



LEOMAR SANTOS MARQUES

**ANÁLISE DE TENSÕES E DESLOCAMENTOS EM UMA
CADEIRA DE RODAS COMERCIAL VIA SIMULAÇÕES
NUMÉRICAS**

LAVRAS – MG

2019

LEOMAR SANTOS MARQUES

**ANÁLISE DE TENSÕES E DESLOCAMENTOS EM UMA CADEIRA DE RODAS
COMERCIAL VIA SIMULAÇÕES NUMÉRICAS**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Sistemas e Automação, área de concentração em Engenharia de Sistemas e Automação, para a obtenção do título de Mestre.

Prof. Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães

Orientador

Prof. Dr. Danilo Alves de Lima

Coorientador

Prof. Dr. Jefferson Esquina Tsuchida

Coorientador

LAVRAS – MG

2019

**Ficha catalográfica elaborada pelo Sistema de Geração de Ficha Catalográfica da Biblioteca
Universitária da UFLA, com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).**

Marques, Leomar Santos.

Análise de tensões e deslocamentos em uma cadeira de rodas comercial via simulações numéricas / Leomar Santos Marques. - 2019.

82 p. : il.

Orientador(a): Ricardo Rodrigues Magalhães.

Coorientador(a): Danilo Alves de Lima, Jefferson Esquina Tsuchida.

Dissertação (mestrado acadêmico) - Universidade Federal de Lavras, 2019.

Bibliografia.

1. Cadeiras de Rodas. 2. Método dos Elementos Finitos. 3. Análise de Tensões. I. Magalhães, Ricardo Rodrigues. II. Lima, Danilo Alves de. III. Tsuchida, Jefferson Esquina. IV. Título.

LEOMAR SANTOS MARQUES

**ANÁLISE DE TENSÕES E DESLOCAMENTOS EM UMA CADEIRA DE RODAS
COMERCIAL VIA SIMULAÇÕES NUMÉRICAS**

Dissertação apresentada à Universidade Federal de Lavras, como parte das exigências do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Sistemas e Automação, área de concentração em Engenharia de Sistemas e Automação, para a obtenção do título de Mestre.

APROVADA em 23 de Dezembro de 2019.

Prof. Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães UFLA
Prof. Dra. Joelma Rezende Durão Pereira UFLA
Prof. Dr. Marco Aurélio da Cunha Alves UFJF
Prof. Dr. Danilo Alves de Lima UFLA

Prof. Dr. Ricardo Rodrigues Magalhães
Orientador

Prof. Dr. Danilo Alves de Lima
Co-Orientador

Prof. Dr. Jefferson Esquina Tsuchida
Co-Orientador

**LAVRAS – MG
2019**

"Dedico este trabalho a Deus, pois sei que tudo podes e nenhum dos teus pensamentos podem ser impedidos..."

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus primeiramente o Autor e Consumador da nossa fé.

Aos meus pais Gilberto e Ana Lúcia e minha esposa Juliana, por me apoiarem nos momentos mais difíceis da minha vida.

Aos meus irmãos Davi, André, Gabriel, Samuel, por não medir nenhum esforço para me ajudar a concretizar esta jornada.

Aos amigos e irmãos do Templo do Altíssimo, que contribuíram em minha caminhada me fazendo sonhar e acreditar que é possível realizar os sonhos.

À Universidade Federal de Lavras – UFLA e todo o Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Sistemas e Automação, pela formação proporcionada, em especial, aos professores Ricardo Rodrigues Magalhães, Danilo Alves de Lima e Jefferson Esquina Tsuchida, por toda paciência e dedicação no meu processo de formação e construção deste trabalho.

Aos Amigos de mestrado os quais transmitiram seus conhecimentos e não mediram esforços em me ajudar durante a realização deste mestrado.

*"Alguém que nunca cometeu erros, nunca tratou de fazer algo novo."
(Albert Einstein)*

RESUMO

Devido às restrições estruturais de uma cadeira de rodas para pessoas que apresentam deficiência motora, é fundamental compreender e garantir o correto funcionamento das mesmas para a qualidade de vida desses usuários. Baseado nisso, este trabalho tem por objetivo principal analisar as tensões e deslocamentos em uma cadeira de rodas utilizando o método dos elementos finitos, com a finalidade de avaliar, por meio de simulações, os aspectos funcionais e estruturais da mesma. Para tanto, foi levado em consideração, técnicas e fundamentos ergonômicos, antropométricos, biomecânicos e normativos vigentes no país, verificando as adequações deste equipamento às normas. Os resultados foram comparados com as análises experimentais realizadas pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO). Os resultados mostraram que os valores limites de tensão de von Mises foram excedidos na estrutura da cadeira em 6,5%, na análise de colisão em 72,1% e no apoio para os pés em 189,4%. Isso indicou que a estrutura da cadeira de rodas analisada não é adequada com base nos resultados da simulação, da mesma forma em que os relatórios do INMETRO apontaram.

Palavras-chave: Cadeira de Rodas, Método dos Elementos Finitos, Análise de tensões, Acessibilidade.

ABSTRACT

Due to the structural constraints of wheelchairs for users with motor disabilities, it is essential to understand and ensure their proper functioning for the quality of life of these users. The main objective of this study is to analyze the stresses and displacements in a wheelchair using the finite element method to evaluate its functional and structural aspects through simulations. Ergonomic, anthropometric, biomechanical and normative techniques were considered to verify the compliance of this equipment considering current standards. Results were compared with experimental analyses performed by the Brazilian National Institute of Metrology, Quality and Technology (INMETRO). Results showed that von Mises stress limit values were exceeded in the chair frame by 6.5%, in the collision analysis by 72.1%, and in the footrest by 189.4%. This indicated that the structure of the analyzed wheelchair is not adequate based on simulation results, same as INMETRO reports.

Keywords: Wheelchair. Finite element analysis. stress analysis. Accessibility.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1 – Triângulos conformes (lado esquerdo) e triângulos não conformes (lado direito).	27
Figura 3.2 – Elemento em formato de segmento, triângulo e quadrilátero (numeração local do vértice, dada a primeiro índice de vértice).	28
Figura 3.3 – Elemento em formato de tetraedro, pentaedro e hexaedro.	28
Figura 3.4 – a) Gráfico de σ tensões por ϵ deformações (P - limite de proporcionalidade, E - limite elástico ou de ruptura, H - início do encruamento (endurecimento), B - resistência máxima(início da estrição), Z - resistência à ruptura ou ponto ruptura), b) Alongamento proporcional, c) Estrição. . .	29
Figura 3.5 – a) Material quebradiço (para exemplo: cerâmica) com comportamento principalmente elástico, b) material dúctil com endurecimento dominante (por exemplo, aço macio), c) material dúctil sem ponto de escoamento significativo (por exemplo, metais não ferrosos e ligas); d) Material dúctil com amolecimento dominante (por exemplo, plásticos).	30
Figura 3.6 – a)estado de tensão tri-axial	31
Figura 3.7 – Teoria da energia de distorção máxima (von Mises)	33
Figura 4.1 – Inclinações dos eixos e ângulos do sistema de análise de uma cadeira . . .	34
Figura 4.2 – Localização das Cargas nos Apoios para os Pés	36
Figura 4.3 – Localização das cargas ascendente bengala	37
Figura 5.1 – Fluxograma de trabalho	40
Figura 5.2 – Detalhamento da cadeira de rodas	41
Figura 5.3 – Malha hexaédrica de segunda ordem da alavanca do freio contendo elementos de (a) 6 mm e (b) 1 mm.	43
Figura 5.4 – Vista da cadeira de rodas na rampa lateral.	44
Figura 5.5 – Vista da cadeira de rodas na rampa frontal e traseira.	44
Figura 5.6 – Modelagem do teste de colisão de uma cadeira de rodas.	45
Figura 5.7 – Posicionamento das a) juntas de revolução, b) suportes de fixação apoio da cadeira de rodas e c) aplicação do carregamento suporte cadeira.	46
Figura 5.8 – a) na cor verde tem-se os posicionamento dos contatos de fixação do suporte de pés b) o posicionamento do carregamento suporte dos pés de 1000 N. . .	47

Figura 5.9 – Posicionamento dos a) pontos de fixação b) posição do carregamento manipululo.	47
Figura 5.10 – Posicionamento a) na cor verde e tracejado verde condizem aos fixadores e contatos da alavanca de freio b) em vermelho o carregamento do freio. . .	48
Figura 5.11 – Posicionamento e fixação do relógio comparador e suportes.	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 – Forças operacionais sistema de freio.	35
Tabela 4.2 – Forças descendentes a serem aplicadas nos apoios para os pés	36
Tabela 4.3 – Cargas ascendente aplicadas no manipulô (bengala) individual	37
Tabela 5.1 – Principais dimensões e características da cadeira de rodas	41
Tabela 5.2 – Propriedades do Polietileno de Alta Densidade (PEAD).	42
Tabela 5.3 – Propriedades do Aço ASTM A36.	42

LISTA DE SIGLAS

ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i> - (Desenho assistido por computador)
IBGE	Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística
INMETRO	Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
NBR	Norma Brasileira Regulamentadora
OMS	Organização Mundial da Saúde
ONU	Organização das Nações Unidas
PEAD	Polietileno de Alta Densidade
UFLA	Universidade Federal de Lavras

LISTA DE SÍMBOLOS

N	Newton
σ_{med}	Tensão principal média
σ	Tensão
u	Densidade de deformação
ε	Deformação
E	Módulo de Young
ν	Coefficiente de Poisson
u_d	Densidade de deformação após energia de distorção
$(u_d)_e$	Densidade de deformação após energia de distorção sujeito à escoamento
$\sigma_{(e)}$	Tensão de escoamento
A_0	Área da seção transversal original
ε_n	Deformação Nominal
A	Área da seção transversal
φ	deslocamentos nodal
Ω	Domínio
HB	Brinell
GPa	Gigapascal
(g/cm^3)	Gramas por centímetro cúbico
(km/h)	Quilômetro por hora
MPa	Megapascal
mm	Milímetros

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Motivação	14
1.2	Objetivo	16
1.3	Contribuições	16
1.4	Estrutura do trabalho	19
2	REVISÃO DA LITERATURA	20
2.1	Evolução do Método dos Elementos Finitos	20
2.2	Simulações numéricas aplicadas a cadeira de rodas	21
3	CONCEITOS GERAIS	23
3.1	Detalhamento do MEF	23
3.2	Elementos de Malha do MEF	26
3.2.1	Triangulação	26
3.2.2	Malha	27
3.2.3	Elementos de Malha	28
3.2.4	Refinamento de malha	28
3.3	CrITÉRIOS de Falhas	29
3.3.1	CrITÉrio de falha por von Mises	31
4	Normalização Brasileira aplicada às cadeiras de rodas	34
4.1	Norma NBR ISO 7176 - parte 1:	34
4.2	Norma NBR ISO 7176 - parte 3:	35
4.3	Norma NBR ISO 7176 - parte 8:	36
4.4	Norma NBR ISO 7176 - parte 11:	37
5	Material e Métodos	39
5.1	Confecção da geometria no CAD	41
5.2	Modelagem da simulação aplicada à cadeira de rodas	42
5.3	Análise de convergência de malha	43
5.4	Análise de estabilidade estática angular	43
5.5	Análise de colisão	44
5.6	Avaliação de deslocamento e tensões suporte	46
5.7	Análise do comportamento mecânico no apoio dos pés	46
5.8	Análise do comportamento mecânico no manípulo	47

5.9	Análise da alavanca de freio	47
5.10	Teste prático	48
6	CONCLUSÃO	50
	 SEGUNDA PARTE	 55
	ARTIGO 1 - Finite element analysis of a commercial wheelchair	56

1 INTRODUÇÃO

Cadeiras de rodas são consideradas um dos principais equipamentos que auxiliam pessoas que apresentam algum tipo de dificuldade para se mover de um lugar para outro. Elas também são usadas para melhorar as habilidades de mobilidade para as pessoas que apresentam dificuldades como: paraplegia, pacientes hospitalares, idosos e pessoas que possuem um elevado risco de se machucar, quando caminham sozinhas.

Para garantir a segurança desses indivíduos as cadeiras de rodas devem apresentar elevados padrões de confiabilidade. Estudos relacionados a esse tema revelam que esses equipamentos não são seguros, não seguem a normalização vigente e apresentam algumas restrições estruturais que pode causar riscos de acidentes.

No entanto diversos desses estudos que utilizam métodos numéricos, não seguem a normalização brasileira para direcionar suas análises. Devido a essa problemática, têm-se a importância de desenvolver padrões de análise que obedeçam a normalização e os padrões estabelecidos por ela, facilitando o processo de desenvolvimento de novos produtos e até mesmo sua certificação.

Por outro lado, métodos experimentais se mostram promissores assim como o realizado pelo INMETRO, no entanto são custosos de implementar e um fato preponderante é que o equipamento precisa estar desenvolvido, gerando custos desnecessários de fabricação e até mesmo modificação da linha de montagem o que pode dificultar a análise, limitar a retirada desses equipamentos do mercado e não podem ser implementados ainda em fase de projeto.

Assim essa restrições estruturais devem ser analisadas em ambientes virtuais utilizando métodos numéricos, seguindo a normalização vigente, para garantir produtos de qualidade, zelando pela qualidade de vida desses usuários.

1.1 Motivação

De acordo com o parágrafo 3º do artigo 70-D do decreto federal 3.048/99 (BRASIL, 1999), são considerados portadores de necessidades especiais, pessoas que apresentam impedimentos de natureza física, mental, intelectual ou sensorial, as quais, em interação com diversas barreiras, podem obstruir sua participação plena e efetiva na sociedade em igualdades de condições com as demais pessoas. Conforme o Relatório Mundial de Pessoas com Deficiência da Organização Mundial da Saúde e a Organização das Nações unidas (ONU) - OMS (2012), UN (2018), 17% da população, ou seja, mais de 1 bilhão de pessoas, apresentam algum grau

de deficiência, e a crescente preocupação com a qualidade de vida está cada vez mais em evidência. O Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística – IBGE (2012) revela que, no Brasil, 23,90% da população são portadores de necessidades especiais e mais de 13,2 milhões de pessoas afirmaram ter algum grau de deficiência motora. Ainda segundo o IBGE (2012), o Brasil apresenta 3,7 milhões de pessoas que utilizam cadeira de rodas continuamente (SECRETARIA DE DIREITOS HUMANOS DA PRESIDÊNCIA DA REPÚBLICA, 2012).

Mesmo com diversos avanços em tecnologias que tratam da saúde, índices de deficiência têm aumentado nos últimos anos, relacionados a condição motora. O fator preponderante está atrelado ao aumento populacional e sua respectiva longevidade (SOUZA; BENICIUS et al., 2011). Porém, mesmo com o aumento da demanda por cadeiras de rodas, este equipamento tem apresentado problemas em campo. Um estudo realizado no Brasil pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia, o INMETRO (INMETRO, 2013), reprovou todas as cadeiras de rodas analisadas, tanto em requisitos mecânicos como estruturais do respectivo equipamento. Agora em 2017 o sistema de monitoramento de acidentes de consumo apresentou um relatório de acidentes envolvendo equipamentos médico-hospitalar, em que as cadeiras de rodas apresentam um elevado índice, de 41% dos casos relatados, seguido por relatos de 12% macas, 12% muletas, 12% nebulizador e outros equipamentos 23%, dentre os principais relatos estão cortes 18%, luxações/contusões 18%, hematomas 12% e queda 12% (INMETRO, 2017).

Segundo Kirby et al. (2008), a configuração de uma cadeira de rodas pode ter um impacto sobre a usabilidade do equipamento, como ergonomia, peso, equilíbrio segurança e design. Nesse sentido, a utilização de uma abordagem baseada em simulações numéricas pode possibilitar a criação de um modelo da cadeira de rodas e antecipar problemas estruturais resultantes, com o intuito de verificar suas possíveis limitações (SKENDRAOUI et al., 2018).

A análise da qualidade de cadeiras de rodas conforme normas vigentes não é empregada em todos os novos projetos inseridos no mercado, visto que não existe ainda uma certificação que busque limitar as cadeiras reprovadas de serem vendidas, dado a dificuldade de se realizar os testes de validação (INMETRO, 2013). Assim, a realização de análises estruturais via simulações numéricas pode melhorar a credibilidade do produto no mercado, que é o objeto de estudo do presente trabalho. Além disso, os resultados deste trabalho poderá auxiliar o projeto de cadeiras de rodas motorizadas e sistemas de acoplagem para cadeira de rodas convencionais.

1.2 Objetivo

O presente trabalho tem por objetivo analisar uma cadeira de rodas convencional manual para pessoas paraplégicas, levando-se em consideração técnicas e fundamentos ergonômicos, antropométricos, biomecânicos, normativos vigentes no país. Sua concepção compreenderá dos seguintes objetivos específicos:

- Modelar uma cadeira de rodas manual convencional;
- Analisar esse modelo por intermédio de elementos finitos, seguindo as diretrizes estabelecidas na norma NBR ISO 7176;
- Avaliar o custo computacional;
- Comparar os resultados obtidos por meio da análise experimental realizada pelo INMETRO (2013);
- Estabelecer um procedimento de análise por meio do MEF para ser empregado em cadeiras de rodas manuais.

1.3 Contribuições

Este trabalho apresenta uma nova metodologia para a aferição de novos projetos de cadeira de rodas seguindo a norma NBR ISO 7176 por meio de simulações numéricas, o que pode antecipar o processo de certificação e verificação da qualidade em cadeiras de rodas.

Por meio deste trabalho foi desenvolvido o artigo submetido a revista "Disability and Rehabilitation: Assistive Technology, intitulado como Finite element analysis of a commercial wheelchair" e, serviu como base para mais uma publicação no congresso da pós-graduação da Universidade Federal de Lavras (UFLA), intitulado como "Ambiente virtual para simulação do controle de um sistema multi-modular para acoplagem em cadeiras de rodas convencionais", um artigo intitulado como "Virtual environment for smart wheelchair simulation" submetido ao "Journal of Latin America Transactions -IEEE", um projeto mecânico e protótipo de um sistema de acoplagem motorizado para cadeiras de rodas convencionais" e um resumo publicado na III semana da física (UFLA) intitulado como "Prototipagem e processo de fabricação mecânica de sistema de acoplagem para cadeira de rodas convencionais". Desse modo, a seguir são representados os principais resumos dos artigos que utilizaram essa pesquisa como base:

Artigo finite element analysis of a commercial wheelchair: Devido às restrições estruturais de uma cadeira de rodas para pessoas que apresentam deficiência motora, é fundamental compreender e garantir o correto funcionamento das mesmas para a qualidade de vida desses usuários. Baseado nisso, este trabalho tem por objetivo principal analisar as tensões e deslocamentos em uma cadeira de rodas utilizando o método dos elementos finitos, com a finalidade de avaliar, por meio de simulações, os aspectos funcionais e estruturais da mesma. Para tanto, foi levado em consideração, técnicas e fundamentos ergonômicos, antropométricos, biomecânicos e normativos vigentes no país, verificando as adequações destes equipamentos às normas. Os resultados foram comparados com as análises experimentais realizadas pelo Instituto Nacional de Metrologia, Qualidade e Tecnologia (INMETRO). Os resultados mostram que os valores limites de tensão exercidos no quadro da cadeira de rodas excedera em 6,5%, na análise de colisão em 72,1% e no apoio dos pés em 189,4 %. Isso indicou que a estrutura analisada não é adequada com base na simulação, apresentando resultados iguais ao relatórios do INMETRO, quando comparado.

Artigo virtual environment for smart wheelchair simulation: A dificuldade de se projetar equipamentos para indivíduos que possuem algum grau de necessidades especiais é que cada indivíduo apresenta um quadro clínico único, dificultando o desenvolvimento de novas tecnologias. Neste sentido, este trabalho explora as maneiras pelas quais o design e a avaliação de dispositivos virtuais podem ser combinados com novas técnicas de prototipagem rápida para criar e desenvolver dispositivos para acessibilidade. Para tal, foi criado uma estrutura para controle com visão computacional e um software virtual para auxílio no desenvolvimento de um projeto de acoplagem para cadeira de rodas, com a finalidade de estudar e avaliar as características funcionas do dispositivo. A incorporação do sistema virtual define as principais relevâncias para o projeto de automação e mecânica, definindo uma metodologia de prototipagem com auxílio de ambientes virtuais, tomando por base controles de movimento adaptativo aos parâmetros estipulados. Assim, o presente trabalho traz como resultados um simulador para uma plataforma de acoplagem em cadeira de rodas elétrica para “múltiplas incapacidades”, que permite a validação do projeto, a aquisição das necessidades para o desenvolvimento, a proposição de melhorias na plataforma de aquisição preliminar e um sistema de controle de visão computacional.

