

Simulação de Campos de Tensão Residual Induzidos por Shot Peening Utilizando o Método dos Elementos Finitos: Uma Abordagem Simplificada

Otávio Augusto Gallina, gallinaotavio@gmail.com¹
Adelano Esposito, adelano.esposito@farroupilha.ifrs.edu.br¹

¹Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul, Farroupilha, RS, Brasil.

Resumo: A cadeia de fabricação de engrenagens de alto desempenho envolve diversas etapas sequenciais, como usinagem, corte de dentes, tratamento térmico e acabamento superficial. Esses processos, em conjunto, induzem interações complexas de cargas mecânicas e estados desconhecidos de tensões residuais. Dentre os tratamentos superficiais, o shot peening se destaca como um método eficaz para melhorar a resistência à fadiga, por meio da introdução de tensões residuais compressivas abaixo da superfície. No entanto, a previsão da distribuição final das tensões residuais ainda representa um desafio, devido à influência de parâmetros como velocidade das granalhas, ângulo de incidência e diâmetro da esfera. Investigações experimentais, embora precisas, são dispendiosas em tempo e custo, o que motiva a busca por abordagens computacionais mais eficientes. Modelos analíticos baseados na teoria de contato de Hertz fornecem uma compreensão limitada do comportamento elastoplástico e da análise dinâmica transiente envolvida no shot peening, tornando as simulações dinâmicas explícitas por elementos finitos (EF) uma alternativa promissora. Assim, este estudo propõe um modelo simplificado de shot peening para simular o campo de tensões residuais por meio do método dos elementos finitos. A metodologia foi estruturada em duas etapas principais: modelagem analítica, que abordou os comportamentos elástico-estático e elastoplástico-dinâmico com base em formulações hertzianas implementadas no MATLAB®; e simulações via EF realizadas no Ansys® Mechanical APDL, com suporte do LS-Dyna, para capturar as não linearidades geométricas e de material durante o impacto dinâmico. Um estudo de convergência de malha foi realizado para garantir a precisão dos resultados, e o modelo numérico foi validado por meio da comparação dos resultados de simulação com previsões analíticas e dados experimentais disponíveis na literatura. Em seguida, conduziu-se um estudo paramétrico para investigar a influência de variáveis-chave do processo, como velocidade da granalha, diâmetro da esfera e propriedades mecânicas do material alvo. Os resultados indicaram que o aumento da velocidade e do diâmetro das esferas ampliou a profundidade da camada de tensões residuais compressivas, embora com efeito mínimo na magnitude da tensão de pico. Adicionalmente, materiais-alvo mais rígidos apresentaram menor eficiência na geração do campo de tensões residuais compressivas (CRSF), em concordância com dados da literatura. Por fim, o modelo desenvolvido demonstrou ser uma ferramenta confiável e computacionalmente eficiente para prever os campos de tensões residuais gerados por shot peening, possibilitando a otimização do processo com menor dependência de ensaios experimentais.

Palavras chave: shot peening, campo de tensões residuais, simulação dinâmica explícita, método de elementos finitos.

NOMENCLATURA

a	Raio de contato (estático)	z_0	Profundidade final de indentação
a_e	Raio de contato (dinâmico)	α	Taxa de deformação plástica-elástica
a_p	Raio de contato no domínio plástico (dinâmico)	$\Delta\varepsilon_i^e$	Deformação elástica não recuperada
d_1	Diâmetro da granalha	$\Delta\varepsilon_i^p$	Porção de deformação plástica
d_2	Diâmetro do alvo	$\Delta\sigma_i^e$	Tensões elásticas não relaxadas
E_0	Módulo de elasticidade equivalente	$\Delta\sigma_i^p$	Tensão plástica final
E_1	Módulo de elasticidade da granalha	ε_b	Deformação máxima
E_2	Módulo de elasticidade do alvo	ε_s	Deformação de escoamento
E_T	Módulo tangente	ε_i^e	Deformação atuante
F	Carga aplicada	ε_i^p	Deformação plástica equivalente
k	Coefficiente de eficiência	ν_1	Coefficiente de Poisson da granalha
p	Pressão de contato máxima (dinâmica)	ν_2	Coefficiente de Poisson do alvo
p_{max}	Pressão de contato máxima (estática)	ρ	Densidade da granalha

R	Raio da granalha	$\sigma_{1,2,3}$	Tensões principais
V	Velocidade da granalha	σ_b	Tensão máxima
z	Profundidade abaixo da superfície alvo	σ_i^e	Tensão atuante
σ_i^p	Tensão plástica equivalente	σ_y^e	Tensões principais elásticas no eixo y
σ_s	Tensão de escoamento	σ_y^r	Tensão residual no eixo y
σ_v	Tensão equivalente de von Mises	σ_y^R	Tensão residual final no eixo y
σ_x	Tensões principais no eixo x	σ_z	Tensão residual no eixo z
σ_x^e	Tensões principais elásticas no eixo x	σ_z^e	Tensões principais elásticas no eixo z
σ_x^r	Tensão residual no eixo x	σ_z^r	Tensão residual no eixo z
σ_x^R	Tensão residual final no eixo x	Φ	Constante material
σ_y	Tensões principais no eixo y		

1 INTRODUÇÃO

Engrenagens desempenham um papel essencial na transmissão de movimento e potência, devido à sua confiabilidade e eficiência. Em contextos de altas rotações, podem ser projetadas como unidades multiplicadoras de velocidade, como na indústria automotiva. Já em aplicações de alta carga, as caixas de engrenagens também são adequadas como multiplicadores de torque em equipamentos de geração eólica e em plantas metalúrgicas (Gupta, 2017). Apesar da variedade de aplicações, esses componentes dinâmicos estão sujeitos a dois modos principais de falha que devem ser considerados no projeto de engrenagens: fadiga por contato superficial (Fernandes, 1997) e fadiga por flexão do dente (Fernandes, 1996).

A fadiga por contato superficial ocorre devido ao contato entre os dentes. A teoria do contato de Hertz define que, quando dois corpos com superfícies curvilíneas são pressionados entre si, a deformação resultante transforma o contato pontual ou linear em uma área, gerando tensões tridimensionais em ambos os elementos (Budynas, 2016). A solução analítica dessas equações mostra que a máxima tensão de cisalhamento ocorre abaixo da superfície de contato, onde é mais provável o início de trincas. A trinca se propaga em direção à superfície do dente, e a pressão do lubrificante rompe um fragmento metálico, causando falha por fadiga de contato, conhecida como *pitting*.

A transmissão de potência ocorre ao longo da linha de ação da engrenagem, onde uma carga tangencial pode ser projetada a partir do torque transmitido e do diâmetro primitivo. Como essa força aplicada está deslocada em relação à base do dente, ocorre um efeito equivalente à flexão de uma viga. A tensão de flexão gerada é descrita pelas equações de Lewis (Norton, 2013) e tem seu valor máximo localizado na superfície externa da raiz do dente, como uma tensão normal.

Para aumentar a resistência à fadiga, o processamento típico de engrenagens inclui tratamentos térmicos, como cementação e têmpera, realizados após o corte dos dentes (Gupta, 2016). Embora esses processos aumentem a dureza superficial, a precisão dimensional obtida por essas técnicas não é adequada para a maioria das aplicações em engrenagens. Assim, a cadeia de fabricação inclui o acabamento superficial como etapa final do processo.

Engrenagens de alto desempenho que exigem precisão dimensional e alta qualidade da superfície de flancos geralmente utilizam o processo de retificação como acabamento (D'Oliveira, 2021). No entanto, como consequência do atrito elevado gerado pelos rebolos, há tendência de indução de tensões residuais trativas, além de danos térmicos (queima de retífica), devido à concentração de calor em zonas localizadas.

Aplicações com maiores exigências de carga e que demandam maior resistência à fadiga e maior vida útil do produto frequentemente adicionam o shot peening à cadeia de acabamento superficial (Ogawa, 2000). O shot peening é um processo de conformação a frio no qual esferas de elevada dureza (metálicas, cerâmicas ou de vidro) colidem com a superfície da engrenagem. O impacto das esferas induz tensões compressivas em diferentes camadas abaixo da superfície do material alvo, conforme sugerido pela teoria de contato de Hertz.

