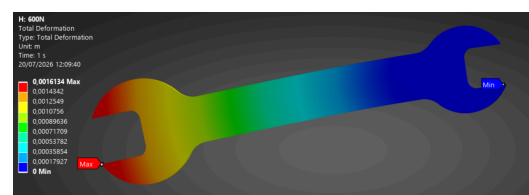
Na prática, os deslocamentos na extremidade carregada comprometem o encaixe da ferramenta, alteram o vetor de direção da força e desestabilizam a interface mecânica entre a chave e o elemento roscado. A mecânica do contato exige alta precisão geométrica, pois o desalinhamento induz deslizamentos e reduz a confiabilidade da operação de aperto (Li *et al.*, 2013). Por essa razão, a integridade do projeto transcende a simples verificação contra a ruptura do material. O desempenho da ferramenta e a efetividade da transferência de torque operada pelo usuário dependem da manutenção da sua forma funcional sob esforço (Shih e Wang, 1996).



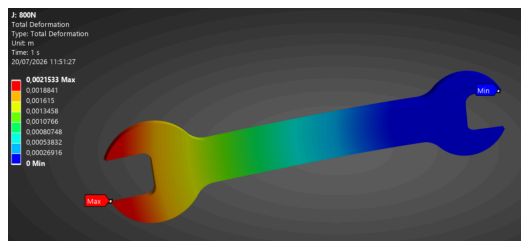
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 3 – Distribuição da deformação total para forças aplicadas de (a) 200; (b) 400; (c) 600; (d) 800 N.

A Figura 4 mostra aumento linear do deslocamento total com a força aplicada, de 0,36566 mm em 150 N para 2,1533 mm em 800 N, equivalente a um crescimento de 488,9%. O ajuste $u_{max} = 0,00273F - 0,02696$, com $R^2 = 0,9997$, confirma a proporcionalidade esperada para o modelo linear elástico, indicando acréscimo médio de cerca de 0,273 mm a cada 100 N. Esse aumento progressivo pode comprometer o alinhamento da ferramenta e a estabilidade do contato nos carregamentos mais elevados, no regime elástico, a matriz de rigidez global da ferramenta responde de forma constante e previsível aos esforços de flexão, sem induzir os desvios não lineares característicos do escoamento plástico (Ang, 2022; Delgado-Bejarano *et al.*, 2024).

O acúmulo progressivo desse deslocamento macroscópico prejudica a cinemática do aperto. O arqueamento da haste sob altas cargas altera o vetor de aplicação do torque, desalinha a chave e desestabiliza a interface de contato com o elemento roscado. O projeto de ferramentas manuais exige alta rigidez direcional, pois a perda de paralelismo no encaixe induz concentrações de carga assimétricas, favorece o deslizamento e compromete a transferência efetiva de força gerada pelo operador (Nurhuda *et al.*, 2025; Shih e Wang, 1996). Esse deslocamento máximo domina a extremidade livre do cabo (ponto de aplicação da carga) e difere integralmente da localização das tensões críticas. Esse comportamento corrobora as investigações de Ang (2022) e Vukelić *et al.* (2019), os quais identificaram que, enquanto a perda de rigidez afeta a extremidade carregada da alavanca, a integridade do componente sofre risco na extremidade oposta. Nessas regiões de engastamento, as restrições e as mudanças de seção transversal concentram drasticamente o campo de tensões, atuando como os sítios preferenciais para o desenvolvimento da falha.

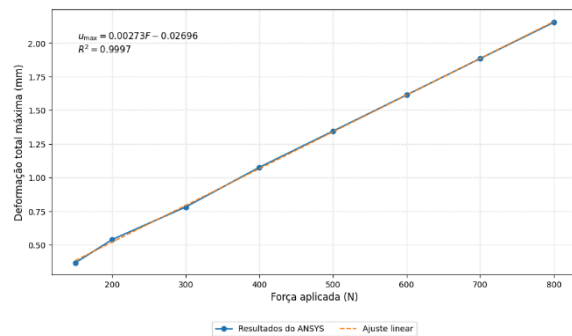


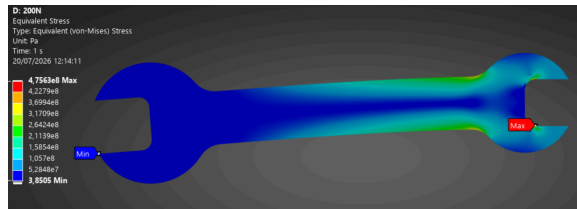
Figura 4 – Deslocamento total máxima em função da força aplicada.

A Figura 5 evidencia que a distribuição da tensão equivalente de von Mises diverge do perfil de deslocamento total. Embora os maiores deslocamentos ocorram na extremidade carregada, as tensões máximas concentram-se estritamente na região da boca restringida, com ênfase nas transições entre a cabeça e o cabo da ferramenta. Essa região combina mudança de seção transversal, curvatura geométrica e restrição de deslocamentos, fatores que interrompem o fluxo uniforme de forças e geram uma intensificação localizada do campo de tensões. A literatura de projeto mecânico atesta que descontinuidades atuam como multiplicadores elásticos de tensão, criando zonas críticas altamente suscetíveis à nucleação de falhas, comportamento documentado tanto em placas entalhadas quanto em adaptadores de chaves de torque sujeitos à torção e flexão (Hazizi *et al.*, 2023; Vukelić *et al.*, 2019).