Publicação ambiente virtual para simulação do controle de um sistema multi-modular para acoplagem em cadeiras de rodas convencionais: A incompatibilidade no desenvolvimento

de projetos para indivíduos com deficiências físicas está no quadro clínico único de cada indivíduo. O que limita e até mesmo impossibilita o desenvolvimento de tecnologias de baixo custo. Esta pesquisa explora as maneiras pelas quais o projeto e a avaliação de dispositivos virtuais podem ser combinados com novas técnicas de prototipagem para criar e desenvolver dispositivos para acessibilidade de baixo custo. Foi desenvolvido uma estrutura de controle de hardware e software virtual para auxílio no desenvolvimento de um projeto de acoplagem para cadeira de rodas com a finalidade de estudar e avaliar a funcionalidade do dispositivo. O projeto de hardware incorporado ao sistema virtual define as principais relevâncias para o projeto de automação e mecânica, definindo uma metodologia de prototipagem rápida com auxílio de ambientes virtuais, tomando por base controles de movimento adaptativo aos parâmetros estipulados. Assim o objetivo do presente trabalho é a realização de um simulador para uma plataforma de acoplagem em cadeira de rodas elétrica para “múltiplas incapacidades”, permitindo a validação de projeto e a aquisição das necessidades para o desenvolvimento.

Resumo prototipagem e processo de fabricação mecânica de sistema de acoplagem para cadeira de rodas convencionais: Cadeiras de rodas motorizadas desempenham um papel vital em trazer independência e mobilidade as pessoas que apresentam algum tipo de incapacidade motora, porém nem toda pessoa que depende desse equipamento possui condições de adquirir uma cadeira de rodas motorizada em razão do alto custo. Este trabalho tem como objetivo principal, apresentar o desenvolvimento do projeto e a prototipagem mecânica de um sistema automatizado para acoplagem em uma cadeira de rodas convencional. A prototipagem é uma fase importante na maioria dos processos de desenvolvimento de novos produtos. Quer o objetivo seja explorar novas oportunidades ou refinar as soluções existentes, a prototipagem pode ser uma ferramenta valiosa e importante para o processo de design e desenvolvimento de produtos. Tornando fundamental para o sucesso nos estágios iniciais do projeto de baixo custo quando incorporados ao processo evolutivo do produto. Assim, o presente trabalho visa demonstrar as técnicas empregadas na fabricação voltada as necessidades de projeto, adaptações e métodos empregados para a concepção de uma Plataforma de Acoplagem em Cadeiras de Rodas (PACR), como forma de documentar o processo de fabricação dos principais componentes estruturais e transmissão da PACR, prezando por otimizar o sistema de fabricação mecânica. Verificando a viabilidade de desenvolver um sistema adaptativo a cadeiras de rodas e a implementação de um sistema motorização de baixo custo. Apresentando ao fim do trabalho uma plataforma mecânica que ofereça segurança, eficiência e confiabilidade para com o projeto proposto, garantindo

assim, certa independência à pessoa com deficiência motora e vulnerabilidade econômica e, dessa forma, conseqüentemente, sua inclusão social.

1.4 Estrutura do trabalho

Este trabalho está subdividido em 6 Capítulos e um artigo principal. No capítulo 1 são apresentados conceitos introdutórios, motivação, objetivos, contribuições e a estrutura do trabalho. No Capítulo 2, é apresentado o estado da arte da aplicação do método dos elementos finitos utilizado em cadeiras de rodas. No Capítulo 3 está descrito o referencial teórico do método. A normalização brasileira aplicada às cadeiras de rodas está apresentada no Capítulo 4. Já o Capítulo 5 apresenta a metodologia empregada no estudo. No capítulo 6 são apresentadas as conclusões desse trabalho. Por fim tem-se o artigo desenvolvido onde além dos Capítulos anteriores são apresentados todos os resultados desse trabalho.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Neste capítulo, são apresentados a evolução do Método dos Elementos Finitos e sua aplicação em análises de cadeiras de rodas.

2.1 Evolução do Método dos Elementos Finitos

Nas últimas décadas, o método dos elementos finitos tem sido empregado para determinar soluções para diversos problemas complexos, principalmente das engenharias e medicina. Embora seja difícil contextualizar uma data de início da sua aplicação, acredita-se que um dos primeiros trabalhos, data-se de 1940 e pertence à Hrennikoff, onde se tratava do estresse em plano e dobra de placa por meio do quadro articulado, dividindo o domínio em uma analogia de redes (HRENNIKOFF, 1940). Entretanto, o método conseguiu maior destaque após 1960 por parte de diversos pesquisadores, como Argyris e Henderson (HENDERSON, 1960), e evoluindo com o lançamento do Software patrocinado pela Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço (NASA) e intitulado NASTRAN em meados de 1968. Desde então, o método vem tomando proporções cada vez maiores e resolvendo problemas com maior grau de complexidade (NORTON, 1975).

No entanto, apenas em 1980 ele começa a ser empregado em análises de cadeira de rodas, neste caso a técnica foi usada apenas na proposição de novos materiais, por uma equipe de pesquisadores da NASA (ANSELL; LOEWY; WIBERLEY, 1980). Com a evolução e o processo de industrialização das cadeiras de rodas, houve a necessidade de criar normas e diretrizes para nortear sua qualidade, então em 1996 a norma ISO 7176 começa a vigorar (ABNT, 2015).

Desta forma, as pesquisas envolvendo cadeiras de rodas, aplicando o método de elementos finitos, continuaram e em 1998, com as crescentes preocupações envolvendo segurança dos ocupantes, diversas publicações relacionadas começaram a ser apresentadas, no que diz respeito tanto ao ocupante quanto a estrutura do equipamento (CAR; ESAKI, 1998). Com o avanço computacional diversos outros trabalhos surgiram e em Cota et al. (2010) realiza-se a análise do suporte de uma cadeira de rodas e enfatiza a importância da divisão dos elementos da mesma. No entanto, a aplicação dos esforços estava limitada apenas às cargas do peso de uma pessoa, não levando em consideração as demais análises que devem ser realizadas em uma cadeira de rodas segundo a norma ISO (COTA et al., 2010). Para superar o desafio da segurança, diferentes estudos foram realizados como o de Yilmazcoban e Mimaroglu (2012), que apresenta um sistema de absorção de impacto frontal para cadeiras de rodas, usando como parâmetro o

critério de von Mises. Ele foi concebido por meio de uma modelagem no software ANSYS® da colisão de uma cadeira de rodas com uma parede. Apesar de bem elaborada, a simulação não estava compatível com a norma, além do formato da tubulação da cadeira de rodas utilizada não estar de acordo com a realidade das existentes no mercado.

Em Liu et al. (2014), foi analisado o estresse e a fratura mecânica de delaminação por meio do critério de Tsai-Wu, levando em consideração a interação entre os componentes de tensão, determinando um projeto ótimo para cadeiras de rodas e propondo o emprego de novos materiais na sua composição. Apesar de citar a norma ISO 7176 apenas em seu referencial teórico, não foram utilizadas suas relações e implicações diretas em sua análise, como por exemplo a aplicação de cargas no manípulo, que apesar da força ser exercida na posição correta, não apresenta a mesma carga sugerida pela Norma (deveria ser aplicado 1000 N e aplicou-se apenas 880 N). Além disso, sua análise é restrita ao manípulo, não contemplando as outras partes da cadeira de rodas que a norma prevê (LIU et al., 2014).

Analisando diversas configurações de um modelo de cadeira de rodas, Thomas, Borisoff e Sparrey (2018) estabelece relações entre a estabilidade frontal na descida de uma cadeira de rodas, com variações entre ângulos de inclinação. Porém, não padroniza os ângulos de inclinação conforme a norma e estabelece uma velocidade inicial para a cadeira de rodas de 20 km/h o que difere da norma, que determina, para cadeiras de rodas manuais, velocidade de 6 km/h e para as elétricas, velocidades acima de 15 km/h. Logo, 20 km/h seria viável apenas se o estudo fosse realizado para uma cadeira de rodas elétrica e não manual, como a que foi proposta (THOMAS; BORISOFF; SPARREY, 2018).

2.2 Simulações numéricas aplicadas a cadeira de rodas

A análise de elementos finitos consiste em uma ferramenta que serve como um complemento do projeto na descrição do comportamento estrutural, por meio de modelos físicos regidos por equações diferenciais ou integrais (SORIANO; LIMA, 2003). Desta forma, uma abordagem numérica baseada no MEF possibilita a criação de um modelo numérico da cadeira de rodas, permitindo antecipar os problemas estruturais resultantes e verificar suas possíveis limitações (SKENDRAOUI et al., 2018).

Cota et al. (2010) apresenta uma metodologia de divisão da carga total em três subgrupos principais, com a aplicação da metodologia de elementos finitos, recomendando a necessidade de uma malha com refinamentos e estrutura ideal para cada componente analisado. Seu traba-

lho visa determinar novos materiais para aplicação em cadeiras de rodas semelhante a estudada neste trabalho. Por sua vez, Dias, Sonsin e Alves (2014) recomenda a utilização da tensão do tipo Von Mises com a aplicação de cargas distribuídas, verificando de forma assertiva o número de nós e elementos para uma possível comparação com a realidade. Yilmazcoban e Mimaroglu (2012) realiza a análise da colisão de uma cadeira de rodas, recomendando o software ANSYS® para o MEF e o modelamento por meio de ferramenta Desenho CAD (Assistido por Computador), utilizando de elementos pré-ajustáveis de malha como, por exemplo o elemento de sólido 164.

Assim este trabalho será uma junção das técnicas aplicadas em trabalhos anteriores. Iniciando pela subdivisão conforme (COTA et al., 2010), com pequenos diferenciais nessas subdivisões, sendo elas em suas unidades de aplicação das cargas, pois obedecerá a subdivisão sugerida na norma ISO NBR 7176 (ABNT, 2015). A tensão utilizada será do tipo Von Mises assim como em (DIAS; SONSIN; ALVES, 2014), mas a distribuição das cargas será formulado seguindo os padrões pré estabelecidos na norma ISO NBR 7176 (ABNT, 2015). O refinamento de malha será diferente de Dias, Sonsin e Alves (2014) utilizará a separação em cada unidade para a determinação da malha ideal a ser aplicada, conforme as subdivisões sugeridas na norma. Já a análise de colisão será conforme as indicações de Yilmazcoban e Mimaroglu (2012), com diferenciação nas velocidades, pois este trabalho obedecerá a norma ISO NBR 7176 (ABNT, 2015) e no modelo estrutural visto que foi utilizado anteriormente uma estrutura tubular quadrada oque não é usual em cadeiras de rodas convencionais. Outra diferenciação que será abordada neste trabalho será a inclusão de várias análises as quais não foram abordadas até então em trabalhos anteriores, fazendo assim uma complementação a uma metodologia de análise de conformidade de cadeiras de rodas.

3 CONCEITOS GERAIS

Neste capítulo estão apresentados os principais conceitos do MEF que serão incorporados direta ou indiretamente neste trabalho. Partindo do detalhamento do MEF, passando pela definição de elementos de malha e trazendo conceitos de triangulação, malha e seu refinamento. Por fim, os critérios de falha que são adotados, que serão a base para a seleção do critério empregado, também serão destacados neste capítulo.

3.1 Detalhamento do MEF

Segundo Souza (2003), o MEF consiste em dividir um corpo real da matéria (sólido, gás, ou um líquido), que a priori parece complexo em um conjunto de elementos parcialmente simples, em formatos (triangular, quadrilateral, cúbico, etc.). Essas divisões apresentam dimensões infinitesimais e são interconectados nas juntas, cujos pontos de encontro são chamados de nós.

Como a variação real de deslocamento, estresse, temperatura, pressão, ou velocidade do corpo em análise não é conhecida em um campo de variável do elemento finito, pode-se aproximar por meio das funções de aproximação conhecidas como **modelos de interpolação**. Esse modelos são definidos em termo dos nós, por intermédio de equações matriciais, às quais são conhecidas recorrendo as equações de equilíbrio do modelo (RAO, 2005).

Ainda segundo Rao (2005) a solução de um problema geral pelo método dos elementos finitos sempre segue um processo ordenado em seis passos, que são eles:

- Discretização da estrutura;
- Seleção de um modelo adequado de interpolação;
- Determinação da matrizes de rigidez;
- Montagem das equações elementares para obter as equações gerais de equilíbrio;
- Solução para os deslocamentos nodais desconhecidos;
- Cálculo das tensões e deformações dos elementos.

A discretização estrutural consiste na fase na qual o modelo irregular é subdividido em menores subdomínios de formas regulares. Dentre as principais estruturas estão os elementos

triangulares, quadráticos para duas dimensões ou em três dimensões triangulares, tetraedros, hexaedros, dentre outros (RAO, 2005).

A seleção de um modelo adequado de interpolação para cada tipo de elemento selecionado na fase de discretização do modelo pode ser aproximado a uma solução em cada sub-região por uma função simples. Assim, esse passo consiste em escolher uma função para a solução em cada elemento do modelo. Nesse passo utiliza-se as funções interpoladoras, ou de aproximação (RAO, 2005), que podem ser do tipo polinomial, que é amplamente empregada na literatura e sua precisão é melhorada a medida que o grau polinomial é aumentado. Assim a ordem do elemento é dada pelo grau da referida interpolação dos elementos do modelo (RAO, 2017; CARRERA; CINEFRA; LI, 2018).

Desse modo, se uma função polinomial de variação é assumida para as variáveis de campo como $\phi(x)$, $\phi(x,y)$ e $\phi(x,y,z)$ em uma variável uni, bi e tridimensional, a forma polinomial das funções de interpolação pode ser expressa respectivamente pelas equações 3.1, 3.2 e 3.3 para cada nó dado a dimensão do elemento.

$$\phi(x) = \alpha_1 + \alpha_2x + \alpha_3x^2 + \dots + \alpha_nx^{(n-1)} \quad (3.1)$$

$$\phi(x) = \alpha_1 + \alpha_2x + \alpha_2y + \alpha_3x^2 + \alpha_3y^2 \dots + \alpha_nx^{(n-1)} + \alpha_ny^{(n-1)} \quad (3.2)$$

$$\phi(x) = \alpha_1 + \alpha_2x + \alpha_2y + \alpha_2z + \alpha_3x^2 + \alpha_3y^2 + \alpha_3z^2 \dots + \alpha_nx^{(n-1)} + \alpha_ny^{(n-1)} + \alpha_nz^{(n-1)} \quad (3.3)$$

Na maioria das aplicações práticas, a ordem do polinômio na interpolação de funções é tomada como um ou dois, ocorrendo. Assim o truncamento da equação na ordem desejada, assim para $n = 1$ e $n = 2$ em um ambiente unidimensional, tem-se as equações 3.4 e 3.5 respectivamente.

$$\phi(x) = \alpha_1 + \alpha_2x \quad (3.4)$$

$$\phi(x) = \alpha_1 + \alpha_2x + \alpha_3x^2 \quad (3.5)$$

A determinação das matrizes de rigidez recorre à estabilidade do elemento e deve ser gerada utilizando os graus de liberdade do sistema, contendo o comportamento geométrico e

informações que indicam a resistência do elemento à deformação quando submetido ao carregamento. Dessa forma, por intermédio do modelo de deslocamento assumido, a matriz de rigidez $[K^{(e)}]$ e o vetor de carga $F^{(e)}$ é gerado utilizando às condições de equilíbrio (DOMÍCIO, 1977; RAO, 2017).

A Montagem das equações elementares para obter as equações gerais de equilíbrio utiliza as matrizes de rigidez dos elementos individuais $[K^{(e)}]$ e os vetores de carga $F^{(e)}$, e o conjunto geral equações de equilíbrio deve ser formulado utilizando o deslocamentos nodal $\varphi^{(e)}$. Como a estrutura é composta por vários elementos finitos, define-se a equação 3.6 como o equilíbrio dos elementos (RAO, 2017).

$$[K]\tilde{\varphi} = \tilde{F} \quad (3.6)$$

Em que $[K]$ é a matriz de rigidez montada, $\tilde{\varphi}$ é o vetor de deslocamentos nodais e \tilde{F} é o vetor de forças nodais para a estrutura completa.

A solução para os deslocamentos nodais desconhecidos incorpora-se as condições de contorno e o equilíbrio obtendo a equação 3.7.

$$[K]\bar{\varphi} = \bar{F} \quad (3.7)$$

Para problemas lineares, o vetor $\bar{\varphi}$ pode ser resolvido com muita facilidade. No entanto, para problemas não lineares, a solução deve ser obtida em uma sequência de etapas, com cada etapa envolvendo a modificação da matriz de rigidez $[K]$ e o vetor de carga \bar{F} (RAO, 2017).

O Cálculo das tensões e deformações dos elementos é realizado por meio da equação 3.7, dessa forma, pode-se calcular os deslocamentos nodais $\bar{\varphi}$, e assim utiliza-se os deslocamentos nodais, para se calcular usando as equações necessárias da mecânica sólida as tensões da estrutura.

Assim, a análise MEF utilizando o Softwer comercial ANSYS® pode ser resumida em três principais etapas, que são elas o pré-processamento, a solução e o pós-processamento. Onde o pré-processamento é o procedimento de preparação do problema, fase essa que realiza-se a modelagem da peça, a indicação das propriedades dos materiais empregados, a determinação da malha ideal (tipo de elemento) e a definição das condições de contorno. Já a fase solução é constituída por intermédio dos passos da montagem da matriz de rigidez e solução das equações. As duas fases anteriores correspondem aos procedimentos do detalhamento do processo

da aplicação do MEF descritos desde a discretização da estrutura até o cálculo das tensões e deformações dos elementos. Já a fase final tem-se o pós-processamento onde obtém-se os resultados e a análise dos resultados (PRADHAN et al., 2019).

3.2 Elementos de Malha do MEF

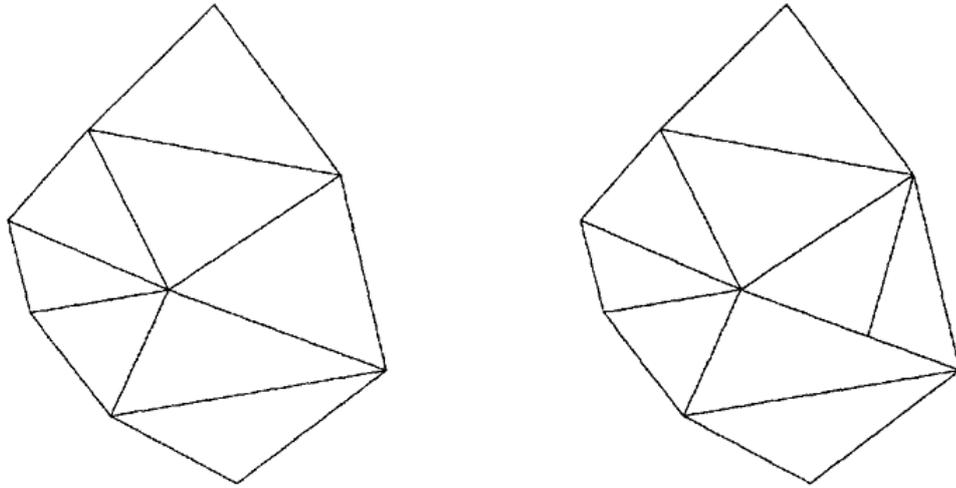
3.2.1 Triangulação

Seja S um conjunto (finito) de pontos em R^d ($d = 2$ ou $d = 3$) em que d é a dimensão, o convexo de S , denotado como $\text{conv}(S)$, define um domínio Ω em R^d . Seja K um simplexo (triângulo ou tetraedro de acordo com d , sempre considerado como um conjunto conectado e fechado). Então um Tr por meio de tais elementos (simples) corresponde ao domínio Ω se as seguintes condições são atendidas:

- O conjunto de vértices de elementos em Tr é exatamente S ;
- Se o domínio Ω é igual a $\bigcup_{K \in T_r} K$, em que K é um simplexo;
- O interior de cada elemento K em Tr não está vazio;
- A interseção do interior de dois elementos é um conjunto vazio, significando que a sobreposição de elementos é proibida.
- A interseção de dois elementos em Tr é reduzida para o conjunto vazio, ou um vértice, ou uma aresta ou uma face (para $d = 3$).

Assim os elementos de triangulação podem ser observados por meio da Figura 3.1, onde o vértice está localizado nas arestas.

Figura 3.1 – Triângulos conformes (lado esquerdo) e triângulos não conformes (lado direito).



Fonte: (FREY; GEORGE, 2007)

3.2.2 Malha

Seja Ω um domínio limitado fechado em R^2 ou R^3 . O objetivo é construir uma triangulação em conformidade com esse domínio. Essa triangulação será referida como uma malha de Ω e será denotada por T_h . Portanto, T_h é a malha de Ω se atende aos critérios estabelecidos que são eles:

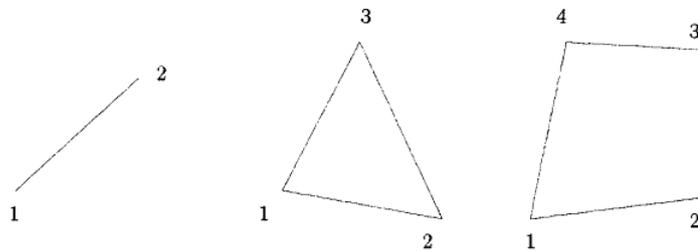
-
- Se o domínio Ω é igual a $\bigcup_{K \in T_h} K$, em que K é um simplex;
- O interior de cada elemento K em T_h não está vazio;
- A interseção do interior de dois elementos está vazia;
- A interseção de dois elementos em T_h é reduzida para o conjunto vazio, ou um vértice, ou uma aresta ou uma face (para $d = 3$).