Como resultado da combinação entre altas velocidades e parâmetros de elevada dureza para o meio de impacto, a área de contato no alvo sofre deformação plástica local não linear. Assim, camadas mais profundas abaixo da superfície, que foram deformadas elasticamente, tornam-se incapazes de recuperar sua forma original após o descarregamento (Shen, 2006). As condições de continuidade entre as zonas elástica e plástica geram um campo de tensão residual compressiva (*Compressive Residual Stress Field – CRSF*) ao longo da profundidade do material do dente, o que pode reduzir significativamente o crescimento de trincas previsto pelos estudos de Hertz.

Após o processo de peening, o balanço energético implica que a zona deformada plasticamente na superfície recupere apenas a parcela elástica da deformação total. Embora esse efeito possa fazer com que o ponto máximo do CRSF ocorra em uma região logo abaixo da superfície, as camadas externas ainda mantêm tensões compressivas e maior dureza devido à plastificação superficial (Weiliang, 2023). Portanto, a combinação desses fenômenos tende a melhorar a vida em fadiga tanto em relação às tensões de contato quanto às de flexão.

Normas internacionais de projeto de engrenagens, como a ISO 6336-5:2016, reconhecem esses benefícios para engrenagens cementadas e submetidas ao shot peening, dividindo-as em classificações de qualidade de componentes. Para as cadeias de produção mais refinadas, espera-se um aumento máximo de 10% na vida em fadiga. No entanto, diversos estudos relatam ganhos de até 50% e 20% na resistência à flexão da raiz e à fadiga de contato, respectivamente (Gütner, 2017).

Diante da necessidade de otimizar a compreensão dos efeitos dos parâmetros do fenômeno em peças fabricadas, aliada aos altos custos e tempo demandados por avaliações experimentais, muitos autores têm adotado o método dos elementos finitos (EF) como uma poderosa ferramenta de simulação numérica (Hong, 2008). Atualmente, softwares comerciais para simulação via EF são ferramentas versáteis para modelar fenômenos não lineares com elevada complexidade, como impacto dinâmico, plastificação e relaxamento de material.

Dentre as diversas metodologias de EF, o método da Eigenstrain foi desenvolvido como uma alternativa para simplificar os modelos cinéticos. Nessas análises, a tensão residual e a plastificação são simuladas por meio de deformações térmicas (Benedetti, 2024; Bertonha, 2016). Embora seja possível obter bons resultados, modelos dinâmicos capazes de simular a geometria da granalha, a velocidade de colisão e a cobertura superficial são mais desejáveis para aplicações reais na manufatura. Tais técnicas aprimoram as análises de engenharia ao permitir a previsão dos efeitos reais dos parâmetros de processo sobre a peça, reduzindo os custos de fabricação e otimizando o tempo de produção.

Dessa forma, a definição do modelo constitutivo do material é crucial para a precisão dos resultados. Em geral, o modelo escolhido deve ser capaz de representar os efeitos não lineares do material, descritos pelas leis de encruamento isotrópico, cinemático ou uma combinação de ambas (Li, 2018). Os modelos de Johnson-Cook (Bobbili, 2018; Guimarães, 2023) e Chaboche (Li, 2018; Santus, 2023) se destacam entre os de maior complexidade. No entanto, também é possível obter bons resultados com modelos mais simples, como o modelo bilinear isotrópico, no qual um módulo tangente constante é considerado como parâmetro de encruamento (Hong, 2008).

Diante disso, o presente artigo tem como objetivo desenvolver um modelo simplificado de shot peening via EF, capaz de simular o campo de tensões residuais e os efeitos transitórios do fenômeno proposto. Para isso, este estudo é dividido em etapas analíticas e de simulação via EF, sendo cada uma composta por análises com comportamento elástico-estático e elastoplástico-dinâmico. Os modelos analíticos foram desenvolvidos no software MATLAB®, com o objetivo de validar os resultados do modelo de EF. O ambiente de simulação foi estruturado por meio de scripts no software Ansys® Mechanical APDL, utilizando o solver LS-Dyna para modelar a dinâmica do processo e avaliar o relaxamento do material após o impacto.

2 MODELO ESTÁTICO

2.1 Desenvolvimento analítico do modelo estático

Com base na teoria de contato de Hertz (Budynas, 2016), é possível construir um modelo analítico para calcular os valores das tensões principais e a profundidade gerada pelo contato estático entre dois corpos curvilíneos. O principal mecanismo dessa teoria é que o ponto de impacto se transforma em uma área, conforme ilustrado na Fig. 1, alterando assim o estado de tensões da peça de plano para um estado de tensões triaxial. Considerando uma esfera pressionada contra uma placa plana, o raio a da área de contato resultante é dado pela Eq. (1), aplicando-se $d_2 = \infty$. A pressão máxima, que ocorre ao longo da linha central da esfera, pode ser calculada pela Eq. (2).

$$a = \sqrt[3]{\frac{3F(1-\nu_1^2)/E_1 + (1-\nu_2^2)/E_2}{1/d_1 + 1/d_2}} \quad (1)$$

$$p_{max} = \frac{3F}{2\pi a^2} \quad (2)$$

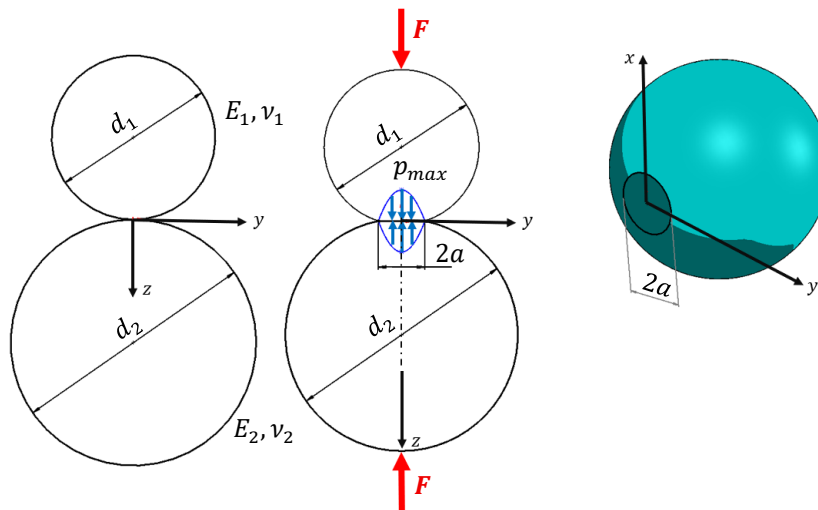


Figura 1: Pressão de contato de Hertz.

Devido às características geométricas de um corpo esferoide e assumindo que ambas as entidades são materiais isotrópicos, as tensões nos eixos x e y são iguais, conforme mostrado na Eq. (3). A Eq. (4) apresenta como as tensões máximas podem ser obtidas; elas ocorrem abaixo da superfície ao longo do eixo z.

$$\sigma_1 = \sigma_2 = \sigma_x = \sigma_y = -p_{max} \left[\left(1 - \left| \frac{z}{a} \right| \tan^{-1} \frac{1}{|z/a|} \right) (1 + \nu) - \frac{1}{2 \left(1 + \frac{z^2}{a^2} \right)} \right] \quad (3)$$

$$\sigma_3 = \sigma_z = \frac{-p_{max}}{1 + \frac{z^2}{a^2}} \quad (4)$$

As tensões calculadas pelas Eq. (3) e Eq. (4) são tensões principais e permitem o cálculo da tensão equivalente de von Mises, conforme a Eq. (5). Devido ao estado triaxial de tensões induzido no material, a tensão de cisalhamento máxima gerada pelas tensões principais normais apresenta seu valor máximo ligeiramente abaixo da superfície (Norton, 2013). Diversos estudos relacionam a profundidade da tensão de cisalhamento máxima ao modo de falha superficial conhecido como *pitting*.

$$\sigma_v = \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

2.2 Modelo de elementos finitos

Uma vez modelado o fenômeno analiticamente, a etapa seguinte consistiu na evolução para um modelo baseado no método dos Elementos Finitos (EF). A principal vantagem proporcionada por EF é a melhor representação das não linearidades geométricas inerentes às deformações de ambos os corpos. Embora tais deformações possam ser calculadas de forma analítica, a taxa de deformação em cada passo de carga é processada de forma muito mais rápida e com alta precisão por softwares de elementos finitos. Ainda assim, alcançar essa precisão requer uma malha adequada e configurações corretas de parâmetros.