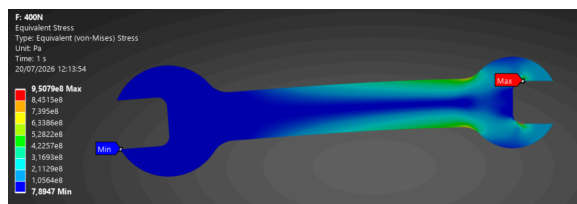
A tensão equivalente máxima aumentou de 271,78 MPa, sob força de 150 N, para 1925,40 MPa, sob 800 N. O mapeamento numérico registrou uma progressão crescente para as cargas intermediárias, com magnitudes de 475,63 MPa (200 N), 709,39 MPa (300 N), 950,79 MPa (400 N), 1188,50 MPa (500 N), 1426,20 MPa (600 N) e 1664,70 MPa (700 N).

O limite de escoamento experimental do aço 51CrV4 (1271,48 MPa) atua como fronteira de validação elástica do componente. As tensões permaneceram inferiores a esse patamar estritamente até o carregamento de 500 N. A partir de 600 N, a tensão equivalente atingiu 1426,20 MPa e ultrapassou o limite de escoamento em 12,2%. Sob 700 N e 800 N, a margem de escoamento foi superada em 30,9% e 68,3%, respectivamente. Como a abordagem clássica baseada em curvas S–N (*Stress-Life*) pressupõe uma resposta predominantemente elástica, os cenários com forças iguais ou superiores a 600 N, nos quais a tensão equivalente de von Mises excedeu o limite de escoamento, devem ser interpretados como indicativos de concentração elevada de tensões e possível plastificação local. Nessas condições, o modelo elástico linear e a metodologia tensão–vida

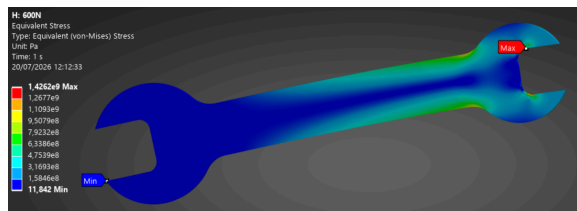
deixam de representar adequadamente o comportamento do material, de modo que os resultados devem ser considerados indicadores de severidade estrutural, e não previsões quantitativas precisas de vida em fadiga (Bannantine *et al.*, 1990; Hazizi *et al.*, 2023).



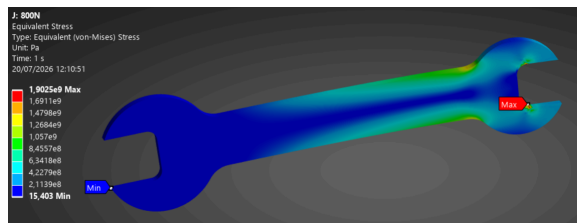
(a)



(b)



(c)



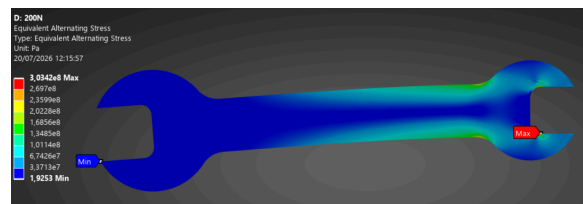
(d)

Figura 5 – Distribuição da tensão equivalente de von Mises para forças aplicadas de (a) 200; (b) 400; (c) 600; (d) 800 N.

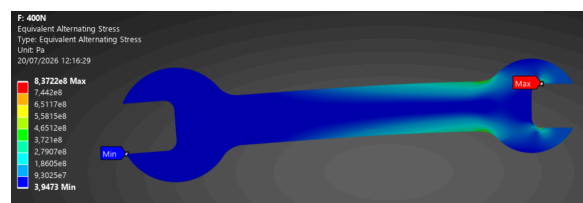
A tensão alternada equivalente máxima aumentou continuamente de 155,04 MPa, em 150 N, para 3421,00 MPa, em 700 N (Figura 6). O crescimento foi mais acentuado do que aquele observado para a tensão equivalente de von Mises, sobretudo nos carregamentos elevados. Isso ocorre porque a tensão alternada equivalente não representa apenas a amplitude mecânica diretamente obtida na análise estrutural. Ela foi obtida após a conversão do estado multiaxial de tensões em uma tensão equivalente de von Mises e a aplicação da correção da tensão média pelo critério de Goodman, considerando o carregamento *Zero-Based* ($R = 0$) (Ansys, 2025).

Nos casos de 150 a 700 N, o aumento da tensão alternada equivalente acompanhou a redução da vida e do fator de segurança. Entre 300 e 400 N, essa grandeza aumentou de 523,50 para 837,22 MPa, enquanto a vida mínima diminuiu de $9,598 \times 10^7$ para $1,199 \times 10^5$ ciclos. Essa associação indica que a tensão alternada equivalente corrigida constitui uma variável mais diretamente relacionada ao comportamento em fadiga do que a tensão estática isolada.