Claramente, o conjunto de definições relacionadas a uma triangulação é atendido novamente. A diferença fundamental entre uma triangulação e uma malha é que uma triangulação é um encobrimento do casco convexo de um conjunto de pontos (este último sendo dado) que, em geral, é composto de elementos simples. Enquanto uma malha é um encobrimento de um determinado domínio definido na maioria das aplicações, por meio de uma determinada discretização de seu limite (FREY; GEORGE, 2007).

3.2.3 Elementos de Malha

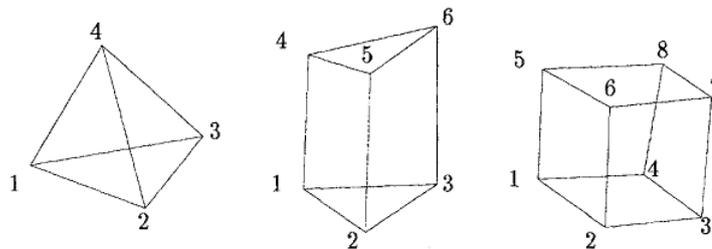
Os elementos são os componentes básicos de uma malha. Um elemento é definido por sua natureza geométrica (triângulo, quadrilátero etc.), esses elementos possuem conectividade que são às conexões entre os vértices do elemento também conhecido como nó. Essa conectividade possibilita a descrição da topologia do elemento. Na Figura 3.2 e 3.3 são apresentados alguns tipos de elementos em R^2 e R^3 respectivamente, em que os números representam os vértices (nós).

Figura 3.2 – Elemento em formato de segmento, triângulo e quadrilátero (numeração local do vértice, dada a primeiro índice de vértice).



Fonte: (FREY; GEORGE, 2007)

Figura 3.3 – Elemento em formato de tetraedro, pentaedro e hexaedro.



Fonte: (FREY; GEORGE, 2007)

3.2.4 Refinamento de malha

A complexidade, tanto em termos de número de operações quanto de memória e recursos alocados, são analisados do ponto de vista teórico. No entanto, específicos resultados teóricos obtidos em situações acadêmicas devem ser levemente alterados ao lidar com situações mais concretas (FREY; GEORGE, 2007).

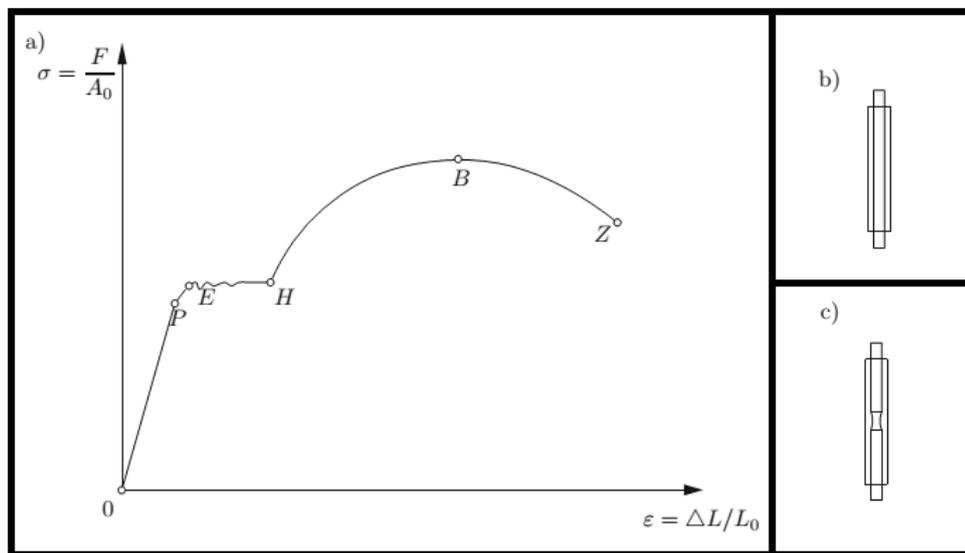
Segundo Babuska et al. (1986), a aproximação de soluções por meio de elementos finitos, deve-se garantir a qualidade da solução com pequenos requisitos de armazenamento do computador e tempo de processamento. Para que esse objetivo seja alcançado deve-se utilizar uma malha ideal (ou seja, uma malha que usa o número mínimo de graus liberdade e produz

uma solução aceitável e precisa), podendo o refinamento da malha variar em regiões específicas sem se propagar em outro lugar (FREY; GEORGE, 2007).

3.3 Critérios de Falhas

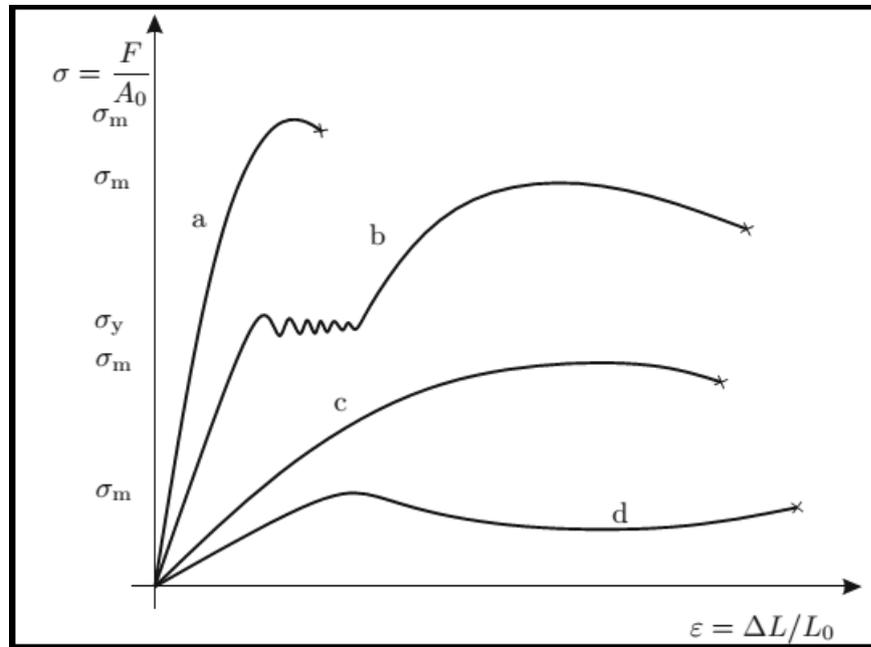
Na ciência dos materiais ou na mecânica das estruturas, a falha é geralmente considerada a perda da capacidade de suportar às cargas de uma unidade de material ou elemento estrutural por algum tempo (ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015). Já o estado limite é definido em relação a cada modelo de estrutura sujeita a uma aplicação do carregamento, podendo assim ser submetida a uma faixa de exploração diferente dado as propriedades do material (frágil/dúctil) (HIBBELER, 2010). A Figura 3.4 ilustra o diagrama de tensão-deformação para um material dúctil, enquanto a Figura 3.5 corresponde ao comportamento dos diagramas tensão-deformação para diversos materiais.

Figura 3.4 – a) Gráfico de σ tensões por ϵ deformações (P - limite de proporcionalidade, E - limite elástico ou de ruptura, H - início do encruamento (endurecimento), B - resistência máxima (início da estrição), Z - resistência à ruptura ou ponto ruptura), b) Alongamento proporcional, c) Estrição.



Fonte: (ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015)

Figura 3.5 – a) Material quebradiço (para exemplo: cerâmica) com comportamento principalmente elástico, b) material dúctil com endurecimento dominante (por exemplo, aço macio), c) material dúctil sem ponto de escoamento significativo (por exemplo, metais não ferrosos e ligas); d) Material dúctil com amolecimento dominante (por exemplo, plásticos).



Fonte: (ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015)

Atualmente, os critérios clássicos de falha (Rankine, Tresca e von Mises) desempenham papel fundamental na análise numérica das estruturas (ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015).

- Critério máximo de estresse normal (Rankine, 1876): relata que a falha do material ocorre quando a maior tensão principal, em módulo, alcança o limite que corresponde ao do material adquirido em um ensaio de tração, ou compressão uniaxial (ION et al., 2011; BARSANESCU et al., 2015; ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015).
- Critério de tensão máxima de cisalhamento (Tresca, 1868): descreve que a falha ocorre quando a máxima tensão cisalhante operante no material da peça atingir o valor correspondente ao obtido em um ensaio de tração simples, para o referido material, no ponto de início de escoamento por meio de uma tração simples, para o mesmo material, no ponto de início de escoamento (ION et al., 2011; BARSANESCU et al., 2015; ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015).
- Critério máximo de energia de distorção (MISES, 1913): alega que a falha ocorre quando, para qualquer ponto da estrutura, a energia de distorção por unidade de volume for supe-

rior ao limite obtido no ensaio de tração (ION et al., 2011; BARSANESCU et al., 2015; ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015; MISES, 1913).

Segundo Christensen (2016), o critério de von Mises, para materiais dúcteis, é a forma melhor justificada, enquanto a forma de Tresca constitui apenas uma aproximação de von Mises.

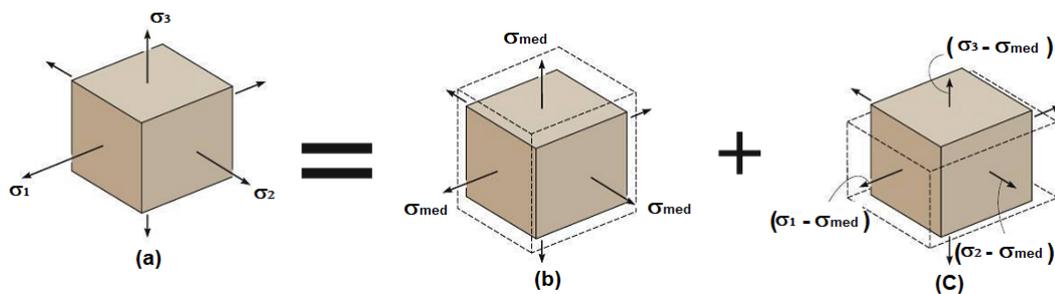
3.3.1 Critério de falha por von Mises

Um material quando submetido a um carregamento, se deforma e armazena energia internamente. Assim essa energia por unidade de volume do material é definida como a densidade de energia da deformação u , se submetida a um estresse uniaxial, σ , essa densidade é descrita por meio da equação 3.8 (MACHADO, 2013; HIBBELER, 2010).

$$u = \frac{1}{2} \sigma \epsilon \quad (3.8)$$

Num estado de tensão tri-axial σ_1 , σ_2 e σ_3 , aplicado no elemento de volume conforme Figura 3.6a a densidade de energia de deformação u é escrita por intermédio da equação 3.9.

Figura 3.6 – a) estado de tensão tri-axial



Fonte: Hibbeler (2014)

$$u = \frac{1}{2} (\sigma_1 \epsilon_1 + \sigma_2 \epsilon_2 + \sigma_3 \epsilon_3) \quad (3.9)$$

Em que ϵ_1 , ϵ_2 e ϵ_3 são as deformações do presentes no elemento.

Se o material comporta-se de forma linearmente elástica, pode se usar a lei de Hooke para determinar as deformações ϵ , assim tem-se no estado tri-axial, pode ser representado por meio das equações 3.10, 3.11, 3.12.

$$\epsilon_x = \frac{1}{E} [(\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z))] \quad (3.10)$$

$$\varepsilon_y = \frac{1}{E} [(\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z))] \quad (3.11)$$

$$\varepsilon_z = \frac{1}{E} [(\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y))] \quad (3.12)$$

Portanto, substituindo na equação 3.9 tem-se a equação 3.13 correspondente a densidade de energia.

$$u = \frac{1}{2E} [(\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2) - 2\nu(\sigma_1\sigma_2 + \sigma_2\sigma_3 + \sigma_1\sigma_3)] \quad (3.13)$$

Em que E corresponde ao módulo de elasticidade e ν ao coeficiente de Poisson.

Mas a densidade de energia de deformação pode ser considerada como a soma de duas partes, uma parte representando a energia necessária para causar uma alteração volumétrica do elemento sem alteração de forma e a outra parte representando a energia necessária para distorcer o elemento. Especificamente, a energia armazenada internamente no elemento como resultado da alteração do volume é causado por aplicação da tensão média principal σ_{med} proporcional à equação 3.14, causando tensões principais iguais no material conforme a Figura 3.6b (HIBBELER, 2014).

$$\sigma_{med} = \frac{\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3}{3} \quad (3.14)$$

Já a parte restante das tensões representadas na Figura 3.6c, ocasionam a energia de distorção. Então para se obter a energia de distorção por unidade de volume, deve-se substituir $(\sigma_1 - \sigma_{med})$, $(\sigma_2 - \sigma_{med})$ e $(\sigma_3 - \sigma_{med})$ por σ_1 , σ_2 e σ_3 respectivamente na equação 3.13. Assim tem-se a densidade de energia de distorção equação 3.15.

$$u_d = \frac{1 + \nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \quad (3.15)$$

em que, u_d é a densidade de deformação após a energia de distorção.

No caso do estado plano de tensões, tem-se que $\sigma_3 = 0$, e a equação 3.15 se reduz a equação 3.16.

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} [(\sigma_1)^2 - (\sigma_1\sigma_2) + (\sigma_2)^2] \quad (3.16)$$

Já em um estado uniaxial, $\sigma_1 = \sigma_e$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, substituindo na equação 3.15 se reduz:

$$(u_d)_e = \frac{1+\nu}{3E} \sigma_e^2 \quad (3.17)$$

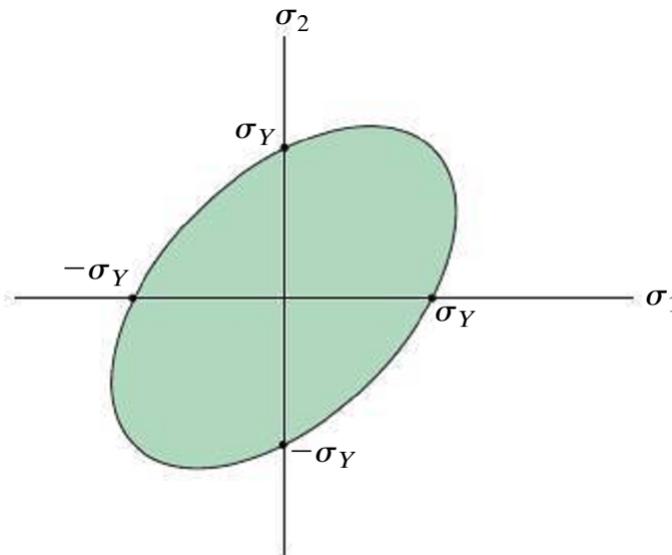
Assim, segundo von Mises, a falha ocorre quando, para qualquer ponto da estrutura, a u_d energia de distorção por unidade de volume $u_d \leq (u_d)_e$ ou seja quando igual ou superior ao limite obtido no carregamento conforme equação 3.18 (ION et al., 2011; BARSANESCU et al., 2015; ALTENBACH; KOLUPAEV, 2015; MISES, 1913).

$$\frac{1+\nu}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2] \leq \frac{1+\nu}{3E} \sigma_e^2 \quad (3.18)$$

Simplificando a equação 3.18 tem-se então a equação 3.19 que corresponde a elipse de acordo com a Figura 3.7.

$$\sigma_1^2 - \sigma_1 \sigma_2 + \sigma_2^2 \leq \sigma_e^2 \quad (3.19)$$

Figura 3.7 – Teoria da energia de distorção máxima (von Mises)



Fonte: Hibbeler (2014)

Dessa forma, se um determinado ponto do material estiver tracionado de tal maneira que as coordenadas das tensões σ_1 e σ_2 sejam plotadas no limite ou fora da área verde, diz-se que o material falhou.

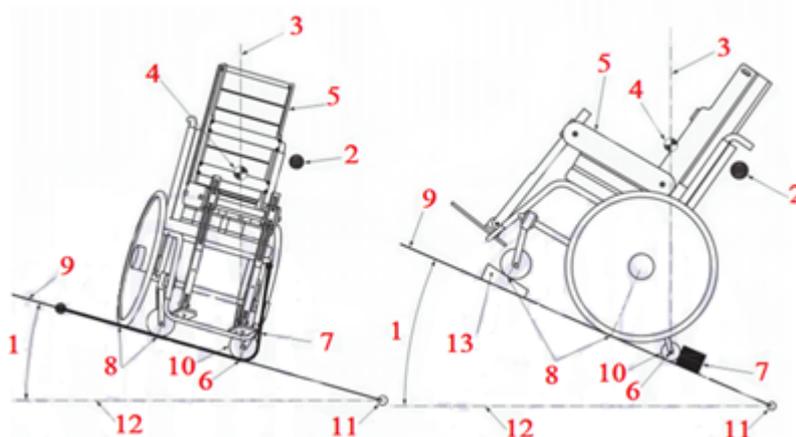
4 NORMALIZAÇÃO BRASILEIRA APLICADA ÀS CADEIRAS DE RODAS

Segundo a norma NBR ISO 7176 (ABNT, 2015), algumas diretrizes devem ser respeitadas e obedecidas, tanto nos quesitos de funcionalidade, quanto para execução do procedimento de testes, assim o presente capítulo visa descrever as principais características que são utilizadas no desenvolvimento deste trabalho.

4.1 Norma NBR ISO 7176 - parte 1:

A norma NBR ISO 7167 - parte 1 (ABNT, 2015) rege que uma cadeira de rodas, quando ocupada, deve trabalhar em regime estático, respeitando alguns limites de angulação do eixo de tombamento da cadeira. Este limite está delimitado em torno do centro de gravidade da cadeira. Portanto, para determinar o eixo de tombamento deve-se usar uma plataforma de testes cuja inclinação seja adaptável conforme a Figura 4.1. A norma NBR ISO 7167 (ABNT, 2015) sugere precisão nos ensaios de $0,5^\circ$, utilizando um boneco de ensaio em que os requisitos do boneco servem para determinar os pontos cartesianos do centro de massa global, apresentando tabelas e equações de centro de massa dos bonecos variando entre 25 kg a 300 kg, conforme 4.4.

Figura 4.1 – Inclinações dos eixos e ângulos do sistema de análise de uma cadeira



Fonte: (ABNT, 2015)

Legenda:

- | | |
|--|-----------------------------|
| 1. Ângulo de tombamento da Cadeira de rodas; | 2. limitador de tombamento; |
| | 3. eixo Vertical |

- | | |
|--|--|
| 4. centro de massa da cadeira de rodas
mais o boneco; | 8. pontos de detecção de forças; |
| 5. boneco de ensaio; | 9. plataforma de ensaio; |
| 6. eixo de inclinação; | 10. roda travada ou destravada; |
| 7. limitador de deslizamento; | 11. articulação da plataforma de ensaio; |
| | 12. eixo horizontal. |

4.2 Norma NBR ISO 7176 - parte 3:

A parte 3 da norma (ABNT, 2015) estabelece métodos para a medição da eficiência do freio e sua alavanca, em cadeiras manuais e motorizadas que apresentem velocidade inferior a 15 km/h. Nesse sentido, ela indica a força operacional de frenagem para manipulação conforme Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Forças operacionais sistema de freio.

Meios de operação	Força(N)
braço/mão operacional _i	60 ±5
pé, empurre	100 ±10
pé, puxe	60 ±5
dedo	5 ±1
mão _{ii}	5 ±1

Fonte: (ABNT, 2015)

Em que i e ii representam respectivamente:

- i. Operação realizada com a forças da mão e do braço combinado;
- ii. Operação realizada apenas com movimento da mão.

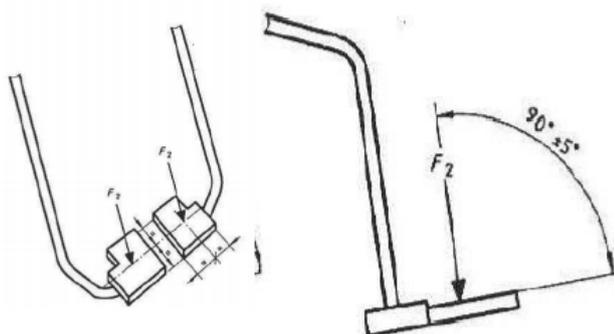
Ainda especifica os requisitos e divulgações para o fabricante, determinando pontos de derrubada e deslizamento, que se dá por meio do movimento de rotação da cadeira de rodas por meio da projeção vertical do centro de massa da cadeira de rodas ocupada por um usuário se move para fora de um polígono que conecta os pontos de contato do solo de todas as rodas. Agora o Deslizamento refere-se ao o movimento da cadeira de rodas por meio da superfície de teste onde há uma diferença de velocidade entre a superfície de teste e a roda de freio e superfície de rolamento.

4.3 Norma NBR ISO 7176 - parte 8:

A Parte 8 (ABNT, 2015), estabelece os requisitos e procedimentos de ensaios para forças estáticas, impacto e fadiga. Neste caso, limitando-se às cadeiras que suportam uma massa inferior à 100 kg, que corresponde à massa máxima do boneco de ensaio. O teste deve ser realizado com base na massa estipulada pelo fabricante, em que para cada especificação existe um boneco correspondente. Para configurações do fabricante entre 50 a 75 kg, utiliza-se um boneco de 75 kg e entre 75 e 100 kg, deve-se usar um boneco de 100 kg durante a realização dos ensaios, posicionando-o no centro do assento e ajustando sua posição.