Como a literatura sugere que o contato hertziano é axisimétrico, conforme indicado na Eq. (3), a geometria pode ser simplificada para reduzir os custos computacionais. No entanto, tal suposição só pode ser feita se a linha de impacto for perpendicular ao plano da superfície (Weiliang, 2023). Diante dessas considerações, o elemento adequado para a análise deve apresentar: capacidade de grandes deslocamentos e deformações, axisimetria, e suporte a tensões planares e deformações planares (ANSYS, Inc., 2011). Para esse fim, foi adotado o elemento PLANE183 (quadrilateral 2D de 8 nós) na análise por elementos finitos deste estudo.

A geração da malha é a etapa seguinte no modelo de elementos finitos, e sua configuração está diretamente relacionada à precisão dos resultados. O modelo estático foi construído com uma malha mapeada, cujos parâmetros de configuração foram formulados de modo a discretizar o tamanho dos elementos, reduzindo os custos computacionais, conforme ilustrado na Fig. 2. A Fig. 3 apresenta a malha resultante juntamente com as condições de contorno aplicadas.

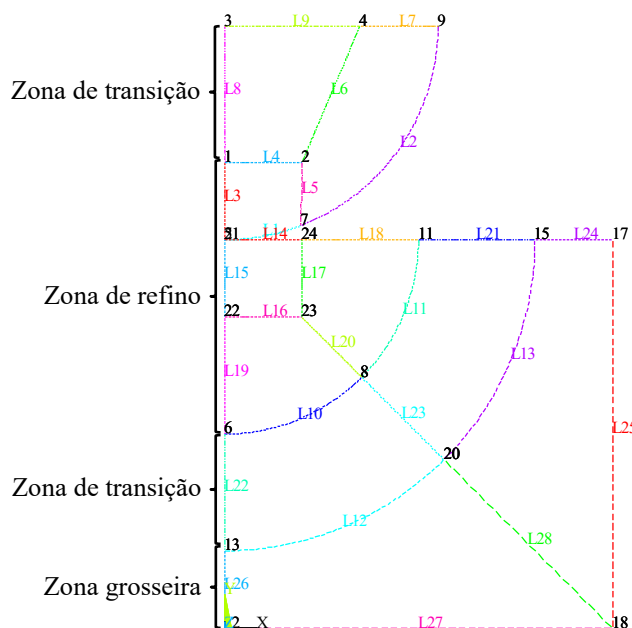


Figura 2: Discretização de elementos na malha do modelo estático.

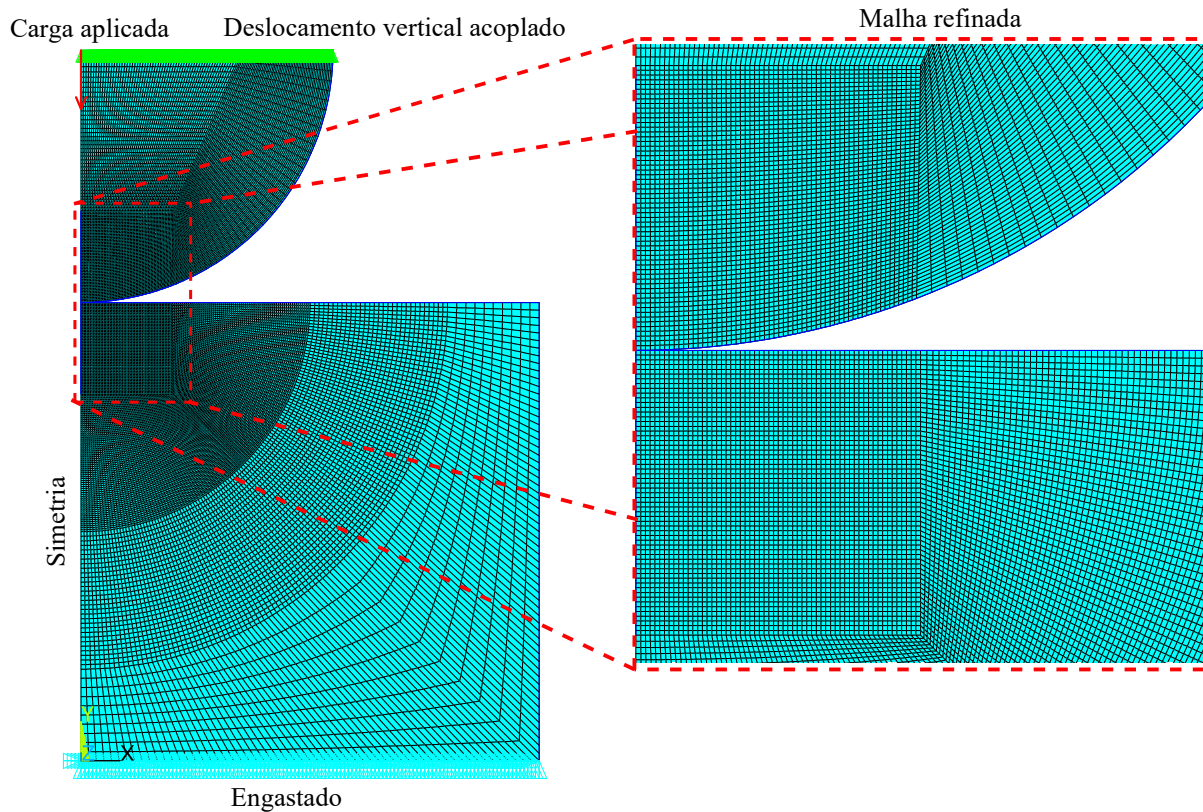


Figura 3: Modelo estático e condições de contorno.

3 MODELO DINÂMICO

3.1 Desenvolvimento analítico do modelo dinâmico elástico

O processo de shot peening consiste em múltiplos impactos de partículas esféricas, geralmente compostas por metais duros, colidindo com a superfície de um componente cuja vida útil à fadiga precisa ser aumentada (Ogawa, 2000). O bico do equipamento projeta essas partículas com vazão mássica constante e ângulo de ataque pré-definido ao longo de um determinado ciclo de tempo. Quando a granalha atinge o componente alvo, a carga resultante do impacto de um projétil rígido em alta velocidade gera elevadas taxas de deformação plástica, o que induz tensões residuais compressivas próximas à superfície. O tempo de ciclo é calculado para atingir uma razão de cobertura esperada, a qual deve ser dimensionada com base no desempenho desejado para a peça. Este estudo tem como objetivo simular o impacto de uma única esfera sobre uma placa plana e a tensão residual resultante. Para isso, o modelo analítico deve ser aprimorado para considerar os efeitos dinâmicos e as não linearidades do material (Shen, 2006).

Dessa forma, a velocidade de impacto V e propriedades adicionais do material, como a densidade ρ , devem ser incorporadas às equações anteriores como novos parâmetros. Esses parâmetros podem ser considerados em uma constante relacionada ao material, Φ conforme mostrado na Eq. (6), e então aplicados às novas definições do raio de contato a_e e da pressão máxima p , conforme apresentado nas Eq. (7) e Eq. (8), respectivamente.

$$\Phi = \frac{5}{2}\pi k\rho \quad (6)$$

$$a_e = R \left[\frac{\Phi V^2}{E_0} \right]^{\frac{1}{5}} \quad (7)$$

$$p = \frac{1}{\pi} [\Phi V^2 E_0^4]^{\frac{1}{5}} \quad (8)$$

Como o efeito dinâmico passa a atuar em um domínio elastoplástico, a influência da dissipação de energia térmica e elástica deve ser considerada. Para isso, é introduzido um fator de eficiência k , que representa um estado de impacto puramente elástico quando seu valor é igual a 100%. Estudos posteriores e a literatura relacionada à eficiência do shot peening fixam esse parâmetro em um valor de 0,8 (Johnson, 1985). Adicionalmente, deve-se calcular um módulo de

elasticidade equivalente E_0 , given by Eq. (9), conforme apresentado na Eq. (9), a fim de considerar as propriedades elásticas do material das esferas de impacto e do alvo.

$$\frac{1}{E_0} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (9)$$

As informações calculadas anteriormente são suficientes para determinar as tensões normais com base na teoria de contato de Hertz, as quais atingem seu valor máximo sob a esfera. Com base no sistema de coordenadas apresentado na Fig. 4, as componentes de tensão σ_x^e , σ_y^e and σ_z^e podem ser expressas em função da profundidade no alvo, conforme Eq. (10) e (11). Essas equações representam a tensão elástica total induzida pelo impacto da esfera no alvo, sendo o sobrescrito “e” utilizado para denotar a natureza elástica do estado tensional. A partir disso, pode-se obter a tensão equivalente de von Mises, conforme a Eq. (12). A parcela plástica do fenômeno será analisada na seção seguinte.