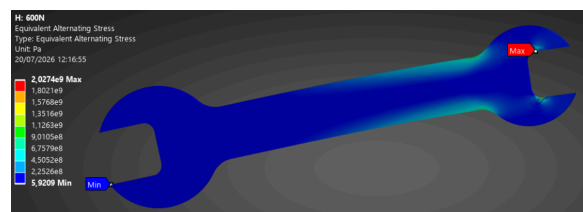
Sob 800 N, a tensão alternada atinge 7035,00 MPa, valor 2,06 vezes superior ao registrado em 700 N. Pelo modelo de correção de Goodman, a tensão alternada equivalente cresce de forma assintótica conforme a tensão média local se aproxima do limite de resistência à tração. Nessas condições, o denominador da formulação mecânica aproxima-se de zero e produz uma amplificação matemática extrema da tensão corrigida. Esse salto numérico indica que a força de 800 N extrapola a zona regular de aplicabilidade da correção de tensão média e configura um cenário de falha estrutural (Bannantine *et al.*, 1990; Hazizi *et al.*, 2023).



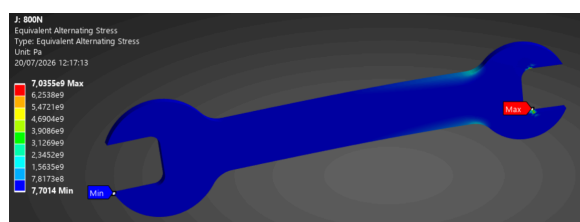
(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 6 – Distribuição da tensão alternada equivalente para forças aplicadas de (a) 200; (b) 400; (c) 600; (d) 800 N.

A Tabela 5 consolida os resultados estruturais e evidencia que, entre 150 e 800 N, o deslocamento total máximo aumentou aproximadamente 488,9%, enquanto a tensão equivalente de von Mises apresentou crescimento de 608,4%. A tensão alternada equivalente foi a grandeza mais sensível ao carregamento, com elevação de cerca de 4437,5%, indicando intensificação desproporcional da solicitação associada à fadiga. Até 500 N, a tensão de von Mises permaneceu abaixo do limite de escoamento; em 600, 700 e 800 N, esse limite foi excedido em aproximadamente 12,2%, 30,9% e 51,4%, respectivamente, indicando concentração elevada de tensões e possibilidade de plastificação local.

Tabela 5 – Resultados numéricos estruturais

Força (N)	Deslocamento total (mm)	von Mises máxima (MPa)	Tensão alternada equivalente máxima (MPa)
150	0,36566	271,78	155,04
200	0,53832	475,63	303,42
300	0,78087	709,39	523,50
400	1,07560	950,79	837,22
500	1,34450	1188,50	1292,50
600	1,61340	1426,20	2027,40
700	1,88410	1664,70	3421,00
800	2,1533	1925,40	7035,00

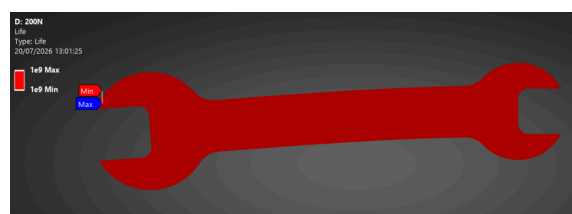
Vida prevista, dano acumulado para 10^5 e 10^6 ciclos e fator de segurança à fadiga

Sob carregamentos de 150 e 200 N, a vida mínima atingiu o limite configurado de ciclos. Esse resultado

não caracteriza vida infinita, mas indica que, segundo a curva S–N adotada, a vida prevista foi igual ou superior ao maior número de ciclos representado na análise numérica (Ansys, 2025).

Em 300 N, a vida mínima foi de $9,598 \times 10^7$ ciclos, permanecendo elevada em relação às vidas de projeto investigadas. Entretanto, o aumento da força para 400 N reduziu a vida para $1,199 \times 10^5$ ciclos. Essa redução de quase três ordens de grandeza reflete a severa não linearidade da equação de Basquin. Em materiais de alta resistência, aumentos discretos na tensão causam quedas exponenciais no número de ciclos até a falha. Esse salto demarca uma transição operacional crítica, reduzindo bruscamente a durabilidade da ferramenta para a faixa mínima de projeto, conforme apresentado na Figura 7 (Bannantine *et al.*, 1990).

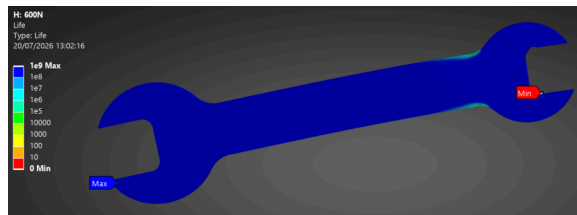
Para solicitações a partir de 500 N, o algoritmo atingiu o limite inferior de vida configurado, indicando que as tensões alternadas equivalentes corrigidas excederam a faixa representada pela curva S–N adotada, em concordância com os elevados valores de dano acumulado. Para 600, 700 e 800 N, a tensão equivalente de von Mises também ultrapassou o limite de escoamento do material, o que indica elevada concentração de tensões e possibilidade de plastificação local, sem comprovar diretamente sua ocorrência. Como a abordagem tensão–vida (*Stress-Life*) pressupõe resposta elástica, esses resultados estão fora do domínio de aplicação mais adequado do modelo e devem ser interpretados como indicadores de severidade e inadequação estrutural aos níveis de carregamento analisados, e não como previsões quantitativas precisas da vida em fadiga (Bannantine *et al.*, 1990; Golahmar *et al.*, 2022).