O teste realizado para o apoio dos pés, deve utilizar cadeira de rodas em posição horizontal, aplicando-se carregamentos conforme Figura 4.2 e tabela 4.2.

Figura 4.2 – Localização das Cargas nos Apoios para os Pés



Fonte: (ABNT, 2015)

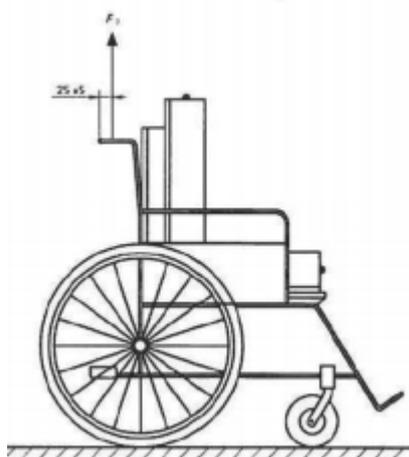
Tabela 4.2 – Forças descendentes a serem aplicadas nos apoios para os pés

Peso do Usuário (Kg)	Força(N)
Até 25	250 \pm 0,6%
entre 25 a 50	500 \pm 1,1 %
entre 50 a 75	750 \pm 1,1%
entre 75 a 100	1000 \pm 2,3%

Fonte: (ABNT, 2015)

O teste realizado sobre o manípulo (componente utilizado por um terceiro para empurrar a cadeira), refere-se à resistência dos carregamentos ascendentes. Para isso, deve-se posicionar a cadeira de rodas na posição horizontal e aplicar forças horizontais conforme 4.3 e tabela 4.3.

Figura 4.3 – Localização das cargas ascendente bengala



Fonte: (ABNT, 2015)

Tabela 4.3 – Cargas ascendente aplicadas no manípulo (bengala) individual

Peso do Usuário (kg)	Força(N)
Até 25	330 \pm 0,6%
entre 25 a 50	520 \pm 1,1%
entre 50 a 75	700 \pm 1,1%
entre 75 a 100	880 \pm 2,3%

Fonte: (ABNT, 2015)

A Resistência ao impacto do apoio para os pés é aconselhável para prever contatos com obstáculos. Para isso, posiciona-se a cadeira na horizontal, com os freios desengatados e realiza-se a colisão da cadeira contra um obstáculo, podendo o mesmo ser realizado a uma velocidade de 6 km/h.

Os requisitos para aprovação, segundo a norma NBR ISO 7167 (ABNT, 2015), são:

- nenhum componente pode estar quebrado;
- nenhuma porca, parafuso, pinos e conjunto pode destacar após ajustado;
- as manoplas não podem estar desacopladas;
- qualquer componente não pode estar deslocado de sua posição inicial.

4.4 Norma NBR ISO 7176 - parte 11:

A parte 11 trata das especificações do boneco de ensaio, onde deve ser dividido em três segmentos (tronco, coxa e parte inferior da perna), possuindo assim plataformas de carrega-

mentos. A parte de contato com a cadeira deve ser apenas nos segmentos: tronco e coxa. A localização do centro de massa para um boneco até 100 kg é dada por meio das equações 4.1 e 4.2 (ABNT, 2015).

$$X_{boneco} = (0,62m_{boneco} + 173) \pm 25 \quad (4.1)$$

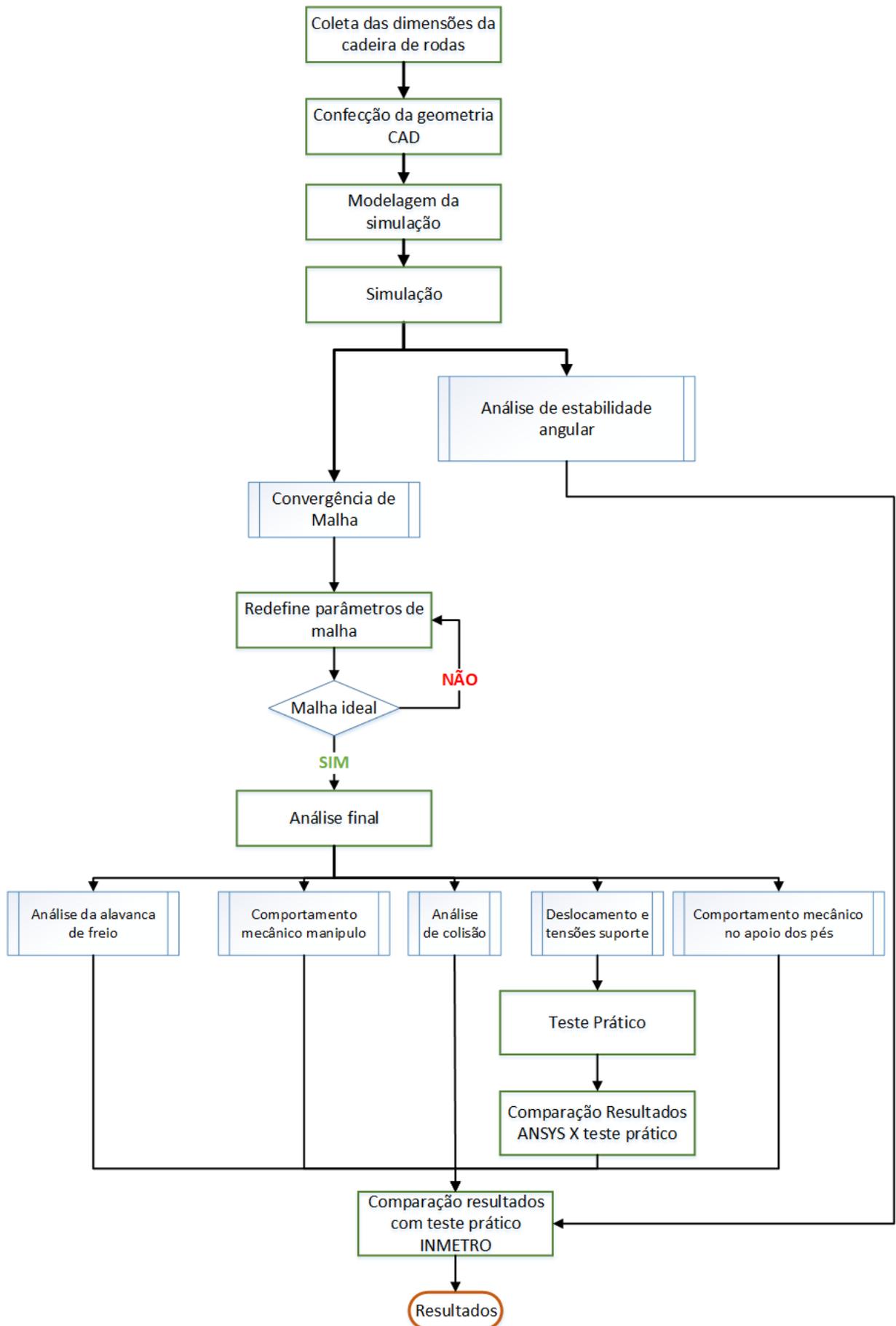
$$Y_{boneco} = (0,77m_{boneco} + 159) \pm 25 \quad (4.2)$$

5 MATERIAL E MÉTODOS

Neste trabalho, utilizou-se a norma ABNT NBR ISO 7176 (ABNT, 2015) para realizar a análise numérica de cadeiras de rodas. Nele, seguiu-se as diretrizes e requisitos de funcionalidade para execução dos procedimentos de testes, levando-se em consideração o modelo comercial para a geometria 3D de uma das cadeiras de rodas que apresenta elevado número de vendas no Brasil, reproduzindo em detalhes as características deste modelo. Assim, as etapas do processo de simulação empregadas neste trabalho em suma foram: a etapa preliminar, pré-processamento e pós-processamento. A etapa preliminar foi a da avaliação da estrutura do modelo, onde se selecionou os tipos de elemento a serem empregados (sólido, casca ou barra). Nesse estudo empregou-se o elemento sólido e a definição de apoios, carregamentos e características dos materiais empregados. Na etapa de pré-processamento realizou-se o desenvolvimento do modelo geométrico da cadeira de rodas, associando às propriedades dos materiais a geração da malha e a definição de apoios e contatos e a definição de carregamentos. Essa fase constitui em um processamento iterativo em que se retorna a etapa da geração de malha até que se obtenha uma solução ideal que os resultados convirjam. Já a etapa de pós processamento é constituída da resposta do sistema por meio de gráficos e tabelas e a avaliação das soluções aplicando o critério de falha aqui estabelecido por von Misses. As etapas de desenvolvimento do trabalho estão especificadas no fluxograma apresentado na Figura 5.1.

As simulações numérica foram desenvolvidas no laboratório do Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Sistemas e Automação, da Universidade Federal de Lavras, foi utilizado um computador com processador Intel Core i7-7700, memória RAM de 16 GB e placa de vídeo GeForce RTX 1050 Ti com memória de 4 GB GDDR5.

Figura 5.1 – Fluxograma de trabalho



5.1 Confeção da geometria no CAD

Para realizar a confecção da geometria CAD, coletou-se o dimensionamento de uma cadeira de rodas convencional conforme Tabela 5.1. Após a coleta dos dados, foi utilizado o software comercial Solidworks para o desenvolvimento do modelo CAD, tomando por base a cadeira que serviu como modelo de forma e dimensionamento para o presente estudo. Assim o projeto final detalhado está representado na Figura 5.2.

Tabela 5.1 – Principais dimensões e características da cadeira de rodas

Cadeira de Rodas	
altura	960 mm
largura	640 mm
comprimento	1030 mm
largura assento	400 mm
comprimento assento	420 mm
diâmetro roda	610 mm
peso	14,4 kg
capacidade	90 kg
Tubo estrutural	
Diâmetro	22,4 mm
Espessura	1,5 mm

Fonte: Autoria própria

Figura 5.2 – Detalhamento da cadeira de rodas



Fonte: Autoria própria

5.2 Modelagem da simulação aplicada à cadeira de rodas

A simulação numérica foi realizada a partir da modelagem 3D, tomando-se por base uma cadeira de uso adulto, limitada com peso humano entre 75 e 100 kg, segundo o próprio fabricante. Para as simulações, foi utilizado o programa comercial ANSYS® versão 4.5, empregando como referência e a norma NBR ISO 7176 (ABNT, 2015). O material atribuído para a estrutura da cadeira de rodas foi o aço ASTM A36, por possuir boas propriedades mecânicas e soldabilidade, além de ser indicado pelo fabricante e ter sido aplicado em diversos outros trabalhos sobre o tema (ISMAIL, 2012; ZUERCHER, 2015; BRAIDOT; ALEMAN, 2011; OBANDO-HERRERA et al., 2017). Para o suporte dos pés, utilizou-se PEAD (Polietileno de Alta Densidade), como em (COSTA et al., 2016) e indicação do fabricante. As propriedades mecânicas e dos materiais utilizados nas simulações estão descritas nas Tabelas 5.2 e 5.3.

Tabela 5.2 – Propriedades do Polietileno de Alta Densidade (PEAD).

Coeficiente de Poisson.	Limite de escoamento (MPa)	Resistência a tração (MPa)
0,38	38	45
Módulo de Elasticidade (GPa)	Densidade (g/cm ³)	Brinell(HB)
2,8	1,4	–

Fonte: (COSTA et al., 2016)

Tabela 5.3 – Propriedades do Aço ASTM A36.

Coeficiente de Poisson.	Limite de escoamento (MPa)	Resistência a tração (MPa)
0,26	250	400
Módulo de Elasticidade (GPa)	Densidade (g/cm ³)	Brinell(HB)
200	7,85	150

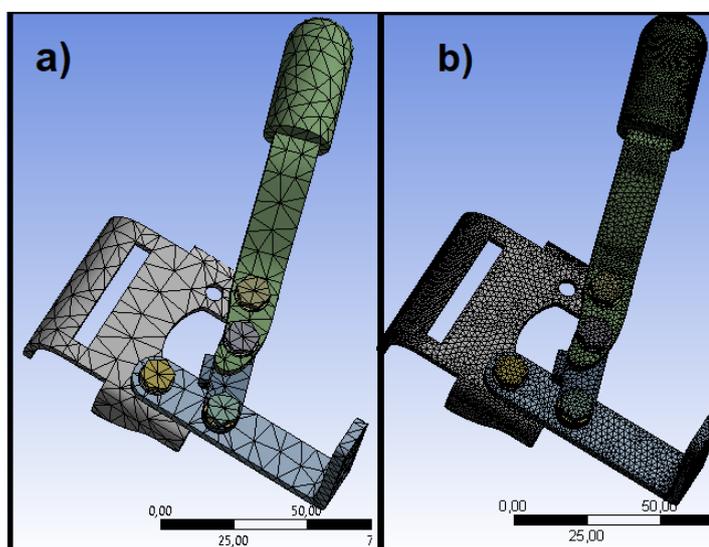
Fonte: (AVUTU, 2019)

A divisão estrutural, após modelamento do sistema conforme a norma NBR ISO 7176 (ABNT, 2015) para análise, foi delimitada em ‘estrutura’, ‘apoio para os pés’, ‘manípulos’ e ‘alavanca de freios’, assim como o relatório descrito pelo INMETRO (2013), que analisou as cadeiras de rodas vendidas no Brasil. Dentre os estudos empregados estão: a análise das estabilidades estáticas frontal, traseira e lateral, ensaios de forças estáticas nos manípulos, estrutura da cadeira e suporte dos pés e uma análise de colisão, visando averiguar sua segurança e atendimento do fabricante às requisições estabelecidas pelo INMETRO (2013).

5.3 Análise de convergência de malha

O estudo da convergência de malhas para elementos finitos consiste em um procedimento recomendado em simulações numéricas e que visa proporcionar confiabilidade da malha adotada para o modelo geométrico a partir de seu refinamento. A Figura 5.3 apresenta um exemplo de modelo de alavanca de freio de uma cadeira de rodas, considerando uma malha normal e uma malha refinada. Neste trabalho, atribuiu-se o elemento de malha quadrático de segunda ordem tridimensional com três graus de liberdade por nó com dominância de hexaedros.

Figura 5.3 – Malha hexaédrica de segunda ordem da alavanca do freio contendo elementos de (a) 6 mm e (b) 1 mm.



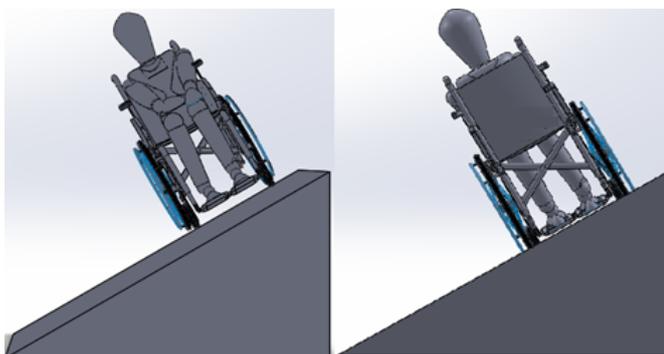
Fonte: Autoria própria

5.4 Análise de estabilidade estática angular

A norma NBR ISO 7176 (ABNT, 2015) define que uma cadeira de rodas, quando ocupada, deve trabalhar em regime estático, respeitando alguns limites de angulação do eixo de tombamento da cadeira. Assim, para determinar o ângulo de tombamento existem diversos requisitos físicos que devem ser seguidos. Esses, requisitos poderão ser representados, por intermédio de uma análise de estabilidade da cadeira de rodas com o auxílio do software Unity, onde foi possível implementar todo o ambiente físico e está representado na Figura 5.4 e 5.5. Para isso, utilizou-se a aceleração da gravidade como $9,81 \text{ m.s}^{-2}$ e, ao variar a angulação da rampa, foram simuladas diversas configurações partindo de 7° com incremento de $0,15^\circ$. O ângulo limite para encerrar a simulação foi considerado na angulação a qual verificou-se a instabilidade da cadeira, conforme NBR ISO 7176 - Parte 1 (ABNT, 2015). Utilizou-se ainda um

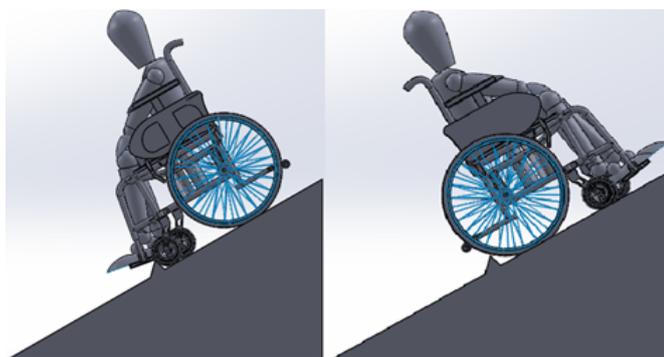
decremento de $0,01^\circ$ com a finalidade de aferir a precisão. A norma NBR ISO 7176 - Parte 1 (ABNT, 2015), estabelece que o ensaio deve ser realizado de tal modo que garanta uma precisão de $\pm 0,5^\circ$ em relação ao plano horizontal.

Figura 5.4 – Vista da cadeira de rodas na rampa lateral.



Fonte: Autoria própria

Figura 5.5 – Vista da cadeira de rodas na rampa frontal e traseira.



Fonte: Autoria própria

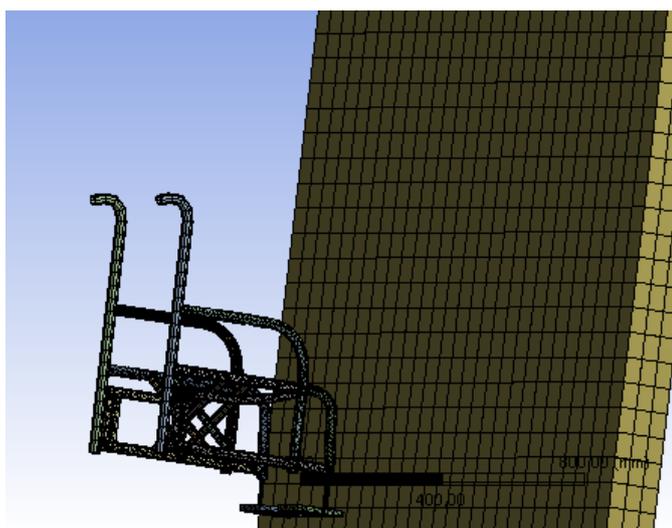
5.5 Análise de colisão

A Resistência ao impacto é aconselhável para prever contatos com obstáculos segundo a norma NBR ISO 7176 (ABNT, 2015) e assegurar a qualidade dos equipamentos desenvolvidos. Dessa forma, às simulações numéricas foram utilizadas para este fim, pois em seu ambiente é possível inserir todas as determinações da norma, com a finalidade de alcançar resultados bem próximos do real, visto que este software comercial é muito usado no emprego de colisões (YILMAZCOBAN; MIMAROGLU, 2012).

Nas simulações numéricas foram avaliadas as tensões e deslocamentos via simulações numéricas. A norma NBR ISO 7176 - Partes 3 e 4 (ABNT, 2015) estabelece o procedimento para simular a colisão da estrutura de uma cadeira de rodas em direção à uma parede rígida

com a velocidade máxima de 6 km/h, acrescido a um fator de segurança de 1,5 por um período de 25 milissegundos. Segundo Yilmazcoban e Mimaroglu (2012), as tensões máximas são encontradas nos instantes dos primeiros contatos entre o anteparo e a cadeira e não no processo de impacto contínuo. Assim, devido ao primeiro contato e aos efeitos da reação, sugere-se a redução do tempo de análise. Isso porque as maiores tensões foram encontradas por volta de 20 ms reduzindo o custo computacional em simulações realizadas por Yilmazcoban e Mimaroglu (2012). No caso deste trabalho, optou-se pelo tempo de 25 ms, para traçar os perfis de tensão e deslocamentos da cadeira durante a colisão, verificou-se a absorção de impacto e tensões sobre colisões, na parte frontal inferior da cadeira de rodas. O estudo visou, ainda, representar os deslocamentos máximos e deslocamentos totais (mm) em áreas críticas para quadros específicos. Os primeiros pontos de contato atingidos em uma colisão frontal são as partes do corpo humano, especificamente nos pés, pernas e joelhos do condutor. Por esse motivo, os pontos devem ser protegidos dos efeitos de impacto frontal (YILMAZCOBAN; MIMAROGLU, 2012). A malha hexaédrica de 879.425 elementos aplicada no conjunto (cadeira de rodas e parede) está representada na Figura 5.6. O modelo de colisão levou em consideração uma velocidade de 9 km/h, e que a estrutura da cadeira de rodas desacelerou em direção à parede rígida diretamente por um período de 25 ms.

Figura 5.6 – Modelagem do teste de colisão de uma cadeira de rodas.