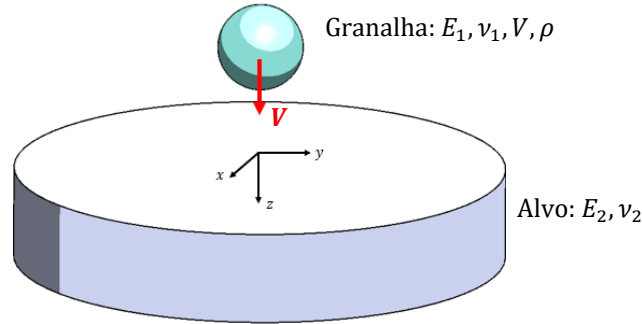


Figura 4: Representação dinâmica do impacto de uma esfera sobre uma placa plana.

$$\sigma_x^e = \sigma_y^e = p(1 + \nu_2) \left[\frac{z}{a_e} \tan^{-1} \left(\frac{z}{a_e} \right) - 1 \right] + p \frac{a_e^2}{2(a_e^2 + z^2)} \quad (10)$$

$$\sigma_z^e = -p \left[1 + \left(\frac{z}{a_e} \right)^2 \right]^{-1} \quad (11)$$

$$\sigma_i^e = \frac{1}{\sqrt{2}} \left[(\sigma_x^e - \sigma_y^e)^2 + (\sigma_y^e - \sigma_z^e)^2 + (\sigma_z^e - \sigma_x^e)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (12)$$

Assim, a deformação equivalente pode ser calculada conforme a Eq. (13).

$$\varepsilon_i^e = \frac{\sigma_i^e}{E_2} \quad (13)$$

3.2 Desenvolvimento analítico do modelo dinâmico elastoplástico

Sempre que a deformação equivalente atuante ε_i^e excede a deformação de escoamento máxima ε_s , associada à tensão de escoamento do material alvo σ_s , o domínio elastoplástico é atingido (Li, 1991). Nesse ponto, a deformação entra em uma fase não linear com parâmetros de encruamento que alteram o comportamento tensão-deformação e aumentam a complexidade do modelo analítico. Diversos pesquisadores simplificam seus modelos utilizando leis constitutivas bilineares ou multilineares (Li, 1991; Shen, 2004), como mostrado na Fig. 5. Modelos de material com maior nível de detalhamento são regidos por equações não lineares com parâmetros de encruamento H , no entanto, é possível definir um modelo satisfatório considerando H como um coeficiente linear, aproximando seu valor ao módulo tangente E_T (Hong, 2008).

Portanto, para adequar o modelo a uma relação tensão-deformação elastoplástica, a deformação plástica equivalente, agora representada pelo sobrescrito “p”, pode ser definida conforme a Eq. (14), para os casos em que $\varepsilon_i^e > \varepsilon_s$ (Shen, 2004). Para valores em que $\varepsilon_i^e \leq \varepsilon_s$, então $\varepsilon_i^p = \varepsilon_i^e$.

$$\varepsilon_i^p = \varepsilon_s + \alpha(\varepsilon_i^e - \varepsilon_s) \quad (14)$$

Assim, implica-se que não há tensão residual a menos que ocorra deformação plástica, portanto, $\sigma^r = 0$ se $\sigma_i^e \leq \sigma_s$. Caso a tensão atuante não ultrapasse $2\sigma_i^p$, as componentes da tensão residual podem ser calculadas como a diferença entre as parcelas plástica e elástica das tensões (Shen, 2004), conforme apresentado nas Eq. (20) e Eq. (21).

$$\sigma_x^r = \sigma_y^r = \frac{1}{3}(\sigma_i^p - \sigma_i^e) \quad (20)$$

$$\sigma_z^r = -2\sigma_x^r \quad (21)$$

Contudo, nos casos em que a tensão atuante ultrapassa $2\sigma_i^p$, ocorre o fenômeno de *reverse yielding*, e as tensões elásticas que não foram descarregadas podem ser calculadas pela Eq. (22). De forma semelhante, a parcela de deformação plástica é dada pela Eq. (23) e está relacionada a uma deformação elástica não recuperada pela Eq. (24). Assim, a tensão plástica correspondente pode ser obtida a partir da curva tensão-deformação, conforme apresentado na Eq. (25).

$$\Delta\sigma_i^e = \sigma_i^e - 2\sigma_i^p \quad (22)$$

$$\Delta\varepsilon_i^p = \alpha\Delta\varepsilon_i^e \quad (23)$$

$$\Delta\varepsilon_i^e = \frac{\Delta\sigma_i^e}{E_2} \quad (24)$$

$$\Delta\sigma_i^p = E_T\Delta\varepsilon_i^p \quad (25)$$

Os cálculos apresentados acima conduzem a uma possível determinação da tensão residual, conforme mostrado na Eq. (26). Entretanto, para considerar o relaxamento do material alvo como um material isotrópico, por meio da Lei de Hooke, a tensão residual final é obtida conforme a Eq. (27).

$$\sigma_x^r = \sigma_y^r = \frac{1}{3}(\sigma_i^p - 2\sigma_i^p - \Delta\sigma_i^p) \quad (26)$$

$$\sigma_x^R = \sigma_y^R = \left(\frac{1 + \nu_2}{1 - \nu_2}\right)\sigma_x^r \quad (27)$$

3.4 Modelo dinâmico de elementos finitos

Assim como no modelo estático de elementos finitos, a atualização dinâmica é dividida em definição dos elementos, geração da malha e aplicação das condições de contorno. Contudo, ao contrário do modelo anterior, agora a força aplicada é substituída por uma velocidade inicial, e os dois corpos são deslocados um em relação ao outro. O módulo LS-Dyna permite que o Ansys® Mechanical APDL simule tais condições no domínio da dinâmica explícita, considerando o fator tempo, uma vez que a simulação realiza uma análise transiente.

Portanto, o elemento definido para esta análise deve incluir em sua configuração prévia a compatibilidade com dinâmica explícita e suporte a recursos transientes, incluindo encruamento e relaxamento do material (ANSYS Inc, 2013). Conforme a Eq. (10), a tensão atuante também apresenta axisimetria, permitindo que a simulação seja simplificada utilizando um elemento 2D, desde que seja compatível com o modelo constitutivo do material selecionado para representar a plastificação e o encruamento do material.

O elemento PLANE162 (Fig. 6) é um elemento sólido de 4 nós apropriado, que não apenas atende aos requisitos do fenômeno estudado, como também é compatível com o modelo de encruamento isotrópico bilinear.

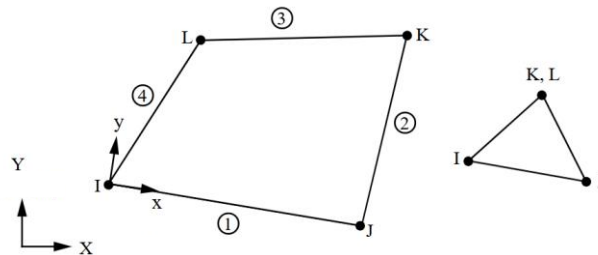


Figure 6: Configurações geométricas do elemento PLANE162 (ANSYS, Inc, 2013).

O principal objetivo desta avaliação é que a simulação proposta não apenas calcule as tensões residuais, mas também forneça esses dados para análises posteriores. As tensões residuais são obtidas após a energia cinética armazenada no material ser completamente dissipada e, uma vez que sua direção (compressiva ou trativa) é essencial para o desempenho da análise, elas não podem ser medidas como uma tensão equivalente. Pesquisas cujo foco é a razão recobrimento do shot peening em uma determinada área desenvolveram um método eficaz para representar corretamente o perfil das tensões residuais (Guimarães, 2023). Nesses estudos, uma área específica é isolada e as tensões nodais são calculadas de acordo com um novo sistema de coordenadas apropriado à geometria do espécime. Em seguida, para cada camada de elementos, a média das tensões nodais resulta em uma tensão residual representativa.

No entanto, uma vez que o presente trabalho estuda um único impacto, os resultados não podem ser obtidos pela média ao longo da largura da placa devido à ausência de múltiplos impactos. Uma abordagem mais adequada para representar as tensões residuais é avaliar um caminho centrado ao longo da linha de simetria (Patanaiik, 2021). O passo de tempo selecionado para a plotagem também deve ser cuidadosamente considerado; para esta simulação, o momento escolhido representa o início do retorno da esfera.