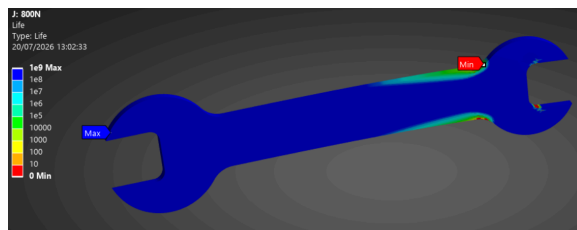
(a)



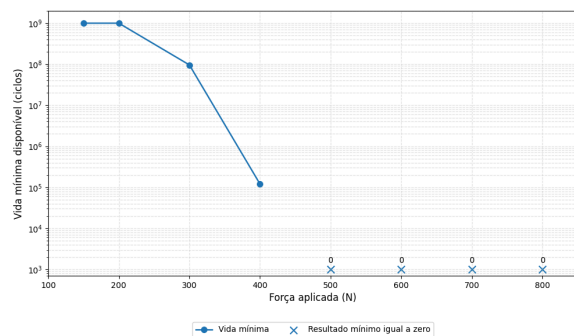
(b)



(c)



(d)

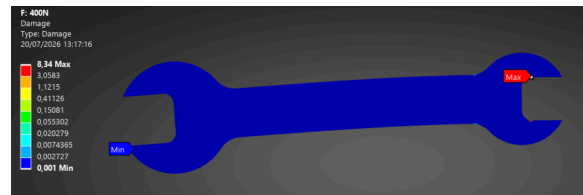


(e)

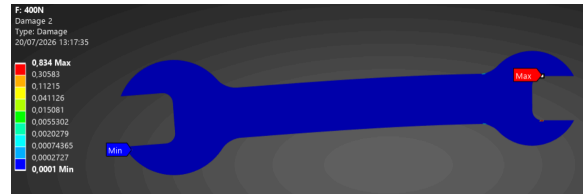
Figura 7 - Vida mínima em fadiga em função da força aplicada de (a) 200; (b) 400; (c) 600; (d) 800 N; (e) Gráfico da vida mínima em fadiga em função das forças aplicadas.

Para a vida de projeto de 10^5 ciclos, os carregamentos de 150, 200 e 300 N apresentaram danos máximos de 0,0001, 0,0001 e 0,0010419, respectivamente. Esses resultados indicam que a vida disponível foi consideravelmente superior à vida requerida, conforme exposto na Figura 8.

Em 400 N, o aumento da tensão alternada equivalente para 837,22 MPa reduziu a vida disponível para $1,199 \times 10^5$ ciclos. Para uma vida de projeto de 10^5 ciclos, o dano atingiu 0,834, permanecendo abaixo do limite crítico $D = 1$, mas indicando o consumo de aproximadamente 83,4% da vida prevista e uma margem remanescente de apenas 16,6%. Ao elevar a vida requerida para 10^6 ciclos, os danos correspondentes a 150, 200 e 300 N aumentaram proporcionalmente para 0,001, 0,001 e 0,010419, enquanto, em 400 N, o dano alcançou 8,34. Esse valor supera em 8,34 vezes o limite de falha estabelecido pela regra de Palmgren–Miner e indica que a falha seria prevista antes da conclusão da vida de projeto (Miner, 1945; Dowling, 2013).



(a)



(b)

Figura 8 – Dano máximo para vidas de projeto de (a) 10^6 ; (b) 10^5 ciclos na aplicação da força de 400 N.

A comparação entre $D_{10^5} = 0,834$ e $D_{10^6} = 8,34$, apresentada na Figura 9, evidencia o efeito direto do número de ciclos requerido. Conforme a hipótese de acúmulo linear de Palmgren–Miner, o dano corresponde à razão entre o número de ciclos aplicados e a vida disponível para o nível de tensão considerado, conforme a Eq. 19. Como a tensão alternada e a vida calculada permaneceram constantes para 400 N, o aumento de dez vezes no número de ciclos impostos produziu elevação proporcional do dano. Consequentemente, esse carregamento atende marginalmente ao requisito de 10^5 ciclos, mas não satisfaz a vida de projeto de 10^6 ciclos (Miner, 1945; Dowling, 2013).

Para forças de 500 a 800 N, o dano máximo atingiu 10^{32} . Esse valor representa uma saturação numérica utilizada pelo software para indicar uma condição muito superior ao limite $D = 1$, e não uma estimativa física precisa da magnitude do dano. Em termos de classificação, esses resultados demonstram apenas que a vida prevista é insuficiente para ambas as vidas de projeto consideradas (Ansys, 2025).