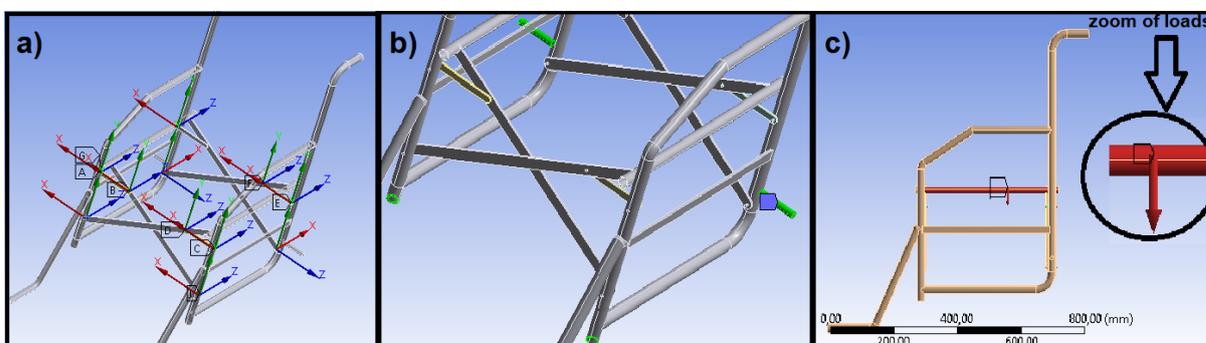


Fonte: Autoria própria

5.6 Avaliação de deslocamento e tensões suporte

A simulação das cargas suporte aplicadas na cadeira visou quantificar os deslocamentos e tensões, levando-se em consideração o critério de von Mises, relacionado à massa de deslocamento do usuário estipulada em 100 kg com base no estudo realizado pelo INMETRO (2013). Este valor corresponde ao peso máximo dos possíveis usuários, ou seja, 1000 N, o qual constitui o carregamento total distribuído máximo, aplicado em posição x e y (equações 1 e 2). A localização dos pontos de apoio estrutural (eixos das rodas traseiras e garfos das rodas dianteiras) e do carregamento estão apresentados nas Figura 5.7.b e 5.7.c respectivamente. Para a análise de montagem, além dos deslocamentos, deve-se levar em consideração as condições de contato entre as peças (MU et al., 2017). Elas devem ser especificadas durante o processo de definição dos carregamentos nas simulações numéricas, conforme Figura 5.7.a, por meio das juntas de revolução, utilizando-se, também malha hexaédrica com 242.411 elementos e respeitando-se a movimentação e as devidas fixações de cada componente da cadeira de rodas.

Figura 5.7 – Posicionamento das a) juntas de revolução, b) suportes de fixação apoio da cadeira de rodas e c) aplicação do carregamento suporte cadeira.

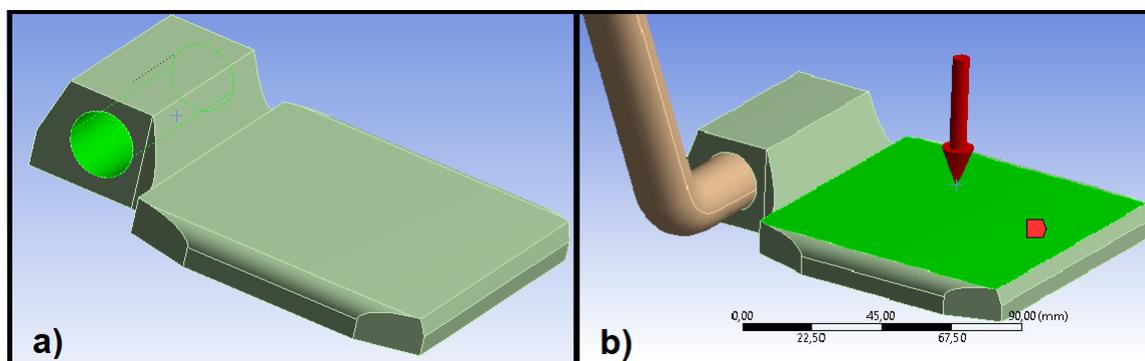


Fonte: Autoria própria

5.7 Análise do comportamento mecânico no apoio dos pés

A análise mecânica do apoio dos pés visa descrever o comportamento das peças fixas por meio do contato bonded (ligado/colado) durante a descida e subida do usuário na cadeira de rodas Figura 5.8.a. A norma NBR ISO 7176 - Parte 8 (ABNT, 2015) prevê, para essa análise, um referencial de equivalência (descritos na Tabela 4.2) como parâmetro de intensidade da força. Para este estudo, adotou-se 1000 N, dada as configurações da cadeira utilizada pelo fabricante, via projeto, a sua aplicação, conforme a Figura 5.8.b.

Figura 5.8 – a) na cor verde tem-se os posicionamento dos contatos de fixação do suporte de pés b) o posicionamento do carregamento suporte dos pés de 1000 N.



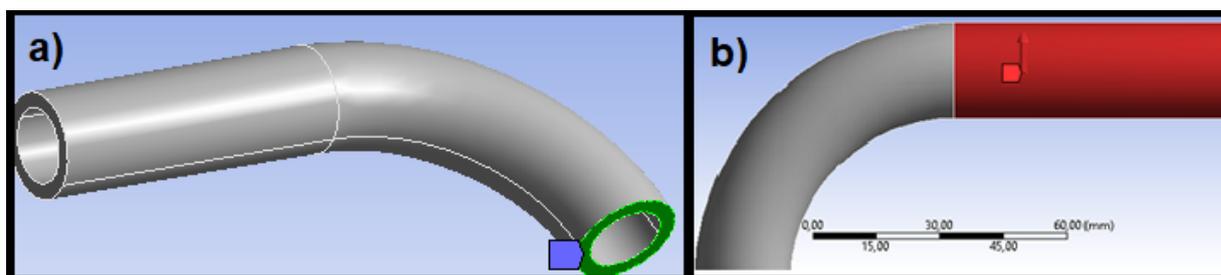
Fonte: Autoria própria

5.8 Análise do comportamento mecânico no manípulo

A análise do comportamento mecânico no manípulo (componente utilizado por um terceiro para empurrar a cadeira), busca verificar a resistência dos carregamentos ascendentes, como forma de garantir a qualidade, levando em consideração os critérios de von Mises.

Dessa forma, para a verificação do comportamento mecânico dos manípulos, optou-se por isolar estas partes dos demais componentes deixando a parte fixa por um contato bonded (ligado/colado) na região demonstrada na Figura 11.a e aplicar os esforços Figura 11.b, como previstos pela norma ISO 7176 - Parte 8 (ABNT, 2015).

Figura 5.9 – Posicionamento dos a) pontos de fixação b) posição do carregamento manípulo.



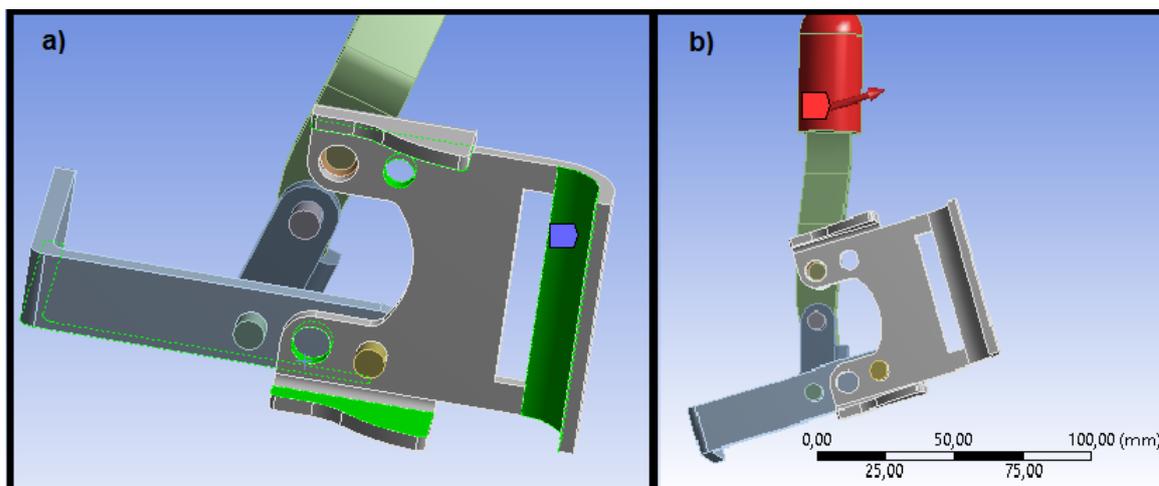
Fonte: Autoria própria

5.9 Análise da alavanca de freio

A medição da eficiência da alavanca de freio, em cadeiras manuais e motorizadas que apresentem velocidade inferior a 15 km/h, avalia se a alavanca de freio vai suportar as cargas operacionais de frenagem para manipulação da cadeira de rodas.

Assim, para as análises numéricas da alavanca de freio, realizou-se a distribuição dos esforços em pontos específicos, como na trava roda e manopla da alavanca de freio. Nesse sentido, foi fixada a peça em algumas posições utilizando o contato tipo bounded (ligado/colado) da Figura 13.a com o auxílio das simulações numéricas, dado um esforço de 65 N de força operacional para a frenagem segundo norma NBR 7176 (ABNT, 2015) (Figura 5.10.b).

Figura 5.10 – Posicionamento a) na cor verde e tracejado verde condizem aos fixadores e contatos da alavanca de freio b) em vermelho o carregamento do freio.



Fonte: Autoria própria

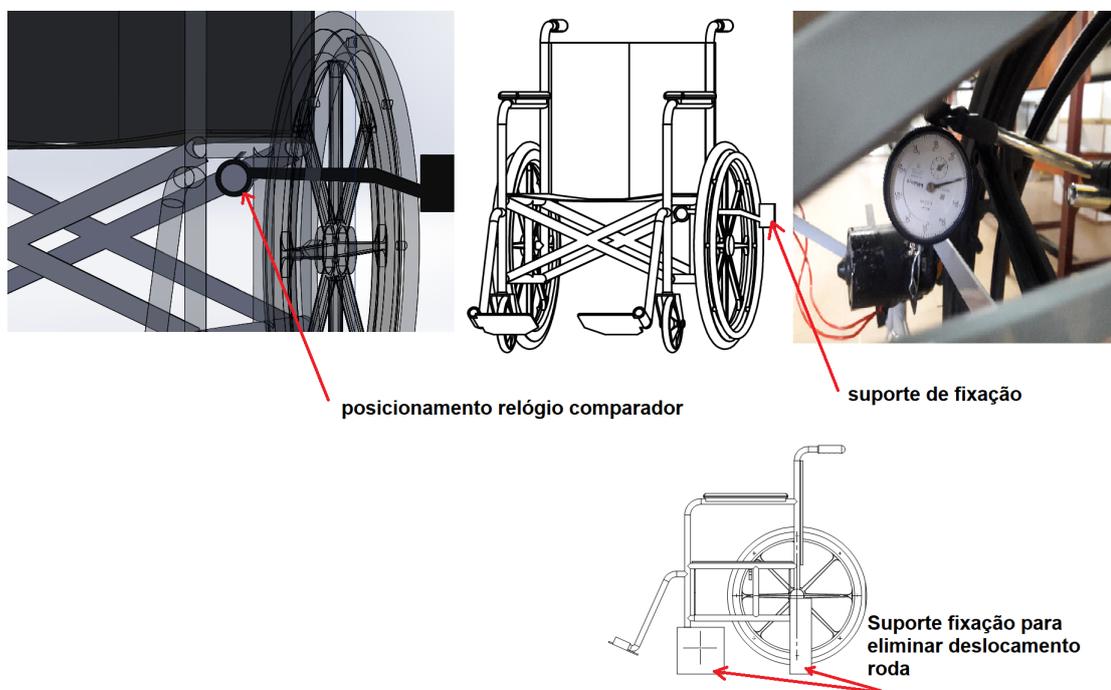
5.10 Teste prático

A parte experimental foi desenvolvida no laboratório do departamento de automática UFLA, utilizando uma cadeira de rodas, quatro suportes aço 1020 maciço e um relógio comparador. Com o intuito de validar os resultados estruturais, utilizou-se para medir o deslocamento um relógio comparador em um ponto de máximo deslocamento da cadeira de rodas, observado na simulação numérica, situado na posição 515 mm da ponta da roda, em posição perpendicular conforme Figura 5.11. Utilizou-se de suportes para limitar o deslocamento das rodas em quatro pontos principais de apoio das mesmas. Levou em consideração a norma estabelecida na Secção 4.4 para delimitar o posicionamento do centro de massa do indivíduo. Já o carregamentos seguem valores estabelecidos na Secção 4.3 e avaliação de deslocamento e tensões suporte especificado na metodologia Secção 5.6.

Assim 18 valores foram recolhidos com média 0.92 mm e desvio padrão de 0.45 mm e comparados com os obtidos por meio de simulações numéricas. Desse modo, o teste serviu

para fins de comparação dos resultados obtidos pelo INMETRO (2013) e para validar o estudo apresentado.

Figura 5.11 – Posicionamento e fixação do relógio comparador e suportes.



Fonte: Autoria própria

6 CONCLUSÃO

Este trabalho propôs uma nova metodologia para a aferição de novos projetos de cadeira de rodas por meio de simulações numéricas, o que pode antecipar o processo de certificação, garantindo assim às pessoas com deficiência motora, o direito à aquisição de produtos de qualidade e que atendam às normas vigentes para este fim. Os resultados das simulações foram aferidos por meio do emprego e respostas da convergência de malha obtida para cada análise, o que atendeu as especificidades de cada modelo proposto pela norma NBR 7176 (ABNT, 2015). Os valores das tensões limite de von Mises foram excedidos na estrutura da cadeira em 6,5%, na análise de colisão em 72,1% e o suporte do pé em 189,4%, considerando um fator de segurança de 1,5 para a colisão estrutural, assim como em Yilmazcoban e Mimaroglu (2012). Comparando os resultados obtidos por meio de análise do INMETRO (2013) com os provenientes desta pesquisa, observa-se que a cadeira de rodas objetivo da análise ainda negligencia os requisitos mínimos propostos pela norma NBR 7176 (ABNT, 2015).

Este trabalho foi base para mais duas outras pesquisas que são elas:

- Proposição de melhorias por intermédio de um sistema mecânico de acoplagem em cadeiras de rodas convencionais, multi-modular para torna-las motorizadas.
- Desenvolvimento de ambiente virtual para testes de controle por meio de visão computacional, controlado por intermédio de movimentos dos olhos e “joystick”.

Para trabalhos futuros, propõe-se a aplicação das análises numéricas nas cadeiras de rodas elétricas, para criar diretrizes e metodologias para aferição de projetos via elementos finitos. Além disso, desenvolver novos sistemas de proteção e reforços para cadeira de rodas convencionais via análise de elementos finitos, o que pode melhorar a qualidade de equipamentos já existentes no mercado brasileiro.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABNT. **Associação Brasileira de Normas Técnicas ABNT NBR ISO 7176 Cadeira de Rodas**. Brasília, Brasil, 2015. Disponível em: <<https://www.gedweb.com.br/ufla>>. Acesso em: 11 abr. 2017.
- ALTENBACH, H.; KOLUPAEV, V. A. Classical and non-classical failure criteria. In: **Failure and damage analysis of advanced materials**. [S.l.]: Springer, 2015. p. 1–66.
- ANSELL, G.; LOEWY, R.; WIBERLEY, S. Composite structural materials.[aircraft structures]. 1980.
- AVUTU, S. R. Design and feasibility test of an indigenous motorized wheel for manual wheelchair. **International Journal of Manufacturing, Materials, and Mechanical Engineering (IJMMME)**, IGI Global, v. 9, n. 3, p. 42–55, 2019.
- BABUSKA, I.; ZIENKIEWICZ, O.; GAGO, J.; OLIVEIRA, E. d. A. **Accuracy estimates and adaptive refinements in finite element computations**. [S.l.]: John Wiley & Sons New York, 1986.
- BARSANESCU, P. D.; COMANICI, A. M.; ANDRUSCA, L.; SAVIN, A. Modified mohr-coulomb theory for triaxial state of stress. In: TRANS TECH PUBL. **Applied Mechanics and Materials**. [S.l.], 2015. v. 809, p. 658–663.
- BRAIDOT, A. A.; ALEMAN, G. L. Design of a mechanical system in gait rehabilitation with progressive addition of weight. In: IOP PUBLISHING. **Journal of Physics: Conference Series**. [S.l.], 2011. v. 332, n. 1, p. 012045.
- BRASIL. **Regulamento da Previdência Social, e dá outras providências.**: Decreto nº 3.048 de 06 de maio de 1999, presidência da república casa civil subchefia para assuntos jurídicos. Brasília, Brasil, 1999.
- CAR, A.; ESAKI, M. T. Virtual prototyping of a wheelchair lift for the disabled fitted to a cl-600 challenger aircraft. In: CITESEER. **International ADAMS User Conference**. [S.l.], 1998.
- CARRERA, E.; CINEFRA, M.; LI, G. Refined finite element solutions for anisotropic laminated plates. **Composite Structures**, Elsevier, v. 183, p. 63–76, 2018.
- CHRISTENSEN, R. M. Perspective on materials failure theory and applications. **Journal of Applied Mechanics**, American Society of Mechanical Engineers, v. 83, n. 11, p. 111001, 2016.
- COSTA, H. M. d.; RAMOS, V. D.; ANDRADE, M. C. d.; NUNES, P. d. S. R. Q. Thermal analysis and mechanical properties of high-density polyethylene (hdpe) scraps. **Polímeros**, SciELO Brasil, v. 26, n. SPE, p. 75–81, 2016.
- COTA, F. et al. Análise estrutural de uma cadeira de rodas através do método de elementos finitos. **CEP**, v. 36307, p. 352, 2010.
- DIAS, B. D.; SONSIN, J. M. P.; ALVES, L. R. Levantamento das tensões e deformações em uma cadeira de rodas. **Revista Mackenzie de Engenharia e Computação**, v. 13, n. 1, 2014.

DOMÍCIO, M. F. Análise matricial das estruturas. **Livros Técnicos e Científicos Editora**, 1977.

FREY, P. J.; GEORGE, P.-L. **Mesh generation: application to finite elements**. [S.l.]: ISTE, 2007.

HENDERSON, J. de C. Topological aspects of structural linear analysis: Improving the conditioning of the equations of compatibility of a multi-member skeletal structure by use of the knowledge of topology. **Aircraft Engineering and Aerospace Technology**, MCB UP Ltd, v. 32, n. 5, p. 137–141, 1960.

HIBBELER, R. C. **Resistência dos Materiais**. [S.l.]: Pearson, 2010. v. 7ª edição.

HIBBELER, R. C. **Statics and mechanics of materials**. [S.l.]: Pearson ninth edition, 2014.

HRENNIKOFF, A. P. **Plane stress and bending of plates by method of articulated framework**. Tese (Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, 1940.

IBGE, C. Cartilha do censo 2010—pessoas com deficiência. **Luzia Maria Borges Oliveira**, 2012.

INMETRO. **RELATÓRIO SOBRE A ANÁLISE EM CADEIRAS DE RODAS**. Rio de Janeiro, Brasil, 2013. Disponível em <www.inmetro.gov.br/> (Acessado 13 Outubro 2018).

INMETRO. **Sistema Inmetro de Monitoramento de Acidentes de Consumo**. Rio de Janeiro, Brasil, 2017. Disponível em <www.inmetro.gov.br/> (Acessado 10 Dezembro 2019).

ION, D.; LORAND, K.; MIRCEA, D.; KAROLY, M. The equivalent stress concept in multiaxial fatigue. **Journal of Engineering Studies and Research**, Universitatea "Vasile Alecsandri" din Bacau, v. 17, n. 2, p. 53, 2011.

ISMAIL, A. M. **Design and Analysis of Wheelchair in Term of Daily Usage**. Tese (Doutorado) — UMP, 2012.

KIRBY, R. L.; MACDONALD, B.; SMITH, C.; MACLEOD, D. A.; WEBBER, A. Comparison between a tilt-in-space wheelchair and a manual wheelchair equipped with a new rear anti-tip device from the perspective of the caregiver. **Archives of physical medicine and rehabilitation**, Elsevier, v. 89, n. 9, p. 1811–1815, 2008.

LIU, T. J.-C.; LIANG, J.-W.; CHEN, W.-L.; CHEN; TENG-HUI. Finite element analysis of composite frames in wheelchair under upward loading. **World Academy of Science, Engineering and Technology-International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**, v. 8, n. 1, p. 1, 2014.

MACHADO, I. G. Failures of welded steel structures due to reduced ductility. **Soldagem & Inspeção**, SciELO Brasil, v. 18, n. 4, p. 391–403, 2013.

MISES, R. v. Mechanik der festen körper im plastisch- deformablen zustand. **Nachrichten von der Gesellschaft der Wissenschaften zu Göttingen, Mathematisch-Physikalische Klasse**, p. 582–592, 1913. Disponível em: <<http://eudml.org/doc/58894>>.