Por fim, as condições de contorno são semelhantes às do modelo estático (Fig. 3), substituindo a carga constante aplicada por uma velocidade inicial e posicionando o componente móvel, a esfera, de forma que ela não toque a superfície alvo no início do movimento. O elemento PLANE162 do Ansys® LS-Dyna já possui uma opção de axisimetria em sua configuração, eliminando a necessidade de definir manualmente a condição de simetria. Além disso, para melhor simular os parâmetros reais do processo, a aceleração da gravidade é desprezível em comparação com a velocidade constante da esfera e suas dimensões; assim, a distância inicial da esfera até a placa não é relevante para os resultados de tensão. Embora essa distância não influencie o cálculo das tensões, ela é importante para os custos computacionais, pois o deslocamento da esfera também impacta no tempo total da simulação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Validação do modelo FE

A qualidade da malha desempenha um papel crucial na obtenção de resultados precisos; por isso, foi realizado um estudo de convergência variando o tamanho dos elementos na região principal de impacto da placa alvo. Esse método permite validar o fluxo de tensões ao longo dos elementos, executando simulações e comparando os resultados à medida que o tamanho dos elementos é reduzido, conforme mostrado na Fig. 7. Quando o tamanho dos elementos apresenta boa concordância com o resultado anterior, a malha é considerada validada.

Esse procedimento é essencial para verificar se os resultados do método dos elementos finitos representarão corretamente o problema proposto, uma vez que a simulação pode estar sujeita a ruídos, como concentrações de tensão inadequadas e comportamento impreciso das deformações. Assim, com a malha validada, os resultados analíticos obtidos pelos scripts implementados em MATLAB® podem ser comparados aos scripts desenvolvidos em APDL.

O modelo estático foi simulado considerando as propriedades do projétil e do material alvo conforme a Tab. 1, e os resultados são apresentados na Fig. 8. Pela solução analítica, esperava-se uma tensão equivalente de von Mises máxima de 10.670,8 MPa a uma profundidade de 0,032 mm, enquanto a solução nodal verificou 10.909,2 MPa localizada a 0,041 mm de profundidade. Os valores de tensão representam um desvio de 2,18%, porém a diferença na profundidade em relação à solução analítica foi superior a 21,95%. Como o modelo por elementos finitos considera grandes deformações e calcula as não linearidades geométricas passo a passo, espera-se que as deformações na região do impacto sejam maiores, deslocando, assim, o pico de tensões.

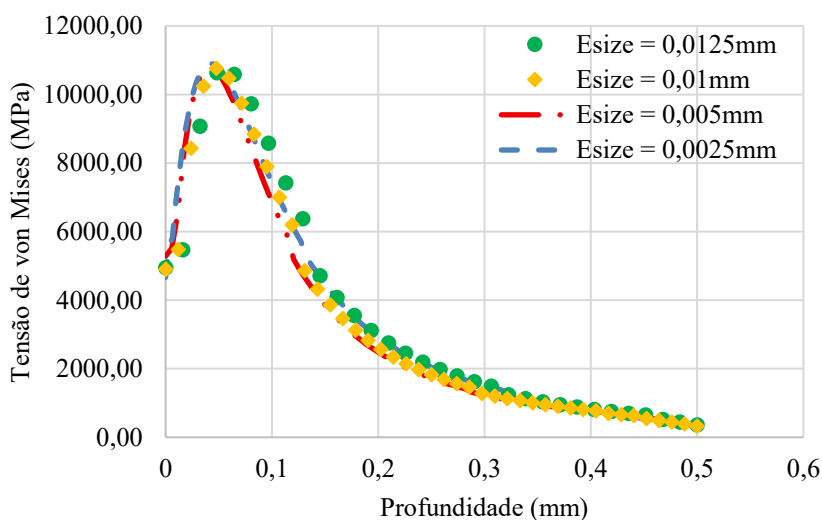


Figura 7: Distribuição de tensões obtida pela variação do tamanho de elemento (Esize).

Tabela 1. Parâmetros para a tensão de contato de Hertz

Propriedades do espécime 1	Esfera	Alvo
Módulo de elasticidade (GPa)	200	200
Coefficiente de Poisson	0,3	0,3
Carga aplicada (N)	165	0
Diâmetro (mm)	0,55	Não aplicável

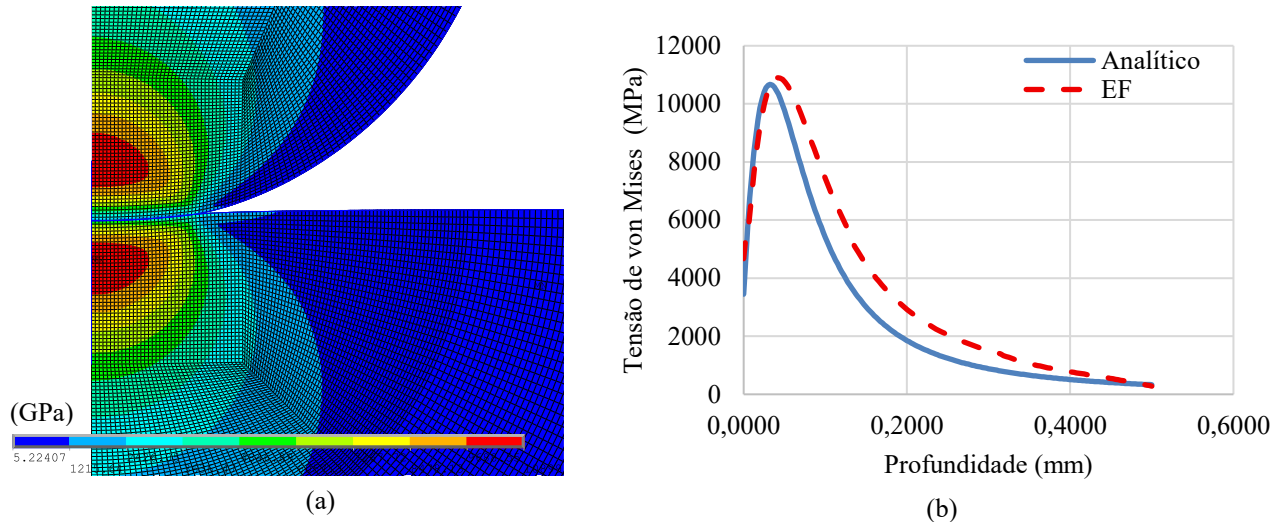


Figura 8: (a) Pós-processamento da simulação estática, e (b) comparação entre solução analítica e nodal.

Para a simulação dinâmica, as condições do shot peening foram estabelecidas conforme o espécime B2 de Shen (2004), conforme mostrado na Tab. 2. O módulo tangente foi calculado conforme a Eq. (19) e os parâmetros fornecidos pelo autor. A Fig. 9 mostra que os resultados da simulação diferem da solução analítica em 115,18% e 15,29% para os valores normalizados de tensão e profundidade, respectivamente.

Pode-se observar que a solução apresentada por Shen (2004) apresenta relaxamento completo logo após a tensão residual atingir zero (Fig. 9b). Esse comportamento está relacionado ao conceito de que não existe tensão residual enquanto a tensão e a deformação atuantes não ultrapassarem o ponto de escoamento. Por outro lado, o modelo por elementos finitos apresenta uma porção de tensão residual trativa antes que as tensões alcancem zero. Segundo Al-Obaid (1995), essa tensão trativa induzida imediatamente abaixo do campo de tensão residual compressiva (CRSF) resulta do balanço de energia interna do material e constitui uma característica importante que aumenta a complexidade dos parâmetros do shot peening, podendo comprometer o desempenho da peça caso ultrapasse um valor ótimo. A Fig. 10 mostra a distribuição típica de tensões residuais esperada para um impacto único de esfera.