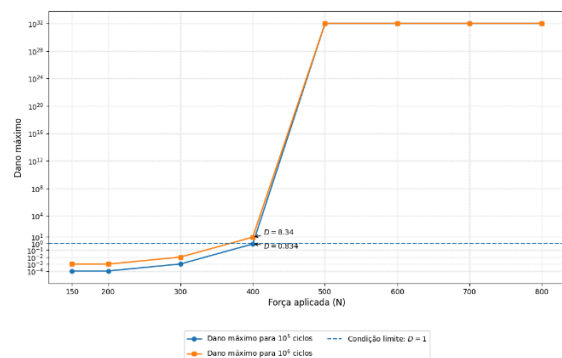
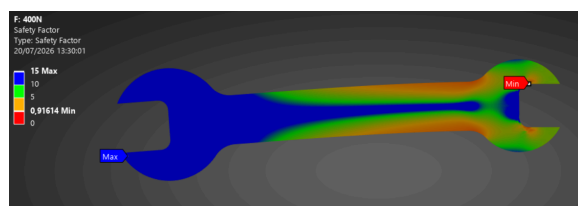
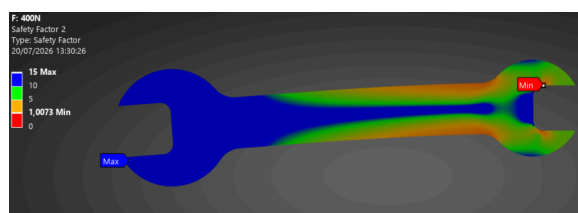


Figura 9 – Dano máximo para vidas de projeto de 10^6 e 10^5 ciclos com variação da aplicação da força.

A tendência global apresentada na Tabela 6 mostra que o fator de segurança à fadiga diminuiu continuamente com o aumento da força e com a ampliação da vida de projeto. Entre 150 e 300 N, os fatores permaneceram superiores à unidade para 10^5 e 10^6 ciclos, indicando atendimento aos dois horizontes analisados, embora com redução progressiva da margem de segurança. A condição mais relevante ocorreu em 400 N, cujos campos são apresentados na Figura 10.



(a)



(b)

Figura 10 – Fator de segurança mínimo à fadiga para (a) 10^5 (b) 10^6 ciclos na aplicação da força de 400 N

Para 10^5 ciclos, o fator mínimo foi de 1,0073, praticamente coincidente com o limite $FS = 1$; ao elevar a vida requerida para 10^6 ciclos, esse valor diminuiu para 0,91614, passando para uma condição crítica, conforme exposto na Figura 11. A redução foi de aproximadamente 9,0%, demonstrando que a admissibilidade do carregamento depende diretamente do número de ciclos especificados. A partir de 500 N, os fatores permaneceram inferiores à unidade para ambas as vidas de projeto, confirmando a insuficiência da resistência à fadiga. Assim, a força de 400 N caracteriza a transição entre os regimes admissível e crítico, enquanto os carregamentos iguais ou superiores a 500 N não atendem aos requisitos de durabilidade considerados. Esse comportamento decorre da redução da resistência admissível com o aumento da vida requerida na curva S–N, razão pela qual a capacidade de carga não pode ser dissociada do número de ciclos previsto para a aplicação (Bannantine *et al.*, 1990; Dowling, 2012).

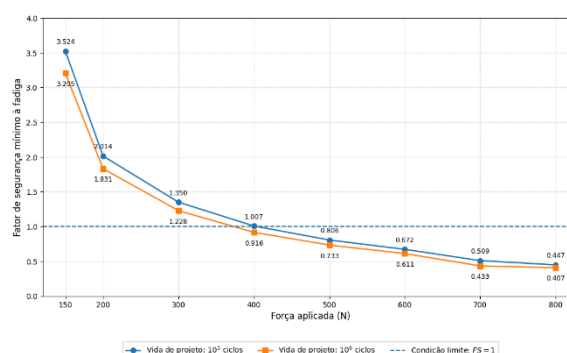


Figura 11 – Fator de segurança mínimo à fadiga para 10^5 e 10^6 ciclos.

A Tabela 6 consolida os valores de vida mínima, dano acumulado e fator de segurança à fadiga para todos os carregamentos analisados.

Tabela 6 – Resultados numéricos fadiga

Vida mínima (ciclos)	Dano 10^5	FS 10^5	Dano 10^6	FS 10^6
$1,000 \times 10^9$	0,0001	3,5238	0,001	3,2050
$1,000 \times 10^9$	0,0001	2,0135	0,001	1,8314
$9,598 \times 10^7$	0,0010419	1,3500	0,010419	1,2279
$1,199 \times 10^5$	0,834	1,0073	8,34	0,91614
Fora da faixa positiva	10^{32}	0,80581	10^{32}	0,73292
Fora da faixa positiva	10^{32}	0,67151	10^{32}	0,61076
Fora da faixa positiva	10^{32}	0,50935	10^{32}	0,43311
Fora da faixa positiva	10^{32}	0,44745	10^{32}	0,40697

Divergência entre os critérios estático e de fadiga

O caso de 500 N evidencia com clareza a diferença entre resistência monotônica e durabilidade cíclica. Embora a tensão equivalente máxima tenha atingido 1188,50 MPa, valor ainda 6,5% inferior ao limite de escoamento de 1271,48 MPa, os fatores de segurança à fadiga foram inferiores à unidade, com $FS_{10^5} = 0,80581$ e $FS_{10^6} = 0,73292$. Sob repetição contínua da carga, a nucleação de microtrincas governa o colapso do material antes mesmo da plastificação macroscópica da estrutura. Por consequência, o dano cíclico reprova solicitações que o critério de ruptura estática classificaria como perfeitamente seguras (Bannantine *et al.*, 1990; Gomes *et al.*, 2024).