- MU, X.; ZHANG, X.; LAI, Z.; OSIVUE, O. R. Structural characteristic analysis of multifunctional elderly-assistant and walking-assistant robot based on solidworks/simulation. In: IEEE. **Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI), 2017 14th International Conference on**. [S.l.], 2017. p. 941–946.
- NORTON, D. D. **The Design of a Steam Powered Paratransit Vehicle**. [S.l.], 1975.
- OBANDO-HERRERA, F. E.; FLORES-MUGMAL, T. G.; BARBERO-PALACIOS, J. I.; ORTEGA-BUSTAMANTE, L. A. Silla bipedestadora para personas con movilidad restringida grado iv en las extremidades inferiores con una capacidad de carga de 100kg. **Respuestas**, v. 22, n. 2, p. 76–86, 2017.
- OMS. **Relatório Mundial sobre a Deficiência, ORGANIZAÇÃO MUNDIAL DA SAÚDE**. São Paulo, Brasil, 2012.
- PRADHAN, S.; MAITY, K.; SINGH, S.; PRAKASH, C. Micro-machining performance assessment of ti-based biomedical alloy: A finite element case study. In: **Biomanufacturing**. [S.l.]: Springer, 2019. p. 157–183.
- RAO, S. **The finite element method in engineering**, ed. [S.l.]: Oxford: Butterworth-Heinemann, 2005.
- RAO, S. S. **The finite element method in engineering**. [S.l.]: Butterworth-heinemann, 2017.
- SECRETARIA DE DIREITOS HUMANOS DA PRESIDÊNCIA DA REPÚBLICA. **CARTILHA DO CENSO IBGE 2010: PESSOAS COM DEFICIÊNCIA**. Brasília, Brasil, 2012. Disponível em <<http://www.pessoacomdeficiencia.gov.br/app/sites/default/files/publicacoes/cartilha-censo-2010-pessoas-com-deficiencia-reduzido.pdf>> (Acessado 2 Outubro 2018).
- SKENDRAOUI, N. et al. Experimental investigations and finite element modelling of the vibratory compartment of a manual wheelchair. In: SPRINGER. **International Conference on Human Systems Engineering and Design: Future Trends and Applications**. [S.l.], 2018. p. 682–688.
- SORIANO, H. L.; LIMA, S. D. S. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas Vol. 48**. [S.l.]: EdUSP, 2003. 10-21 p.
- SOUZA, B. D.; BENICIUS, J. et al. Concepção da estrutura do sistema tecnológico de uma cadeira de rodas inteligente adaptada ao utilizador. 2011.
- SOUZA, R. M. de. O método dos elementos finitos aplicado ao problema de condução de calor. **Apostila, Universidade Federal do Pará, Belém**, 2003.
- THOMAS, L.; BORISOFF, J.; SPARREY, C. J. Manual wheelchair downhill stability: an analysis of factors affecting tip probability. **Journal of neuroengineering and rehabilitation**, BioMed Central, v. 15, n. 1, p. 95, 2018.
- UN, G. A. **United Nations 2018 flagship report on disability and development: realization of the Sustainable Development Goals by, for and with persons with disabilities, UN Doc**. [S.l.], 2018.

YILMAZCOBAN, I. K.; MIMAROGLU, A. Frontal impact absorbing systems in wheelchairs like sheet metal hood in vehicles. **Thin-Walled Structures**, Elsevier, v. 59, p. 20–26, 2012.

ZUERCHER, E. **Height adjustment system for wheelchair lift**. [S.l.]: Google Patents, 2015. US Patent 8,973,713.

SEGUNDA PARTE - ARTIGO

ARTIGO 1 - Finite element analysis of a commercial wheelchair

Este artigo está formatado de acordo com as normas da "Taylor & Francis Online journal Disability and Rehabilitation: Assistive Technology ", em que foi submetido. É uma versão preliminar, considerando que o conselho editorial do periódico poderá sugerir alterações para adequá-lo ao seu próprio estilo.

DISABILITY AND REHABILITATION: ASSISTIVE TECHNOLOGY

Leomar Santos Marques^{a*}, Ricardo Rodrigues Magalhães^a, Danilo Alves de Lima^a, Jefferson Esquina Tsuchida^a, Diego Cardoso Fuzzato^a and Ednilton Tavares de Andrade^a

Federal University of Lavras - UFPA, Aquenta Sol, Lavras, Brazil

Finite element analysis of a commercial wheelchair

ABSTRACT

Due to the structural constraints of wheelchairs for users with motor disabilities, it is essential to understand and ensure their proper functioning for the quality of life of these users. The main objective of this study is to analyze the stresses and displacements in a wheelchair using the finite element method to evaluate its functional and structural aspects through simulations. Ergonomic, anthropometric, biomechanical and normative techniques were considered to verify the compliance of this equipment considering current standards. Results were compared with experimental analyses performed by the Brazilian National Institute of Metrology, Quality and Technology (INMETRO). Results showed that von Mises stress limit values were exceeded in the chair frame by 6.5%, in the collision analysis by 72.1%, and in the footrest by 189.4%. This indicated that the structure of the analyzed wheelchair is not adequate based on simulation results, same as INMETRO reports.

KEYWORDS: wheelchair; finite element analysis; stress analysis; disability.

1. Introduction

According to paragraph 3 of article 70-D of Brazilian federal decree 3.048/99 [5], people with physical, mental, intellectual or sensorial impediments are considered disabled. When interacting with various types of barriers, these impediments can hinder their full and effective participation in society on equal terms with the rest of the population. According to the World Report on Disability [22], 15% of the population (i.e., 650 million people) have some degree of disability, and the growing concern regarding their quality of life is increasingly evident. The Brazilian Institute of Geography and Statistics [13] reveals that in Brazil, 23.90% of the population have a physical disability, and more than 13.2 million people report having some degree of motor disability; in addition, 3.7 million Brazilians always use a wheelchair [21].

Despite technological advances in health, motor disability rates have increased in recent years. The predominant causes are population growth and increased longevity [10]. Even with the increasing demand for wheelchairs, this device has presented problems in the field. Research carried out in Brazil by the Brazilian National Institute of Metrology, Quality and Technology, known as [14], showed that all analyzed wheelchairs failed to meet the mechanical and structural requirements.

The configuration of a wheelchair, such as its ergonomics, weight, balance safety and design, can impact its usability [16]. Therefore, the use of an approach based on numerical simulations may facilitate the creation of a wheelchair model and anticipate

structural problems to determine its possible limitations [23]. Thus, for manufacturers to meet the requirements of wheelchair standards without increasing prototype costs, the numerical validation of designs via the finite element method (FEM) is necessary. FEM is a tool used in decision making that is based on structural behavior via physical models governed by differential or integral equations [24]. According to [24], the FEM consists of dividing a problem that initially appears complex into a set of simple partial geometries and different shapes (e.g., triangular, quadrilateral, cubic). These divisions have infinitesimal dimensions, and the meeting points between the shapes are called nodes.

Cota et al. [9] applied the FEM to wheelchairs to divide the total load into three main subgroups and recommended the use of a mesh with refinements and an ideal structure for each analyzed component. [11] recommended the application of the von Mises stress of distributed loads to determine the number of nodes and elements for a possible comparison with reality. Furthermore, [26] analyzed wheelchair collisions and recommended using the FEM commercial software for the FEM and computer-aided design (CAD) for modeling using preadjusted mesh elements.

2. State of the art

In recent decades, the FEM has been used to find solutions to several complex problems, mainly in engineering and medicine. Although it is difficult to determine when the FEM was first applied, one of its first uses was in the study by [12], which investigated plane stress and plate bending using a lattice framework by discretizing the domain using a mesh analogy. The method attracted more attention after 1960 due to the work of several researchers, such as Argyris and Henderson [6], and evolved with the release in mid-1968 of NASTRAN, a software program sponsored by NASA. Since then, the method has been used to solve increasingly complex problems [19].

However, the FEM began to be used in wheelchair analysis only in 1980, when it was used to propose new materials by a team of NASA researchers [2]. With the evolution and industrialization of wheelchairs, a need developed to create standards and guidelines to safeguard their quality; thus, the ISO 7176 standard was published in 1996 [1].

Research on wheelchairs using the FEM continued to be conducted, and with the increasing concerns about the safety of wheelchair users, several related studies on wheelchair users and wheelchair structures were published [7]. With computational advancements, several other studies were conducted, and in [9] analyzed a wheelchair support and emphasized the importance of dividing its elements. However, the loads applied were limited to the person's weight, and other analyses of the wheelchair that should be performed according to the ISO standard were not considered [9].

Several studies have been conducted to overcome the safety challenges, such as that by [26], which presents a wheelchair frontal-impact absorption system using the von Mises criterion as a parameter. The system was conceived by modeling the collision of a wheelchair with a wall using the FEM commercial software. Although well designed, the simulation was not compatible with the ISO standard, and the shape of the wheelchair frame used was not in accordance with market reality.

Liu et al. [17] analyzed stress and delamination fractures using the Tsai-Wu criterion and considered the interaction between the stress components to determine an optimal wheelchair design and propose the use of new materials in its composition. Although the study cited the theoretical framework of the ISO 7176 standard, its relationships and direct implications were not considered in the analysis. For example, although the loads on the handle were applied in the correct position, the load was not the same as that suggested by the standard; a load of 1000 N should have been applied, but only 880 N was applied in the study. Furthermore, the analysis was restricted to the handle and did not consider other wheelchair parts included in the standard [17].

Thomas et al. [25] analyzed several configurations of a wheelchair model and established relationships between the frontal stability when the wheelchair is descending and variations in the inclination angle. However, the inclination angles used did not comply with the standard. Additionally, the initial wheelchair speed used was 20 km/h, which does not comply with the requirement of the standard (i.e., 6 km/h for manual wheelchairs and more than 15 km/h for electric wheelchairs). Therefore, 20 km/h would be feasible only if the study were performed for an electric rather than a manual wheelchair like the one proposed [25].

Since the publication of the ISO 7176 standard, total or partial disregard for the established requirements has been observed. Thus, the main objective of this study is to observe the normative aspects and structural design of a wheelchair considering the ergonomic, anthropometric, biomechanical and normative techniques and foundations in load in Brazil by means of numerical analysis via the FEM. The study includes a stability analysis, a collision analysis and analyses of the mechanical behaviors of the footrest, handle and brake lever.

3. Brazilian standards for wheelchairs

The standard NBR ISO 7167 part 1 [1] determines that the wheelchair, when occupied, must be worked in a static regime, respecting some limits of the inclination of the chair tipping axis. This limit is bounded around the center of gravity of the chair. Therefore, to determine the use of all test platform test options it must be adapted as per Figure 1. NBR ISO 7167 [1] suggests 0.5° analysis using a test dummy in which the requirements The figures are to determine the Cartesian points of the global center of mass by presenting tables for the figures ranging from 25 kg to 300 kg. The test dummy is flush with the NBR ISO 7176 [1] standard in three threads, with load growth capacity. A contact part with a chair should be only in the segments: trunk and thigh. Locating the center of mass for a dive up to 100 kg is done through equations 1 and 2 [1].

$$X_{dummy} = (0,62m_{dummy} + 173) \pm 25 \quad (1)$$

$$Y_{dummy} = (0,77m_{dummy} + 159) \pm 25 \quad (2)$$

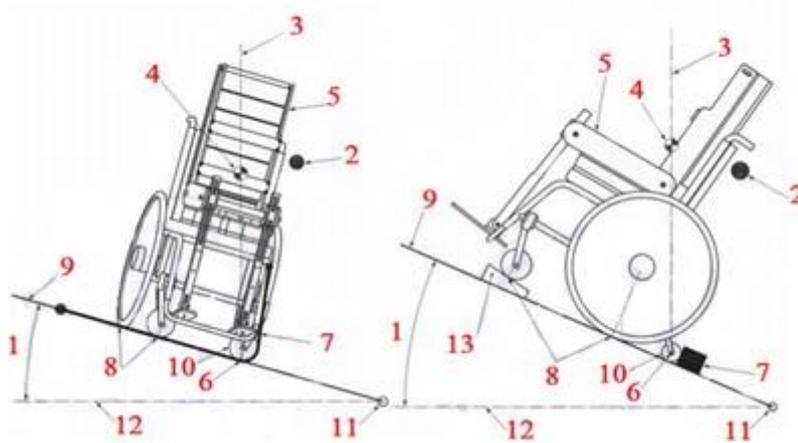


Figure 1. Axis and angle tilts of a wheelchair analysis system [1].

Key:

- | | |
|---|------------------------------|
| (1) Wheelchair tilt angle | (7) Slip limiter |
| (2) Tipping limiter | (8) Test platform |
| (3) Vertical axis | (9) Locked or unlocked wheel |
| (4) Center of mass of the wheelchair plus dummy | (10) Test platform joint |
| (5) Test dummy | (11) Test platform joint |
| (6) Tilt axis | (12) Horizontal axis |

Part 3 of the Brazilian NBR ISO 7167 standard [1] establishes methods for measuring the brake and lever efficiency in manual and motorized wheelchairs with speeds less than 15 km/h. The standard indicates the braking operating loads for handling as shown in Table 1.

Table 1. Operating loads of the braking system of wheelchairs. Adapted from [1].

Operating means	Load(N)
Operational arm/hand _i	60 ±5
Foot, push	100 ±10
Foot, pull	60 ±5
Finger	5 ±1
Hand _{ii}	5 ±1

Key:

- i. Operation performed with combined hand and arm loads;
- ii. Operation performed by hand movement only.

The Brazilian NBR ISO 7167 standard Part 8 [1] establishes requirements and procedures for testing static loads, impact and fatigue limited to chairs that support a mass of less than 100 kg, which corresponds to the maximum mass of the test dummy. The test shall be performed based on the mass specified by the manufacturer, and there is a corresponding dummy for each specification range. For manufacturer configurations between 50 kg and 75 kg, a 75-kg dummy is used, and for configurations between 75 and 100 kg, a 100-kg dummy should be used by placing it on the center of the seat and adjusting its position.

The test performed for the footrest should place the wheelchair in a horizontal position and apply the loads according to Figure 2 and Table 2.

Table 2. Loads applied to the footrest [1].

User Weight (kg)	Load(N)
Up to 25	250 ±0.6%
25 to 50	500 ±1.1 %
50 to 75	750 ±1.1%
75 to 100	1000 ±2.3%

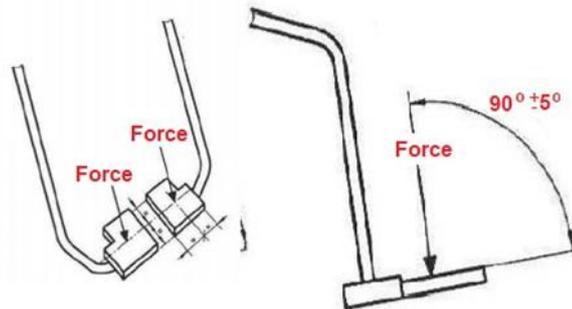


Figure 2. Locations of loads applied to the footrest [1].

The test performed on the handle (the component used by another person to push the chair) measures the upward load resistance. For this test, the wheelchair must be positioned horizontally, and horizontal loads should be applied as shown in Figure 3 and Table 3.

Table 3. Individual upward loads applied to the handle [1].

User Weight (kg)	Load(N)
Up to 25	330 ±0.6%
25 to 50	520 ±1.1 %
50 to 75	700 ±1.1%
75 to 100	880 ±2.3%

The impact resistance of the footrest is recommended to predict contacts with obstacles. For this test, the chair is positioned horizontally with the brakes disengaged, and the chair is collided with an obstacle at a speed of 15 km/h.

According to the Brazilian NBR ISO 7167 standard [1], the requirements for approval are as follows:

- (1) no components may break;
- (2) no nut, screw, bolt or assembly can detach after its adjustment;
- (3) the grips must not be uncoupled;
- (4) no component can shift from its initial position.

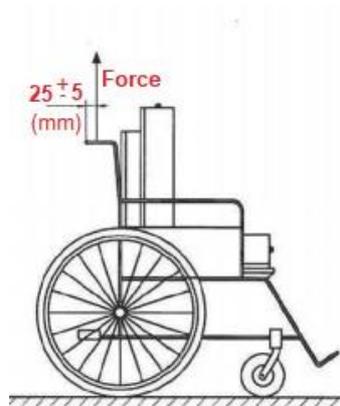


Figure 3. Locations of upward loads applied to the handle [1].

4. Brazilian standards for wheelchairs

4.1. Modeling and simulation applied to wheelchairs

The Brazilian ABNT NBR ISO 7176 standard [1] was used to conduct the numerical analysis of wheelchairs. Its guidelines and functionality requirements were followed to perform the testing procedures using the commercial model of one of the best-selling wheelchairs in Brazil for the 3D geometry. The features of this model were reproduced in detail. The simulation steps included the development of the wheelchair geometric model, definition of materials, generation of meshes, and application of loads. The numerical simulation was performed based on the 3D model of a wheelchair for adults weighing between 75 kg and 100 kg according to the manufacturer and using the CAD tool. ANSYS commercial was used for the simulations using the Brazilian NBR ISO 7176 standard [1] as a reference. The material assigned to the wheelchair frame was ASTM A36 steel due to its mechanical properties and good weldability in addition to being recommended by the manufacturer and having been applied in several studies on the subject [4,15,20,27]. High-density polyethylene (HDPE) was used for the footrest, as used in [8] and recommended by the manufacturer. The mechanical properties and materials used in the simulations are described in Tables 4, 5 and 6.

Table 4. Description of wheelchair used.

wheelchair	
height	960 mm
width	640 mm
length	1030 mm
seat width	400 mm
seat length	420 mm
wheel diameter	610 mm
weight	14.4 kg
capacity	90 kg

Structural tube	
diameter	22.4 mm
thickness	1.5 mm

Table 5. Properties of the high-density polyethylene (HDPE), [8].

Poisson's ratio.	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
0.38	38	45
Elasticity modulus (GPa)	Density (g/cm ³)	Brinell(HB)
2.8	1.4	-

Table 6. Properties of ASTM A36 steel, Source [3].

Poisson's ratio.	Yield strength (MPa)	Tensile strength (MPa)
0.26	250	400
Elasticity modulus (GPa)	Density (g/cm ³)	Brinell(HB)
200	7.85	150

After modeling the system according to the NBR ISO 7176 standard [1], the structural division was restricted to the 'frame', 'footrest', 'handles' and 'brake lever' in the report by [14], which analyzed wheelchairs sold in Brazil. Analyses of the front, back and side static stabilities, tests of the static loads in the handles, chair frame and footrest, and a collision analysis were performed to determine the wheelchair's safety and the

manufacturer's compliance with the requirements established by [14].

4.2. Mesh convergence analysis

Investigation of the mesh convergence in finite element analysis is a recommended procedure in numerical simulations that aims to determine the reliability of the mesh adopted for the geometric model based on its refinement. As an example, Figure 4 shows the model of the wheelchair brake lever considering normal and refined meshes. In this study, a three-dimensional, second-order, quadratic element with three degrees of freedom was assigned to each node with hexahedral-dominant meshing.

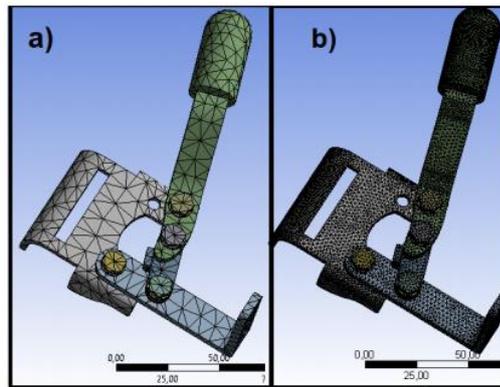


Figure 4. Second-order hexahedral meshes of the brake lever with (a) 6-mm and (b) 1-mm elements.

4.3. Static angular stability analysis

The procedure adopted for the stability analysis of the wheelchair using the Unity software is depicted in Figures 5 and 6. The gravitational acceleration was $9.81 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$, and several configurations were simulated by varying the ramp angle, starting at 7° with increments of 0.15° . The limiting angle to end the simulation was considered the angle at which chair instability was observed, according to NBR ISO 7176 - Part 1 [1]. A decrease of 0.01° was also used to measure the accuracy. According to NBR ISO 7176 - Part 1 [1], the test must be performed such that it guarantees an accuracy of $\pm 0.5^\circ$ in relation to the horizontal plane.