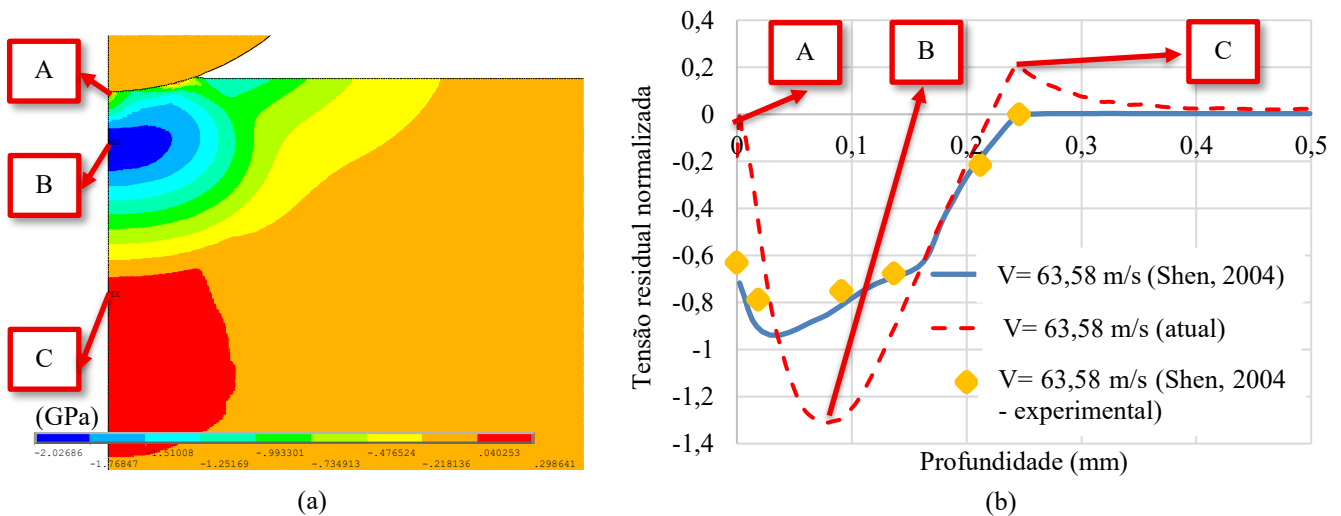


Figura 9: (a) Solução nodal Ansys® LS-Dyna, e (b) distribuição da tensão residual normalizada abaixo da linha de centro do espécime R1.

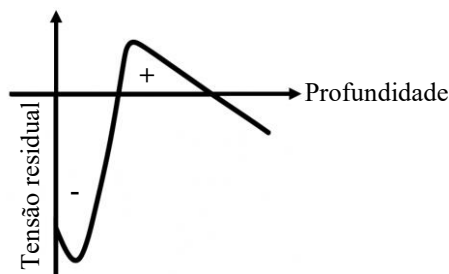


Figura 10: Distribuição da tensão residual típica. Adaptado de Al-Obaid, 1995.

Tabela 2. Parâmetros para o espécime R1.

Propriedades do espécime R1	Granalha	Alvo
Módulo de elasticidade (GPa)	Rígida	200
Coefficiente de Poisson	Rígida	0,3
Densidade (kg/m ³)	7800	7800
Diâmetro (mm)	0,55	Não aplicável
Tensão de escoamento (MPa)	Rígida	1270
Módulo tangente (GPa)	Rígida	6,98
Velocidade inicial (m/s)	63,58	0

Uma avaliação adicional dos resultados experimentais utilizados para validar a solução analítica de Shen (2004), mostrada na Fig. 9b, revela que não existem registros experimentais para camadas mais profundas do que a profundidade na qual a tensão residual atinge zero. Ainda assim, os dados coletados apresentam boa concordância com o campo de tensões residuais compressivas (CRSF) calculado analiticamente.

Diante disso, um segundo estudo comparativo foi realizado, avaliando os resultados obtidos por Meguid (1999) e Hong (2008). Os parâmetros de simulação foram atualizados conforme a Tab. 3, e o coeficiente de atrito da lei de Coulomb foi adicionado às considerações durante o contato. A granalha foi novamente modelada como uma esfera rígida, e o material alvo manteve-se representado por um modelo constitutivo isotrópico bilinear. Ambos os autores forneceram diretamente o parâmetro de encruamento linear por deformação. Os resultados são apresentados nas Fig. 11 e 12 e comparados nas Tab. 4 e 5.

Tabela 3. Parâmetros para os espécimes R2 e R3.

Propriedades do espécime	R2	R3
Módulo de elasticidade (GPa)	200	200
Coefficiente de Poisson	0,3	0,3
Densidade (kg/m ³)	7800	7800
Diâmetro (mm)	1	1
Tensão de escoamento (MPa)	600	600
Módulo tangente (GPa)	0,80	0,80
Velocidade inicial (m/s)	75	100
Coefficiente de atrito	0,25	0,25

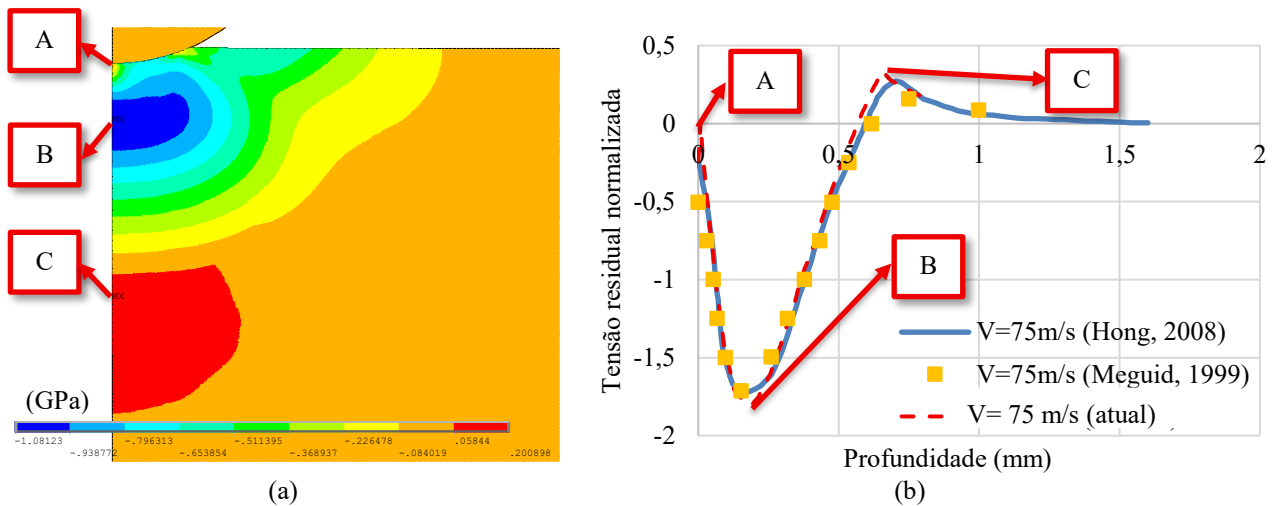


Figura 11: (a) Solução nodal Ansys® LS-Dyna, e (b) distribuição da tensão residual normalizada abaixo da linha de centro do espécime R2.

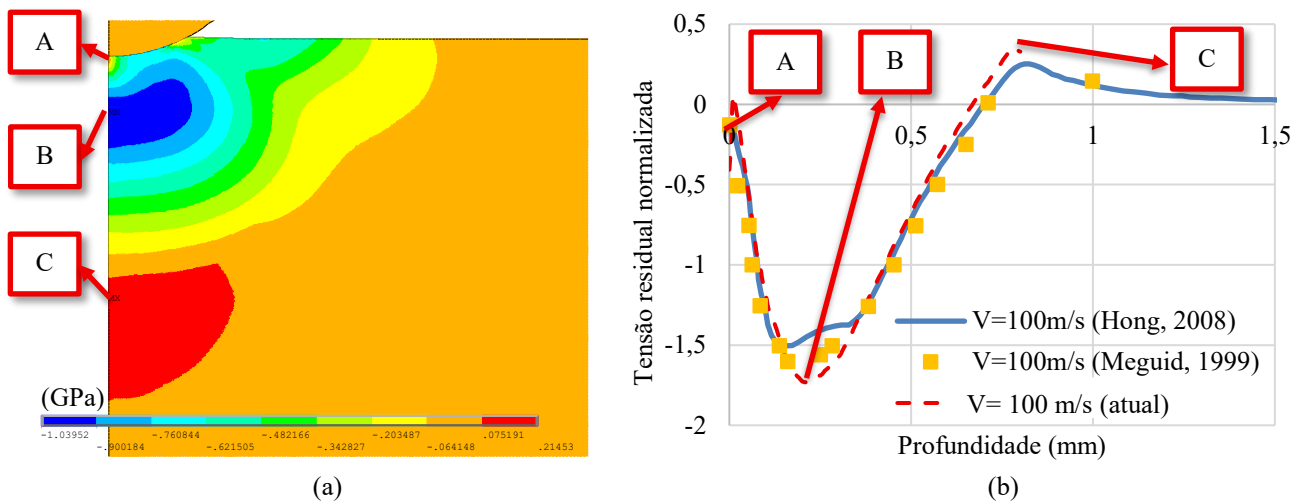


Figura 12: (a) Solução nodal Ansys® LS-Dyna, e (b) distribuição da tensão residual normalizada abaixo da linha de centro do espécime R3.