A Figura 12 corrobora essa constatação e prova que a degradação em fadiga reage de forma estritamente não linear à intensidade do esforço. Sob o fator de carga nominal de 1,0, as curvas de 150 e 200 N estabilizam no limite de 10^9 ciclos. Esse patamar, no entanto, reflete apenas a saturação matemática do modelo preditivo para a vida infinita e não traduz imunidade absoluta da ferramenta ao acúmulo de dano (Golahmar *et al.*, 2022).

Ao aplicar a carga de 300 N, a projeção nominal sustenta a durabilidade de 10^8 ciclos, porém a inclinação da reta acentua-se imediatamente após o limite do carregamento. Essa queda brusca materializa a natureza exponencial da equação de Basquin, na qual sobrecargas discretas destroem a vida útil do componente em regimes de alta resistência (Dowling, 2012).

No patamar de 400 N, a sensibilidade à carga domina totalmente a resposta estrutural. A durabilidade nominal despenca para $1,199 \times 10^5$ ciclos, e incrementos ínfimos de força reduzem a vida disponível para as faixas críticas de 10^4 e 10^3 ciclos. Por esse motivo, as curvas referentes às forças extremas (500 a 800 N) sofrem interrupção progressiva antes mesmo do fator unitário. Nesses cenários, a agressividade do estado de tensões empurra a previsão de falha para baixo da faixa de sobrevivência modelada no gráfico. Esse colapso atesta de forma definitiva que as solicitações nessas magnitudes extrapolam por completo o domínio de integridade admissível para o material (Bannantine *et al.*, 1990).

A intensidade dessa queda é explicada pela elevada sensibilidade da relação de Basquin. Para o expoente $b = -0,0703$ adotado, a vida varia aproximadamente com a tensão elevada a $1/b$, isto é, com um expoente de cerca de $-14,22$ (Hazizi, 2023). Desconsiderando momentaneamente a amplificação adicional de Goodman, um aumento de apenas 10% na tensão pode reduzir a vida para aproximadamente 26% do valor anterior. Essa dependência também explica a transição entre 300 e 400 N: a tensão alternada equivalente aumentou de 523,50 para 837,22 MPa, razão de aproximadamente 1,60, enquanto a vida caiu de $9,598 \times 10^7$ para $1,199 \times 10^5$ ciclos. Pela própria relação de Basquin, o que corresponde a uma redução próxima de 800 vezes, praticamente coincidente com a resposta numérica. Portanto, a queda observada não constitui uma anomalia, mas uma consequência direta da inclinação da curva S–N e da elevação da tensão alternada equivalente corrigida (Bannantine *et al.*, 1990).

A sensibilidade se torna ainda mais severa com o aumento da força devido ao critério de Goodman. No carregamento baseado em zero, a tensão média é trativa e cresce juntamente com a amplitude. Como a tensão alternada equivalente é corrigida pelo termo $1 - \sigma_m / S_{ut}$, a aproximação da tensão média à resistência última reduz o denominador e amplifica intensamente a solicitação utilizada na curva S–N. Em 500 N, a tensão alternada equivalente de 1292,50 MPa já conduz, pela extrapolação da equação de Basquin, a uma vida inferior a 10^3 ciclos, isto é, abaixo do intervalo utilizado para representar a curva no modelo. Em 600 N ou mais, essa extrapolação deixa de produzir valores fisicamente úteis, além de a tensão de von Mises ultrapassar o limite de escoamento. Nesses patamares, as formulações preditivas de vida perdem o sentido quantitativo e passam a atestar puramente a inviabilidade física do componente (Bannantine *et al.*, 1990; Hazizi, 2023).

O mapeamento integral da resposta mecânica categoriza os diferentes limiares de robustez do projeto. Sob 150 e 200 N, a chave opera com ampla margem de segurança. Em 300 N, a ferramenta sobrevive à vida de projeto, mas adquire alta suscetibilidade ao dano cíclico. O carregamento de 400 N demarca a zona de transição limítrofe: aprova o componente para ciclos e o reprova sumariamente para . Em 500 N, os critérios divergem: o material não escoou, mas a vida em fadiga colapsa. Nas cargas extremas (600 a 800 N), a falha atinge as esferas estática e cíclica, extrapolando por completo o domínio de aplicação do método tensão-vida (*Stress-Life*). A Figura 12 comprova, por fim, que o dimensionamento embasado exclusivamente na força nominal falha em assegurar a confiabilidade estrutural. O projeto exige a previsão rigorosa de variações operacionais, visto que sobrecargas ínfimas pulverizam a durabilidade da ferramenta em múltiplas ordens de grandeza (Gomes *et al.*, 2024; Hazizi, 2023).