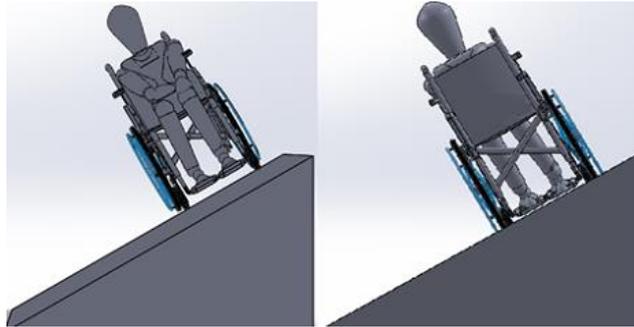


Figure 5. *Wheelchair in lateral tilt.*

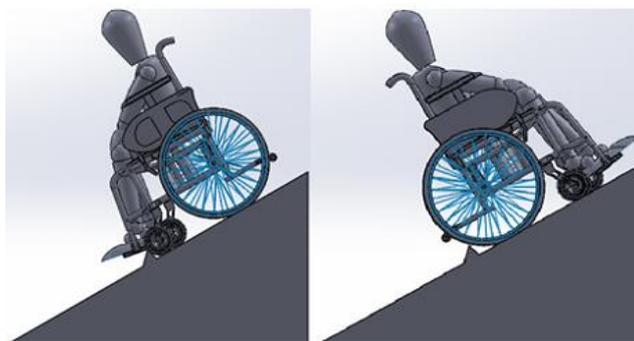


Figure 6. *Wheelchair in front and rear tilts.*

4.4. Collision analysis

The structural collision analysis of the wheelchair was performed using the FEM commercial software, with which the stresses and displacements were evaluated via numerical simulations. The NBR ISO 7176 standard - Parts 3 and 4 [1] establishes the procedure for simulating the collision of a wheelchair structure against a rigid wall with a maximum speed of 6 km/s plus a safety factor of 1.5 km/s over a period of 25 milliseconds. According to [26], the maximum stress occurs at the time of the first contact between the obstacle and the chair and over the continuous impact. Therefore, due to the first contact and the reaction effects, reducing the analysis time is suggested; this because the highest stresses were found at approximately 20 ms, which reduced the computational cost in the simulations performed by [26]. In this study, the time period was 25 ms. To trace the stress and displacement profiles of the chair during the collision, the impact absorption and stresses on the lower front section of the wheelchair were investigated. The analysis also aimed to represent the maximum and total displacements (mm) in critical areas for specific frame components. The first points of contact hit in a frontal collision are body parts, specifically the user's feet, legs and knees. For this reason, these points must be protected from the effects of a frontal impact [26]. The 879,425-element hexahedral mesh applied to the set (wheelchair and wall) is shown in Figure 7. The collision model considered a speed of 9 km/h, and the wheelchair structure decelerated directly towards the rigid wall for a period of 25 ms.

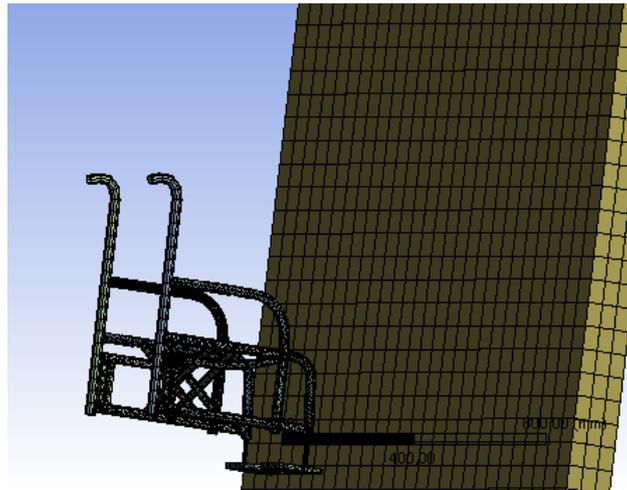


Figure 7. Wheelchair crash test modeling.

4.5. Displacement and supporting stress evaluation

The simulation of the supporting loads applied to the chair was intended to quantify the displacements and stresses related to the user's mass, which was specified to be 100 kg, considering the von Mises criterion based on the study by [14]. This value corresponds to the maximum weight of the possible users (i.e., 1000 N), which constitutes the maximum distributed total load applied at position x and y (equations 1 and 2). The locations of the clamping regions and load application are shown in Figure 8.b and Figure 8.c, respectively. For the assembly analysis, the contact conditions between the parts must be considered in addition to the displacements [18]. They must be specified when the loads are defined in the FEM commercial software, as shown in Figure 8.a, by means of revolving joints. Using a hexahedral mesh with 242,411 elements and respecting the movement and attachment of each wheelchair component, structural FEM model was ready for the simulations.

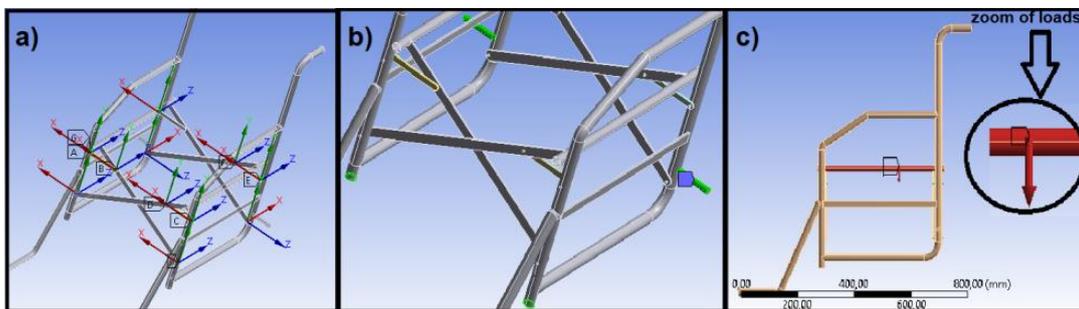


Figure 8. Locations of the a) revolving joints, b) clamping regions, and c) load application.

4.6. Mechanical behavior analysis of the footrest

The mechanical analysis of the footrest aims to describe the behavior of the parts attached by bonded contacts when the user gets on and off the wheelchair (Figure 9.a). For this analysis, the NBR ISO 7176 standard - Part 8 [1] suggests the values listed in Table 2 as references for the load intensity parameter. A load of 1000 N was adopted in this study based on the chair configurations designed by the manufacturer and applied according to Figures 9.a and 9.b.

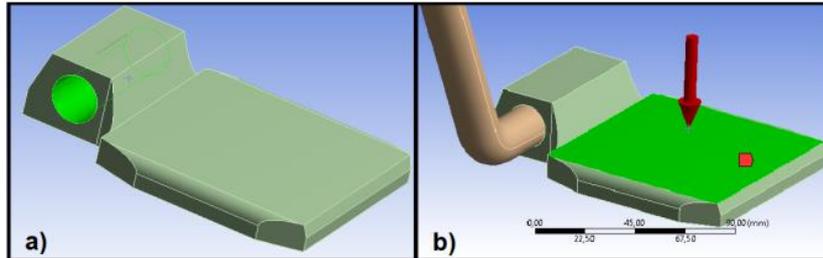


Figure 9. Locations of the a) clamping area of the footrest (colored in green) and b) 1000 N load applied on the footrest.

4.7. Mechanical behavior analysis of the handle

To verify the mechanical behavior of the handles, these parts were isolated from the other components, leaving the part attached by one bonded contact to the region shown in Figure 10.a, and the loads shown in 10.b were applied as required by the ISO 7176 standard - Part 8 [1].

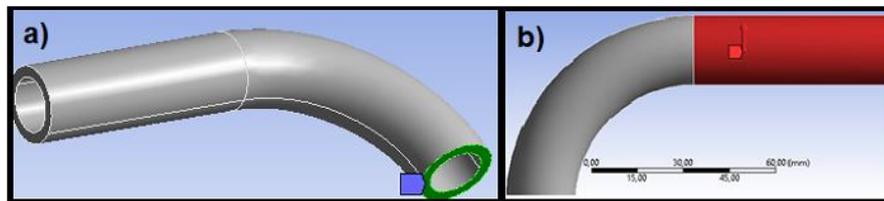


Figure 10. Locations of the a) attachment points and b) loads on the handle.

4.8. Brake lever analysis

For the numerical analysis of the brake lever, the stresses were distributed at specific points, such as the wheel lock and the brake lever handle. The part was fixed at several positions using the bonded contacts shown in Figure 11.a using the FEM commercial software with an operating load of 65 N for braking according to the NBR 7176 standard [1] (Figure 11.b).

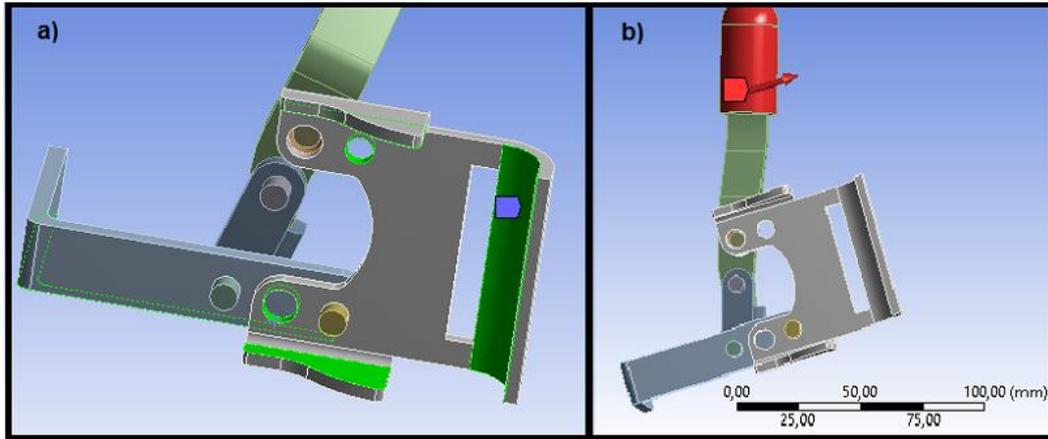


Figure 11. Locations of the a) brake lever fasteners and contacts (in green and dashed green color, respectively) and b) brake load colored in red.

5. Results and discussion

The results are presented in the following order. First, the stability analysis is presented, where the results obtained in this study and by [14] are compared. The mesh convergence analysis used in each simulation is presented, which relates the computational cost and displacement stabilization. The results of the simulation of the loads generated when a person sits on the wheelchair and the implications and effects of the wheelchair collision are also presented, followed by the results of the footrest, handle and brake lever and ending with a pass/fail summary of each component.

5.1. Stability analysis

This experiment focused on validating the use of numerical simulations as a reliable method to evaluate wheelchairs. The unity analysis system and the standard test dummy were used, and the ramp inclination angle was varied at several wheelchair positions. The mean values found in the stability analysis for left lateral, right lateral, front and rear tilts were similar to the mean values obtained by [14] (Table 7), confirming the reliability of the results of the numerical simulations.

Table 7. Comparison between the results obtained by the simulations and by [14].

Test/analysis type	INMETRO [14]	Virtual Analysis
Left lateral tilt	15.05°	15.99°
Right lateral tilt	16.49°	16.01°
Frontal tilt	19.54°	17.20°
Rear tilt	-	9.03°

5.2. Mesh convergence analysis

The results of the mesh convergence analysis of the geometric models of the footrest and brake lever of the wheelchair are shown in Figure 12. The results indicate that the displacement values remained constant as the number of elements of the simulated models was increased. This finding suggests that the displacement magnitudes stabilized as the mesh density increased, thus defining the mesh convergence points for each simulation performed.

However, the computational cost of the simulations increases as the number of elements increases (Figure 13). For this reason, it was used as few elements as possible for each model (Table 8), considering the moment when the displacement began to stabilize during the mesh convergence process.

Table 8. Results obtained after the mesh convergence.

Model	Number of Elements	Computational Cost (min)
Frame	242,411	26.36
Footrest	54,026	95.17
Handle	335	4.03
Brake lever	70,477	4.69

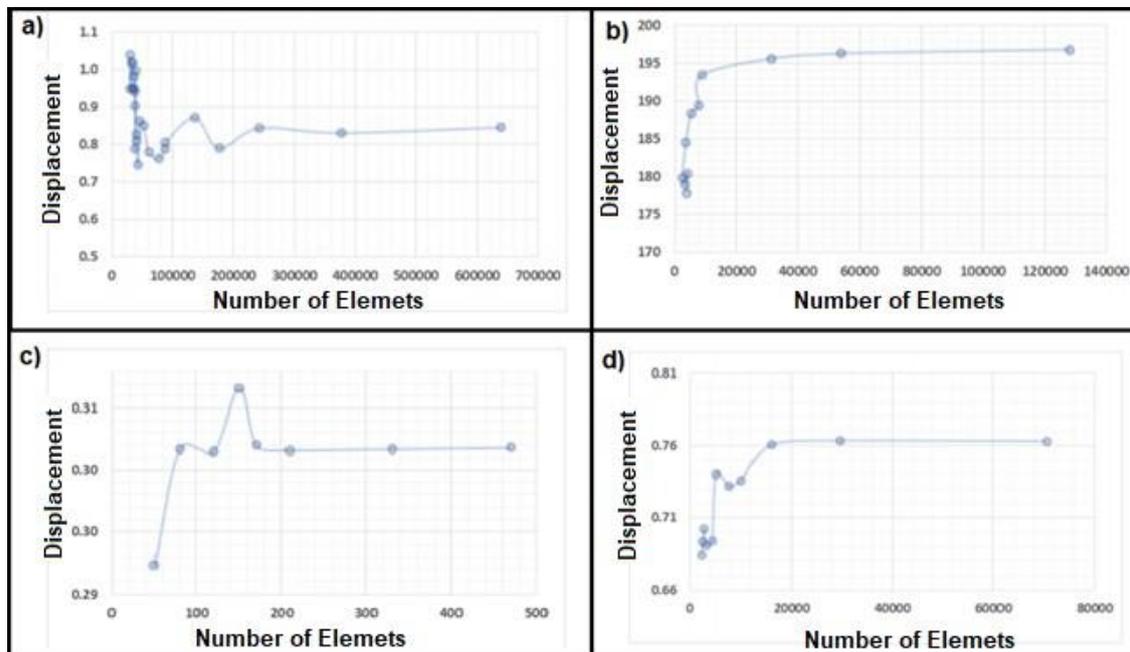


Figure 12. Mesh convergences for the models of the (a) chair frame, (b) footrest, (c) handle and (d) brake lever.

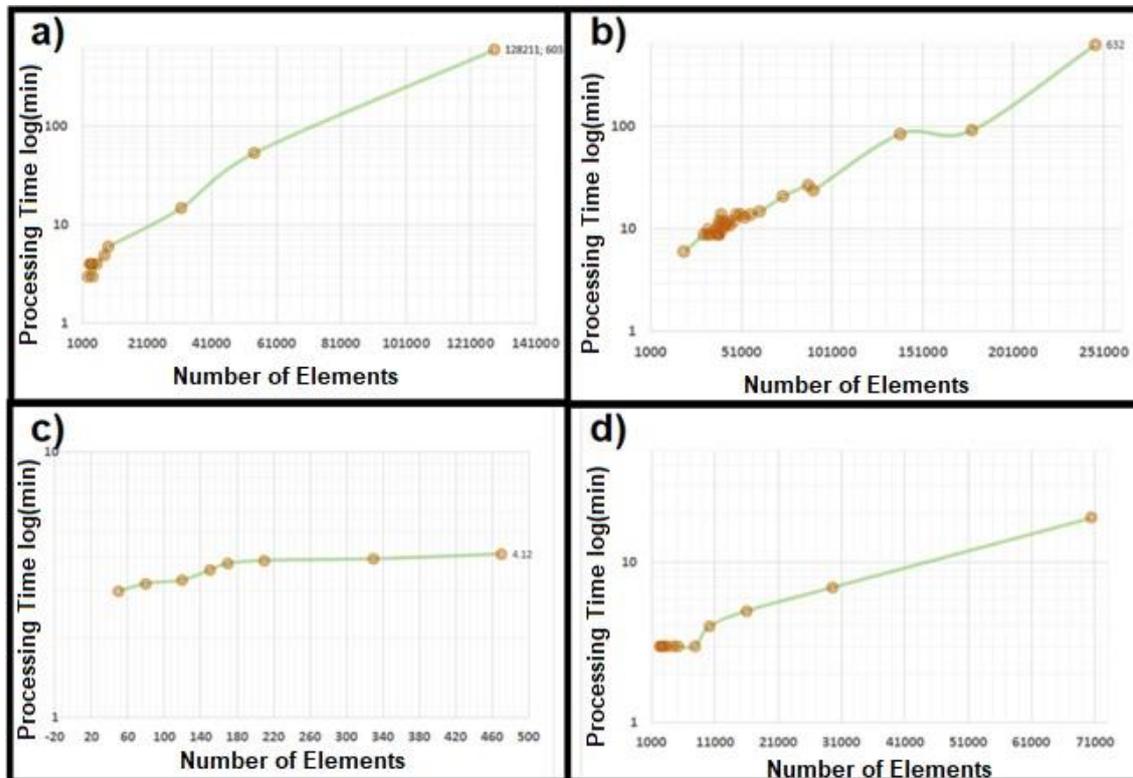


Figure 13. Computational costs of the model by number of elements and logarithmic time scale for the a) chair frame, b) footrest, c) handle and d) brake lever.

5.3. Wheelchair structural simulations

The distributions of the von Mises equivalent stresses and the maximum displacements on the main base of the wheelchair structure are shown in Figures 14 and 15, respectively. Based on the results of the simulations of a load test corresponding to a 100-kg person according to data obtained from [14], the results show that the structure of the analyzed chair supported the applied loads. However, at the wheelchair joints, the support bar exceeded the material yield limit (250 MPa) by 6.5% which may cause failures in the material (ASTM A36 steel) analyzed.

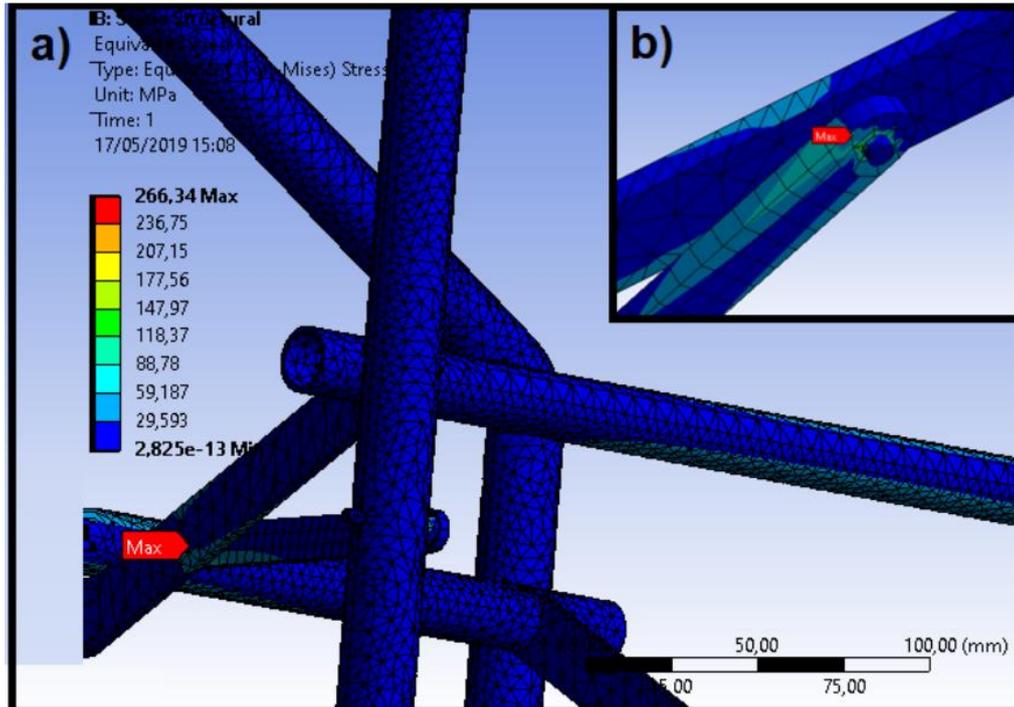


Figure 14. von Mises stresses: a) structural equivalents and b) maximum point of 266.34 MPa.

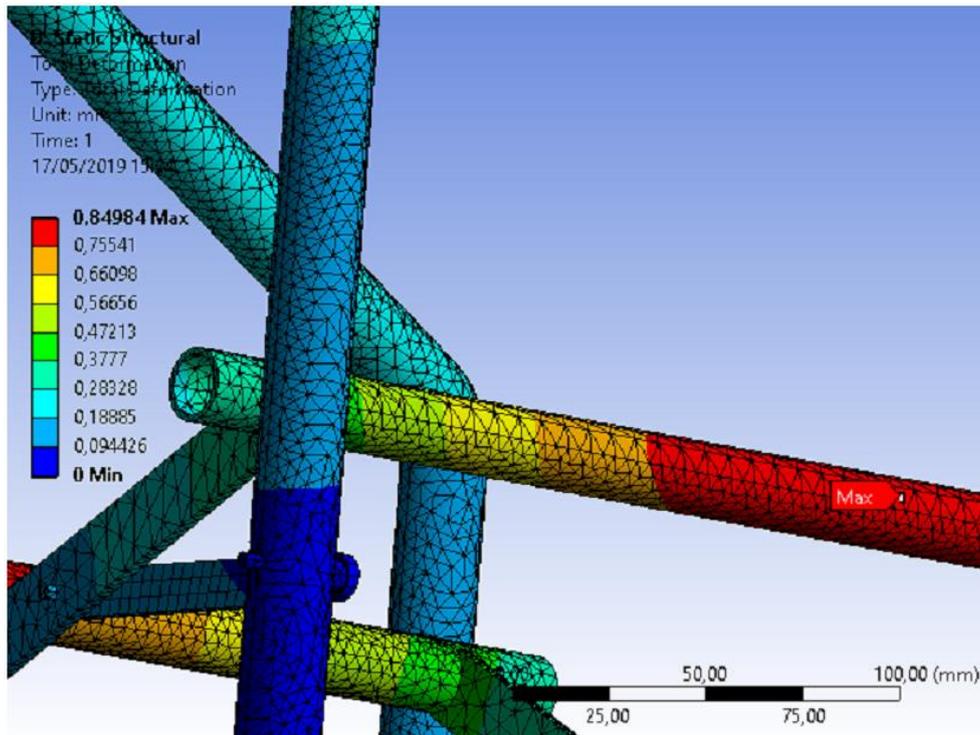


Figure 15. Structural displacements with a maximum of 0.84984 mm.