Tabela 4. Comparativo dos resultados do espécime R2.

Dados da simulação	Atual	Hong (2008)	Variação (%)	Meguid (1999)	Variação (%)
Tensão residual normalizada máxima	1,80	1,72	4,44	1,71	5,00
Profundidade (mm)	0,17	0,18	-5,88	0,15	11,76

Tabela 5. Comparativo dos resultados do espécime R3.

Dados da simulação	Atual	Hong (2008)	Variação (%)	Meguid (1999)	Variação (%)
Tensão residual normalizada máxima	1,73	1,51	12,7	1,60	7,51
Profundidade (mm)	0,21	0,17	19,0	0,16	23,81

Os dados apresentados indicam melhorias significativas quanto à consistência e coerência dos resultados da simulação entre os dois autores. No entanto, a profundidade na qual ocorre a máxima tensão residual normalizada apresenta desvios maiores do que o próprio valor da tensão. Uma hipótese para esse comportamento pode estar relacionada ao desenvolvimento de uma tensão residual trativa acima da indentação do CRSF, o que não era esperado e também altera a resposta da curva na superfície da placa. Essa tensão trativa inesperada pode ter origem em relações de contato inadequadas no modelo por elementos finitos ou em uma discretização de malha insuficiente. Ainda assim, a curva geral obtida apresenta boa concordância com os resultados de Meguid (1999) e Hong (2008).

4.2 Influência da velocidade da granalha

Uma vez que os resultados foram validados, a análise pode prosseguir para seu objetivo principal, que é avaliar os parâmetros do shot peening e seus efeitos sobre as tensões residuais no material. Como primeiro passo, uma faixa mais ampla de velocidades de impacto foi selecionada para complementar os dados das Fig. 11 e 12. Assim, considerando as mesmas propriedades geométricas e de material da Tab. 3, a Fig. 13 apresenta o campo de tensões residuais compressivas (CRSF) incluindo as velocidades de impacto de 63, 58 e 50 m/s.

Por um lado, a Figura 13 revela que o aumento da velocidade de impacto não afeta significativamente a magnitude da tensão residual máxima nem sua posição abaixo da superfície do material. Por outro lado, a profundidade da camada comprimida aumentou a cada incremento de velocidade. Embora o ponto de máxima tensão não seja alterado, um campo compressivo mais amplo é desejável em aplicações com engrenagens, especialmente em componentes de alto desempenho com flancos retificados. Engrenagens retificadas priorizam a precisão dimensional e a eficiência de engrenamento, características que podem ser comprometidas pelas deformações plásticas superficiais induzidas pelo shot peening. Portanto, a ampliação do domínio compressivo é valiosa para aumentar a vida em fadiga da engrenagem após a remoção de material durante o processo de retificação.

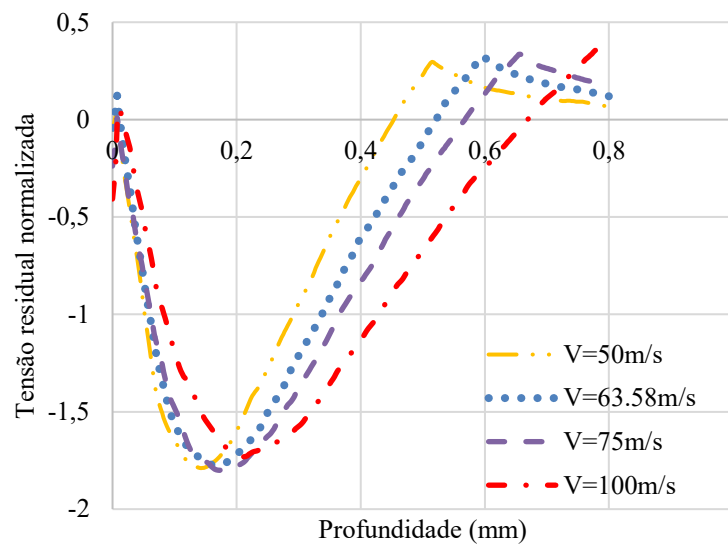


Figura 13: Influência da velocidade de impacto para as propriedades geométricas e mecânicas da Tabela 3.

4.3 Influência do diâmetro da granalha

Subsequentemente, foi avaliado o diâmetro da granalha. Para isso, esferas rígidas com diâmetros de 0,3 mm, 0,55 mm, 1,0 mm e 1,5 mm colidiram com a placa alvo a uma velocidade de 75 m/s. O modelo constitutivo do material alvo segue as propriedades da Tab. 3. A Fig. 14 mostra que, quanto maior o diâmetro do meio de impacto, mais profunda é a posição da tensão residual máxima. A magnitude da tensão é levemente reduzida a cada incremento geométrico, mas também se observa um aumento na tensão trativa superficial, comportamento que pode estar relacionado às condições de contato entre os componentes mencionadas anteriormente neste trabalho.

De forma semelhante à influência da velocidade de impacto, o aumento do diâmetro do meio também amplia a zona de compressão, o que é benéfico para as engrenagens retificadas mencionadas anteriormente. No entanto, o aumento da geometria do meio gera maiores deformações plásticas na superfície. Portanto, a razão entre a profundidade da compressão e a indentação plástica deve ser cuidadosamente avaliada.

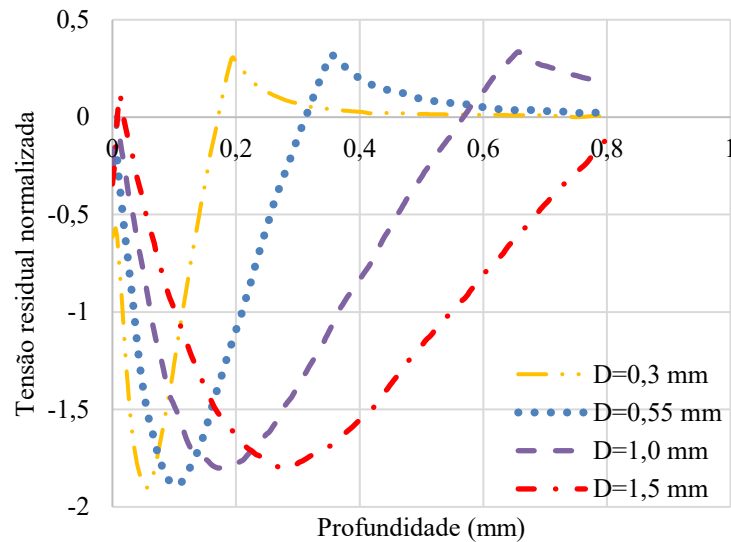


Figura 14: Influência do diâmetro da granalha para as propriedades geométricas e mecânicas da Tabela 3.

4.4 Influência das propriedades mecânicas do material alvo

Por fim, os dois modelos constitutivos desenvolvidos no presente trabalho foram comparados como parâmetro final para avaliar a influência da rigidez do material-alvo sobre o campo de tensões residuais compressivas (CRSF). As propriedades dos materiais propostas por Shen (2004) estão listadas na Tab. 2, enquanto as de Hong (2008) e Meguid (1999) estão na Tab. 3. A Fig. 15 revela que os benefícios do processo de shot peening são inversamente proporcionais às tensões de escoamento e ao módulo tangente. Ainda assim, trata-se de um resultado normalizado, o que significa que, embora o material com as propriedades da Tab. 3 apresente um aumento percentual maior nas tensões residuais, o material mais adequado dependerá dos cálculos de vida em fadiga conforme os requisitos específicos de cada aplicação.