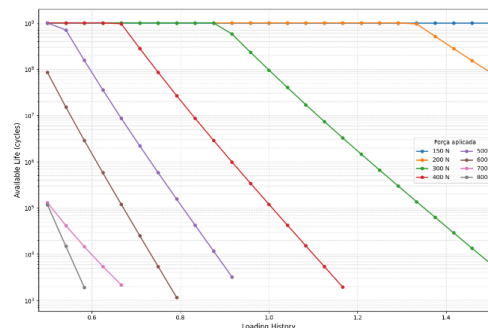


Figura 12 - Sensibilidade da vida disponível à variação do histórico de carregamento para as forças analisadas.

A Tabela 7 sintetiza a classificação dos regimes identificados.

Tabela 7 – Classificação dos regimes identificados

Faixa de força	Resposta estática	Resposta à fadiga	Classificação
150–300 N	Abaixo do escoamento	$D < 1e$ $FS > 1$	Seguro
400 N	Abaixo do escoamento	Dependente da vida requerida	Transição
500 N	Abaixo do escoamento	$D > 1e$ $FS < 1$	Crítico em fadiga
600–800 N	Acima do escoamento	$D > 1e$ $FS < 1$	Crítico estático e em fadiga

CONCLUSÕES

Este trabalho avaliou numericamente o comportamento estrutural e a resistência à fadiga de uma chave de boca modelada com as propriedades do aço AISI 6150/51CrV4 e submetida a forças entre 150 e 800 N. O aumento do carregamento promoveu crescimento praticamente linear do deslocamento total máximo, que passou de 0,36566 para 2,1533 mm, com R^2 de 0,9997. Enquanto os maiores deslocamentos ocorreram na extremidade carregada, as tensões máximas concentraram-se nas transições geométricas próximas à região restringida, evidenciando a influência das mudanças de seção e das condições de contorno sobre a resposta mecânica da ferramenta.

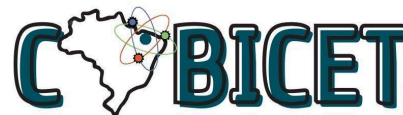
A análise conjunta dos critérios estático e cíclico permitiu distinguir diferentes regimes de operação. Entre 150 e 300 N, a chave apresentou danos inferiores à unidade e fatores de segurança superiores a 1 para as vidas de projeto de 10^5 e 10^6 ciclos, caracterizando uma condição segura. Em 400 N, a vida mínima foi reduzida para $1,199 \times 10^5$ ciclos, configurando uma condição de transição dependente da durabilidade requerida. O caso de 500 N foi o resultado mais relevante, pois, embora a tensão de von Mises de 1188,50 MPa permanecesse abaixo do limite de escoamento de 1271,48 MPa, os fatores de segurança à fadiga foram inferiores à unidade, demonstrando que a falha cíclica pode se tornar crítica antes da ocorrência do escoamento.

Para forças entre 600 e 800 N, as tensões ultrapassaram o limite de escoamento, indicando possibilidade de plastificação localizada e perda de validade quantitativa do modelo linear elástico e da abordagem tensão-vida. Nessas condições, os resultados devem ser interpretados como indicadores de elevada severidade estrutural. Conclui-se, portanto, que a definição do carregamento admissível

não deve se basear apenas no limite de escoamento, mas também na vida prevista, no dano acumulado e no fator de segurança à fadiga. Nas condições analisadas, forças de até 300 N apresentaram desempenho satisfatório, 400 N marcou a transição entre os regimes e carregamentos iguais ou superiores a 500 N não atenderam aos critérios de durabilidade estabelecidos.

REFERÊNCIAS

- ANG, C. H. *Deformation and stress analysis of 3D printed spanner wrench*. 2022. Tese (Graduação) – Universiti Sains Malaysia, [S. l.], 2022.
- ANSYS, INC. *Ansys Mechanical User's Guide / Fatigue Analysis Application*. Canonsburg, PA: Ansys Inc., 2025.
- ASM HANDBOOK COMMITTEE. *Fatigue and fracture*. Materials Park: ASM International, 1996. v. 19. DOI: 10.31399/asm.hb.v19.9781627081931.
- BANNANTINE, J. A.; COMER, J. J.; HANDROCK, J. L. *Fundamentals of metal fatigue analysis*. Englewood Cliffs: Prentice Hall, 1990.
- BATHE, K. J. *Finite Element Procedures*. 1. ed. New Jersey: Prentice Hall, 1996.
- BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Diseño de ingeniería mecánica de Shigley*. 10. ed. [S. l.]: McGraw Hill, 2015.
- CHAPETTI, M. D.; SENČIČ, B.; GUBELJAK, N. *Fracture mechanics analysis of a fatigue failure of a parabolic spring*. Matéria (Rio de Janeiro), v. 28, n. 3, e20230115, 2023. DOI: 10.1590/1517-7076-RMAT-2023-0115.
- DELGADO-BEJARANO, L.; GONZÁLEZ-SÁNCHEZ, H.; GARCÍA-MONSALVE, G. *Stress Evaluation Using Finite Elements in a Manual Agricultural Tool*. Ingeniería e Investigación, v. 44, n. 2, p. 9-10, 2024. DOI: 10.15446/ing.investig.104844.
- DOWLING, N. E.; KAMPE, Stephen L.; KRAL, Milo V. *Mechanical behavior of materials: engineering methods for deformation, fracture, and fatigue*. 5. ed. Harlow: Pearson, 2019.
- DOWLING, N. E. *Mechanical behavior of materials*. 4. ed. Upper Saddle River, NJ: Pearson Education, 2012.
- ENGINEERING SHIELD. *Finite Element Method (FEM) fatigue analysis*. [S. l.], 10 set. 2025. Disponível em: <https://eshield.pl/en/knowledge/finite-element-fatigue-analysis/>. Acesso em: 19 jul. 2026.