In the collision simulations, after the 25 ms period, the stress began to decrease to values below 320 MPa. The von Mises stresses for the analyzed wheelchair structure at the time of the highest stress (8 ms) are shown in Figure 16.

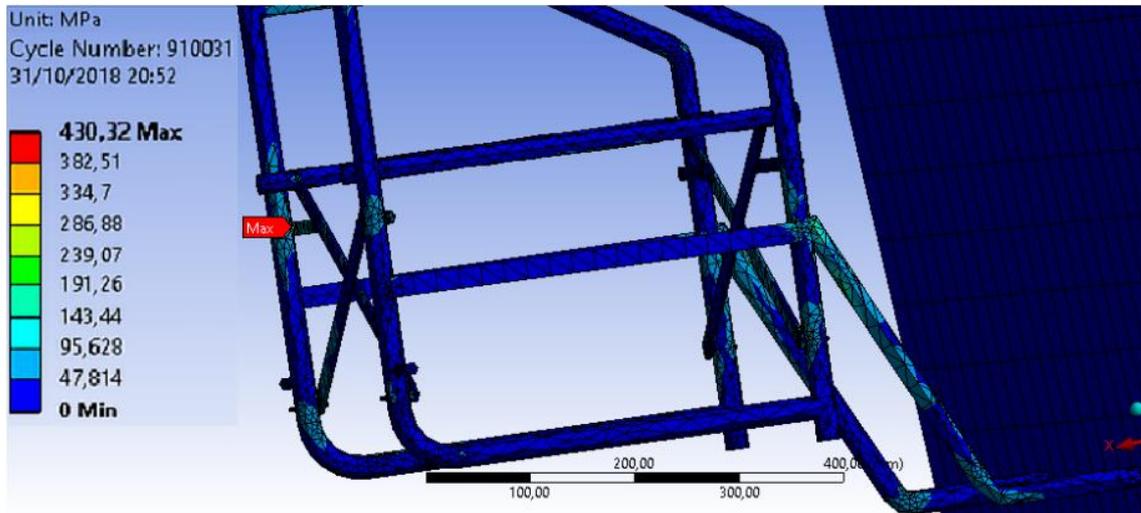


Figure 16. von Mises stresses during the structural collision simulation.

The collision analysis can be compared with the analysis performed by [26], where a maximum stress of 446 MPa was observed at a speed of 13.4 m/s. In this study, the stress was 430.32 MPa, which is similar to the maximum stress (difference of 3.5%), even for different models of chairs. In addition, several critical regions appear at the beginning of the process, and the largest impact occurs during the first moments of the collision and not in the later moments of a continuous impact, as in [26].

Based on the results of the distribution of the von Mises equivalent stresses for the wheelchair footrest, the maximum displacement and stress regions observed are shown in Figures 17 and 18, respectively.

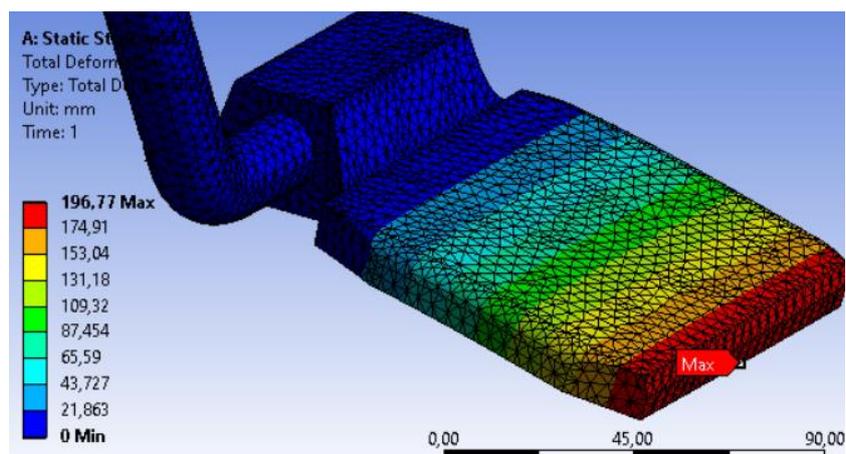


Figure 17. Simulated displacements for the footrest.

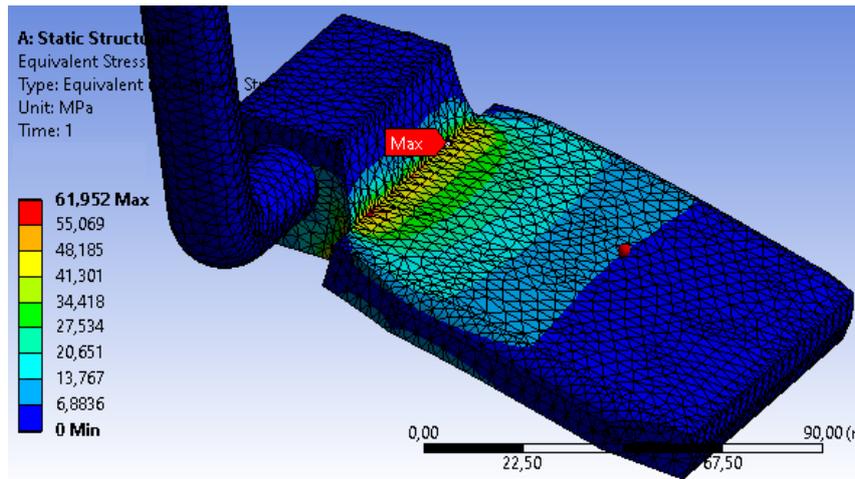


Figure 18. Simulated von Mises stresses for the footrest.

From eight wheelchairs analyzed by [14], only one brand achieved success in this test. This means that approximately 88% of the tested brands were noncompliant. The results of the simulations conducted in this study revealed large displacements and high von Mises stresses, indicating that the footrest of the analyzed chair does not support the 100-kg load.

The results of the von Mises stresses and displacements of the handle for upward loads of 750 N are shown in Figures 19 and 20, respectively.

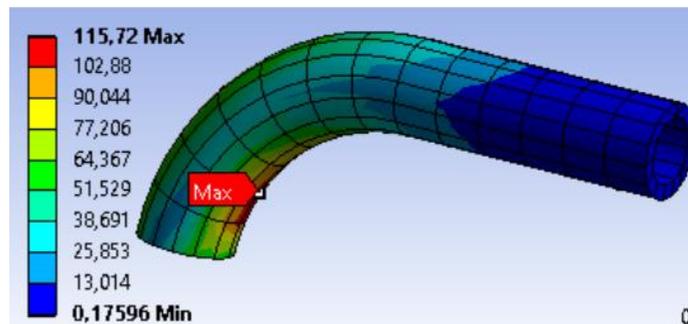


Figure 19. von Mises stresses on the handle caused by the upward loads.

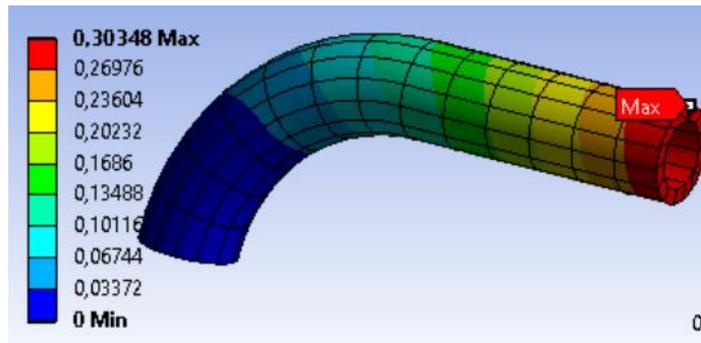


Figure 20. Displacements caused by the upward loads.

In the tests performed by [14], four brands from the eight analyzed wheelchairs were in compliance with NBR ISO 7176 [1]; i.e., they provided acceptable resistance and displacement patterns. In this study, a minimum displacement and an acceptable stress on the part were observed, validating the handle for use.

In contrast, a horizontal parallel load of 75.7 N was used in the brake lever analysis, which represents the braking operation performed with the combined load of the user's hand and arm, to validate its operation. Additionally, the test considered the material yield limit (250 MPa) as a reference. The von Mises stresses and displacements are presented in Figures 21 and 22, respectively.

Table 9 presents the pass/fail decisions for the analyzed components based on the results of the numerical simulations.

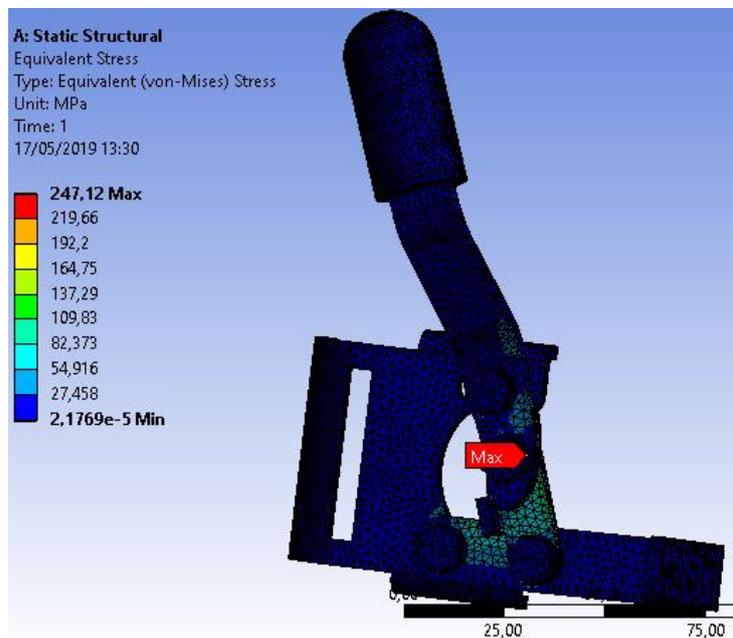


Figure 21. von Mises stresses on the handle due to the upward loads.

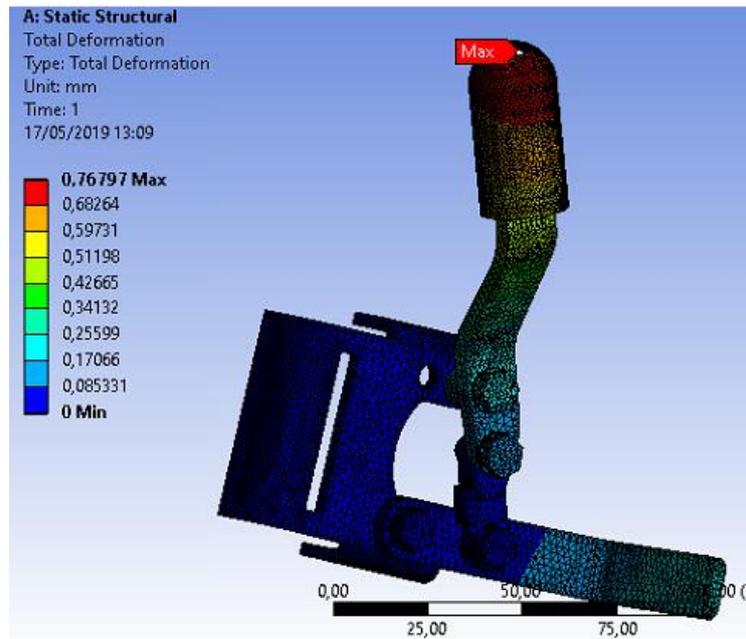


Figure 22. Displacements caused by loads applied for the manipulation of the brake lever during braking.

Table 9. Component pass/fail decisions.

Support structure	Structural Collision analysis	Footrest	Handle	Brake lever
<i>Failed</i>	<i>Failed</i>	<i>Failed</i>	<i>Passed</i>	<i>Passed</i>

6. Conclusion

This study proposed a new method for assessing new wheelchair designs through numerical simulations that may speed up the certification process. The models used for the simulations were validated using the mesh convergence analysis for each component, which met the specifications of each model proposed by NBR 7176 (ABNT, 2015). The von Mises stress limit values were exceeded in the chair frame by 6.5%, in the collision analysis by 72.1%, and in the footrest by 189.4%, considering a safety factor of 1.5 for a structural collision as in [26].

A comparison of the results obtained in the analysis conducted by [14] with those in this study showed that current wheelchairs still do not meet the minimum requirements established by the NBR 7176 standard [1].

For future studies should apply numerical analysis to electric wheelchairs to develop guidelines and methods for assessing designs using finite elements. There is also a

need to develop new protection and reinforcement systems for conventional wheelchairs via finite element analysis, which may improve the quality of existing devices in the Brazilian market.

7. Acknowledgements

This study was partially supported by the Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - Brasil (CAPES) - Finance Code 001.

8. declaration of interest statement

The authors report no conflict of interest.

References

- [1] ABNT. NBR ISO 7176 Cadeira de Rodas. Associação Brasileira de Normas Técnicas; Brasília, Brasil; 2015.
- [2] Ansell G, Loewy R, Wiberley S. Composite structural materials. Aircraft Structures; 1980.
- [3] Avutu SR. Design and feasibility test of an indigenous motorized wheelchair. International Journal of Manufacturing, Materials, and Mechanical Engineering (IJMMME) 2019; 9(3):42–55.
- [4] Braidot AA, Aleman GL. Design of a mechanical system in gait rehabilitation with progressive addition of weight. In: Journal of Physics: Conference Series. IOP Publishing; volume 332; 2011. p. 12–45
- [5] Brasil. São Paulo de Vincenzo Pastore, Presidência da República Casa Civil, Subchefia para Assuntos Jurídicos; Brasília, Brasil; 1999. Regulamento da Previdência Social, outras providências.
- [6] Henderson C. J. Topological aspects of structural linear analysis: Improving the conditioning of the equations of compatibility of a multimember skeletal structure by use of the knowledge of topology. Aircraft Engineering and Aerospace Technology 1960; 32(5):137–41.
- [7] Car A, Esaki MT. Virtual prototyping of a wheelchair lift for the disabled fitted to a C-600 challenger aircraft. In: International ADAMS User Conference. Citeseer; 1998.
- [8] Costa HMd, Ramos VD, Andrade Mcd, Nunes PdSRQ. Thermal analysis and mechanical properties of high-density polyethylene (hdpe) scraps. Polímeros 2016. 26(SPE):75–81.
- [9] Cota F, Baldo D, Pereira R, Neto R, Silva D, Panzera T. Análise estrutural de uma cadeira de rodas através do método de elementos finitos. CEP 2010; 36(3):352.
- [10] De Souza B, Benicuis J, et al. Concepção da estrutura do sistema tecnológico de uma cadeira de rodas inteligente adaptada ao utilizador; 2011.

- [11] Dias BD, Sonsin JMP, Alves LR. Levantamento das tensões e deformações em uma cadeira de rodas. *Revista Mackenzie de Engenharia e Computação* 2014; 13(1).
- [12] Hrennikoff AP. Plane stress and bending of plates by method of articulated framework. Ph.D. thesis; Massachusetts Institute of Technology; 1940.
- [13] IBGE C. Cartilha do censo 2010 pessoas com deficiência. Luzia Maria Borges Oliveira; 2012.
- [14] INMETRO Instituto nacional de metrologia qt. Relatório sobre a análise em cadeiras de rodas. Ministério do desenvolvimento, indústria e comércio exterior; Rio de Janeiro, Brasil; 2013. Available in www.inmetro.gov.br/ (Accessed 13 October 2018).
- [15] Ismail AM. Design and Analysis of Wheelchair in Term of Daily Usage. Ph.D. thesis; UMP; 2012.
- [16] Kirby RL, MacDonald B, Smith C, MacLeod DA, Webber A. Comparison between a tilt- in-space wheelchair and a manual wheelchair equipped with a new rear anti-tip device from the perspective of the caregiver. *Archives of physical medicine and rehabilitation*; 2008; 89(9):1811–5.
- [17] Liu TJC, Liang JW, Chen WL, Chen TH. Finite element analysis of composite frames in wheelchair under upward loading. *World Academy of Science, Engineering and Technology-International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering*; 2014. 8(1):1.
- [18] Mu X, Zhang X, Lai Z, Osivue OR. Structural characteristic analysis of multifunctional elderly-assistant and walking-assistant robot based on solidworks/simulation. In: *Ubiquitous Robots and Ambient Intelligence (URAI), 2017 14th International Conference on. IEEE*; 2017. p. 941–6.
- [19] Norton DD. The Design of a Steam Powered Paratransit Vehicle. Technical Report; SAE Technical Paper; 1975.
- [20] Obando-Herrera FE, Flores-Mugmal TG, Barbero-Palacios JI, Ortega-Bustamante LA. Silla bipedestadora para personas con movilidad re-stringida grado iv en las extremidades inferiores con una capacidad decarga de 100kg. *Respuestas*; 2017. 22(2):76–86.
- [21] Oliveira LMB. Cartilha do censo IBGE 2010: pessoas com deficiência. Secretaria de direitos humanos da presidência da república (SDH/PR); Brasília, Brasil; 2012. Available in <http://www.pessoacomdeficiencia.gov.br/app/sites/default/files/publicacoes/cartilha-censo-2010-pessoas-com-deficiencia-reduzido.pdf> (Accessed 2 October 2018).
- [22] OMS. Relatório Mundial sobre a Deficiência; Organização Mundial da Saúde (OMS); R Foundation for Statistical Computing; São Paulo, Brasil; 2012.
- [23] Skendraoui N, Bogard F, Murer S, Beaumont F, Abbes B, Polidori G, Nolot JB, Erre D, Odof S, Taiar R. Experimental investigations and finite element modelling of the vibratory compartment of a manual wheelchair. In: *International Conference on Human Systems Engineering and Design: Future Trends and Applications*. Springer; 2018. p. 682–8.
- [24] Soriano HL, Lima SDS. Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas Vol. 48. EdUSP, 2003.
- [25] Thomas L, Borisoff J, Sparrey CJ. Manual wheelchair downhill stability: an analysis of factors affecting tip probability. *Journal of neuro engineering and rehabilitation*

2018. 15(1):95.

[26] Yilmazcoban IK, Mimaroglu A. Frontal impact absorbing systems in wheelchairs like sheet metal hood in vehicles. *Thin-Walled Structures*; 2012. 59:20–6.

[27] Zuercher E. Height adjustment system for wheelchair lift. 2015. US Patent 8,973,713.

List of Tables:

Table 1. Operating loads of the braking system of wheelchairs. Adapted from [1]. 6

Table 2. Loads applied to the footrest [1].7

Table 3. Individual upward loads applied to the handle [1].....7

Table 4. Description of wheelchair used. 9

Table 5. Properties of the high-density polyethylene (HDPE), [8]. 9

Table 6. Properties of ASTM A36 steel, Source [3]. 9

Table 7. Comparison between the results obtained by the simulations and by [14].14

Table 8. Results obtained after the mesh convergence.15

Table 9. Component pass/fail decisions.....21

List of figures:

Figure 1. Axis and angle tilts of a wheelchair analysis system [1].	6
Figure 2. Locations of loads applied to the footrest [1].	7
Figure 3. Locations of upward loads applied to the handle [1].	8
Figure 4. Second-order hexahedral meshes of the brake lever with (a) 6-mm and (b) 1-mm elements.	10
Figure 5. Wheelchair in lateral tilt.	11
Figure 6. Wheelchair in front and rear tilts.	11
Figure 7. Wheelchair crash test modeling.	12
Figure 8. Locations of the a) revolving joints, b) clamping regions, and c) load application.	12
Figure 9. Locations of the a) clamping area of the footrest (colored in green) and b) 1000 N load applied on the footrest.	13
Figure 10. Locations of the a) attachment points and b) loads on the handle.	13
Figure 11. Locations of the a) brake lever fasteners and contacts (in green and dashed green color, respectively) and b) brake load colored in red.	14
Figure 12. Mesh convergences for the models of the (a) chair frame, (b) footrest, (c) handle and (d) brake lever.	15
Figure 13. Computational costs of the model by number of elements and logarithmic time scale for the a) chair frame, b) footrest, c) handle and d) brake lever.	16
Figure 14. von Mises stresses: a) structural equivalents and b) maximum point of 266.34 MPa.	17
Figure 15. Structural displacements with a maximum of 0.84984 mm.	17
Figure 16. von Mises stresses during the structural collision simulation.	18
Figure 17. Simulated displacements for the footrest.	18
Figure 18. Simulated von Mises stresses for the footrest.	19
Figure 19. von Mises stresses on the handle caused by the upward loads.	19
Figure 20. Displacements caused by the upward loads.	20

Figure 21. von Mises stresses on the handle due to the upward loads. 20

Figure 22. Displacements caused by loads applied for the manipulation of the brake
lever during braking.21