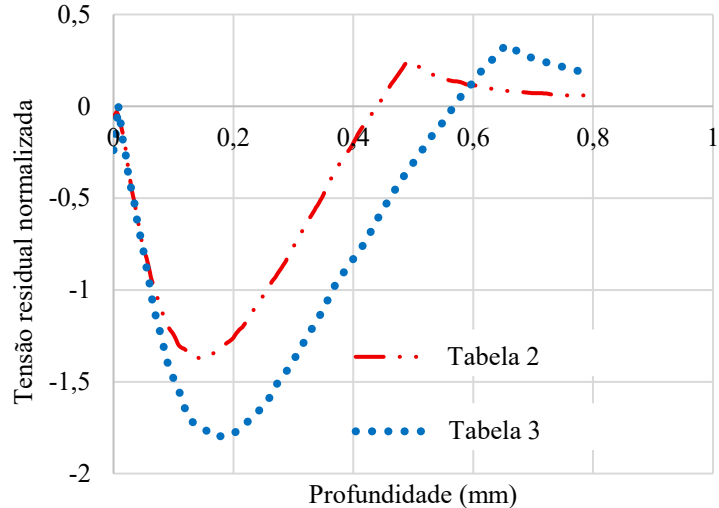


Figura 15: Influência das propriedades mecânicas do material alvo.

5 CONCLUSÕES

Este trabalho apresentou o desenvolvimento de um modelo bidimensional simplificado para simular um único impacto no processo de shot peening utilizando o método dos Elementos Finitos (EF) com abordagem dinâmica explícita. O modelo foi implementado no Ansys® Mechanical APDL, utilizando o solucionador LS-DYNA, e validado por meio de comparações com soluções analíticas e dados experimentais disponíveis na literatura.

O estudo iniciou-se com a modelagem estática das tensões de contato, tanto de forma analítica quanto numérica, com o objetivo de compreender a distribuição da tensão de von Mises e validar a malha para a simulação dinâmica subsequente. Em seguida, o modelo foi expandido para incorporar o comportamento elastoplástico da interação entre uma esfera rígida e a placa alvo, simulando de forma realista os efeitos de um único impacto sob condições típicas do processo de shot peening.

A análise paramétrica mostrou que o aumento da velocidade de impacto afeta significativamente a profundidade da camada de tensões residuais compressivas, expandindo a zona plastificada, embora não altere substancialmente a magnitude do pico de tensão residual. O diâmetro do meio de impacto também se mostrou um fator relevante, aumentando a profundidade das tensões induzidas, mas também intensificando a deformação plástica na superfície, um aspecto crítico para componentes usinados de alta precisão, como engrenagens retificadas.

As comparações com estudos anteriores (Hong, Meguid, Shen) revelaram boa concordância tanto na forma da distribuição das tensões quanto nos valores normalizados, com as divergências razoavelmente atribuídas a simplificações geométricas, condições de contato e resolução da malha. Os resultados confirmam o modelo proposto como uma ferramenta eficaz para avaliar e prever o campo de tensões residuais induzidas pelo shot peening, permitindo a otimização do processo sem a necessidade de extensos ensaios experimentais.

Portanto, conclui-se que o modelo numérico desenvolvido é teoricamente consistente e capaz de reproduzir com precisão os efeitos fundamentais do shot peening. Este estudo oferece importantes contribuições para a análise e o projeto de componentes mecânicos submetidos a carregamentos cíclicos, especialmente engrenagens, e abre caminho para pesquisas futuras envolvendo modelos tridimensionais, simulações de múltiplos impactos e a interação entre processos sequenciais de fabricação.

6 REFERÊNCIAS

- AL-OBAID, Y. F. Shot peening mechanics: experimental and theoretical analysis. **Mechanics of Materials**, v. 19, n. 2-3, p. 251-260, 1995.
- ANSYS, Inc. ANSYS LS-DYNA user's guide. Release 15.0. Canonsburg: **ANSYS, Inc.**, 2013.
- ANSYS INC. ANSYS Mechanical APDL Element Reference. Release 14.0. Canonsburg, PA: **ANSYS Inc.**, 2011.
- ANSYS INC. ANSYS Mechanical APDL Theory Reference. Release 2024 R2. Canonsburg, PA: **ANSYS, Inc.**, jul. 2024.
- BENEDETTI, Matteo et al. Enhancing plain fatigue strength in aluminum alloys through shot peening: Experimental investigations and a strain energy density interpretation. **International Journal of Fatigue**, v. 184, p. 108299, 2024.
- BERTONHA, Guilherme. **Simulação do crescimento e deformações geométricas causadas pelo processo de shot-peening**. 2016. 79f. Dissertação de mestrado profissional em Eng. Aeronáutica - Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.
- BOBBILI, Ravindranadh; MADHU, Vemuri. A modified Johnson-Cook model for FeCoNiCr high entropy alloy over a wide range of strain rates. **Materials Letters**, v. 218, p. 103-105, 2018.
- BUDYNAS, Richard G.; NISBETH, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley-10ª Edição**. McGraw Hill Brasil, 2016.
- D'OLIVEIRA, A. **Design for Residual Stress – The prediction of the gear manufacturing interaction case**. 2021. 129 f. Doctorate thesis in Aeronautical Project, Structures and Aerospace Systems – Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos.
- FERNANDES, P. J. L.; MCDULING, C. Surface contact fatigue failures in gears. **Engineering Failure Analysis**, v. 4, n. 2, p. 99-107, 1997.
- FERNANDES, P. J. L. Tooth bending fatigue failures in gears. **Engineering Failure Analysis**, v. 3, n. 3, p. 219-225, 1996.
- GUIMARÃES, Guilherme Fernandes et al. Shot peening simulation oriented to residual stress interaction with gear grinding. **Finite Elements in Analysis and Design**, v. 223, p. 103987, 2023.
- GÜNTNER, Christian; TOBIE, T.; STAHL, K. Influences of the residual stress condition on the load-carrying capacity of case-hardened gears. In: **AGMA 2017 Fall Technical Meeting**. 2017. p. 328-344.
- GUPTA, Kapil et al. Recent developments in sustainable manufacturing of gears: a review. **Journal of Cleaner Production**, v. 112, p. 3320-3330, 2016.
- GUPTA, Kapil; JAIN, Neelesh Kumar; LAUBSCHER, Rolf. **Advanced gear manufacturing and finishing: classical and modern processes**. 2017.

- HE, Weiliang et al. Numerical simulation of shot peening process for AISI 4340 steel using random balls method. **Transactions of the Indian Institute of Metals**, v. 76, n. 10, p. 2601-2614, 2023.
- HONG, T.; OOI, J. Y.; SHAW, BJEFA. A numerical simulation to relate the shot peening parameters to the induced residual stresses. **Engineering Failure Analysis**, v. 15, n. 8, p. 1097-1110, 2008.
- ISO 6336-5:2016**. . [s.l: s.n.].
- Johnson, K.L., Contact Mechanics, **Cambridge University Press**, 1985.
- LI, J. K. et al. Mechanical approach to the residual stress field induced by shot peening. **Materials Science and Engineering: A**, v. 147, n. 2, p. 167-173, 1991.
- LI, Jiawen et al. Particle swarm optimization procedure in determining parameters in Chaboche kinematic hardening model to assess ratcheting under uniaxial and biaxial loading cycles. **Fatigue & Fracture of Engineering Materials & Structures**, v. 41, n. 7, p. 1637-1645, 2018.
- MEGUID SA, Shagal G, Stranart JC, Daly J. Three-dimensional dynamic finite element analysis of shot-peening induced residual stresses. **Finite Elem Anal Des** 1999;31:179–91.
- NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.
- OGAWA, Kazuyoshi; ASANO, Takashi. Theoretical prediction of residual stress produced by shot peening and experimental verification for carburized steel. **Journal of the Society of Materials Science, Japan**, v. 49, n. 3 Appendix, p. 55-62, 2000.
- PATANAIK, Mahenk Kumar et al. Numerical evaluation of the residual stresses in shot peening of alloy steels. **Engineering Research Express**, v. 3, n. 4, p. 045059, 2021.
- SANTUS, C. et al. A computationally fast and accurate procedure for the identification of the Chaboche isotropic-kinematic hardening model parameters based on strain-controlled cycles and asymptotic ratcheting rate. **International Journal of Plasticity**, v. 160, p. 103503, 2023.
- SHEN, S. et al. Assessment, development, and validation of computational fracture mechanics methodologies and tools for shot-peened materials used in rotorcraft principal structural elements. **Federal Aviation Administration, Springfield, VA, Report No. DOT/FAA/AR-03/76**, 2004.
- SHEN, Shengping; ATLURI, S. N. An analytical model for shot-peening induced residual stresses. **Computers, Materials and Continua**, v. 4, n. 2, p. 75-85, 2006.