- GOLAHMAR, A.; KRISTENSEN, P. K.; NIORDSON, C. F.; MARTÍNEZ-PAÑEDA, E. A phase field model for hydrogen-assisted fatigue. *International Journal of Fatigue*, v. 154, 106521, 2022. DOI: 10.1016/j.ijfatigue.2021.106521.
- GOMES, V. M. G.; SOUTO, C. D.; CORREIA, J. A.; DE JESUS, A. M. Monotonic and Fatigue Behaviour of the 51CrV4 Steel with Application in Leaf Springs of Railway Rolling Stock. *Metals*, v. 14, n. 3, p. 266, 2024. DOI: 10.3390/met14030266.
- GOMES, V. M. G. *et al.* Predicting Fatigue Life of 51CrV4 Steel Parabolic Leaf Springs Manufactured by Hot-Forming and Heat Treatment: A Mean Stress Probabilistic Modeling Approach. *Metals*, v. 15, n. 3, p. 315, 2025. DOI: 10.3390/met15030315.
- HAN, X. *et al.* Tribological behavior of heat treated AISI 6150 steel. *Journal of Materials Research and Technology*, v. 9, p. 12293–12307, 2020. DOI: 10.1016/j.jmrt.2020.08.089.
- HAZIZI, K.; GHALEEH, M.; RASOOL, S. Analytical and Numerical Investigation of Fatigue Life in Rectangular Plates with Opposite Semicircular Edge Single Notches. *Applied Mechanics*, v. 4, n. 3, p. 948-973, 2023. DOI: 10.3390/applmech4030049.
- JAMES, M. N.; HATTINGH, D. G.; MATTHEWS, L. Embrittlement failure of 51CrV4 leaf springs. *Engineering Failure Analysis*, v. 139, 106517, 2022. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2022.106517.
- KONG, Y. K.; FREIVALDS, A. Evaluation of meat-hook handle shapes. *International Journal of Industrial Ergonomics*, v. 32, n. 1, p. 13-23, 2003.
- KUHN, H.; MEDLIN, D. Mechanical testing and evaluation. *Materials Park: ASM International*, 2000. v. 8. DOI: 10.31399/asm.hb.v08.9781627081764.
- LEE, C. S. *et al.* Microstructural influence on fatigue properties of a high-strength spring steel. *Materials Science and Engineering: A*, v. 241, p. 30–37, 1998. DOI: 10.1016/S0921-5093(97)10469-5.
- LI, H. *et al.* Effect of tempering temperature on microstructure and mechanical properties of AISI 6150 steel. *Journal of Central South University*, v. 20, p. 866–870, 2013. DOI: 10.1007/s11771-013-1559-y.
- MINER, M. A. Cumulative damage in fatigue. *Journal of Applied Mechanics*, v. 67, p. A159-A164, 1945.
- NURHUDA, Y. *et al.* Optimization of material design of wrench tool based on finite element method in project-based learning scheme. *Teknosains: Jurnal Sains, Teknologi dan Informatika*, v. 13, n. 2, p. 257-263, 2026. DOI: 10.37373/tekno.v13i2.2106.
- OVAKO. *51CrV4 - Steel Navigator*. [S. l.], 2025.
- PÉREZ-GONZÁLEZ, A.; ISERTE-VILAR, J. L.; GONZÁLEZ-LLUCH, C. Interpreting finite element results for brittle materials in endodontic restorations. *BioMedical Engineering OnLine*, v. 10, n. 1, p. 44, 2011. DOI: 10.1186/1475-925X-10-44.
- PHEASANT, S.; O'NEILL, D. Performance in gripping and turning - A study in hand/handle effectiveness. *Applied Ergonomics*, v. 6, n. 4, p. 205-208, 1975.
- SHIH, Y. C.; WANG, M. J. J. Hand/tool interface effects on human torque capacity. *International Journal of Industrial Ergonomics*, v. 18, n. 2-3, p. 205-213, 1996.
- SURESH, S. *Fatigue of materials*. 2. ed. Cambridge: Cambridge University Press, 1998.
- TAYLOR, D. The theory of critical distances. *Engineering Fracture Mechanics*, v. 75, 2007.
- VUKELIĆ, G.; VIZENTIN, G.; MASAR, A. Hydraulic torque wrench adapter failure analysis. *Engineering Failure Analysis*, v. 96, p. 530-537, 2019. DOI: 10.1016/j.engfailanal.2018.11.010.
- ZIENKIEWICZ, O. C.; TAYLOR, R. L.; ZHU, J. Z. *The Finite Element Method: Its Basis and Fundamentals*. 7. ed. Oxford: Butterworth-Heinemann, 2013.