

**CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA
CELSO SUCKOW DA FONSECA – CEFET/RJ
DEMEC
ENGENHARIA MECÂNICA**

GUILHERME VICENTE CHAVES HANHOERSTER

**MECANISMO DE TRANSPOSIÇÃO DE ASSENTO VEICULAR PARA
CADEIRA DE RODAS**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

RIO DE JANEIRO

2023

GUILHERME VICENTE CHAVES HANHOERSTER

**MECANISMO DE TRANSPOSIÇÃO DE ASSENTO VEICULAR PARA
CADEIRA DE RODAS**

Projeto final apresentado em cumprimento às
normas do Departamento de Educação Superior do
CEFET/RJ, como parte dos requisitos para obtenção
do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Prof. Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

RIO DE JANEIRO

2023

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca Central do CEFET/RJ

H239 Hanhoerster, Guilherme Vicente Chaves
Mecanismo de transposição de assento veicular para cadeira de rodas / Guilherme Vicente Chaves Hanhoerster . — 2023.
xiii, 98f. : il.(algumas color). ; enc.

Projeto Final (Graduação) Centro Federal de Educação
Tecnológica Celso Suckow da Fonseca, 2023.

Bibliografia : f. 96-98

Orientador: Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco

1. Engenharia mecânica. 2. Automóveis. 3. Cadeira de rodas. 4.
Projeto de acessibilidade. 5. Métodos de elementos finitos. 6.
Deformações e tensões. I. Pacheco, Pedro Manuel Calas Lopes.
(Orient.). II. Título.

CDD 621

Elaborada pela bibliotecária Tania Mello – CRB/7 nº 5507/04

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus por ter me dado saúde e condições de estudar no CEFET/RJ e concluir mais um ciclo nesta instituição.

Agradeço fortemente ao meu professor orientador Prof. Pedro Manuel Calas Lopes Pacheco pela sua compreensão e paciência ao me orientar, e de me proporcionar os conhecimentos necessários para o desenvolvimento deste projeto.

Agradeço e dedico este projeto ao Prof. Alexandre Silva de Lima (*in memoriam*), que idealizou e me ajudou na germinação das ideias durante a fase de escolha do tema e desenvolvimento do projeto final 1, sem esta ajuda nada disso seria possível. Aproveito a oportunidade de externar minha eterna gratidão ao senhor.

Agradeço também a todo corpo docente da Instituição que me passou os ensinamentos necessário para realizar este trabalho, além do vasto conhecimento na área de Engenharia adquirido ao longo de vários anos de estudo na graduação.

Agradeço e dedico este projeto aos meus familiares, pelo apoio incondicional em todos os momentos difíceis, mesmo que por vezes longe, me auxiliaram várias vezes em que foi necessária uma conversa, ou uma discussão sobre um assunto pertinente até mesmo para evolução do projeto. Certamente sem o apoio deles seria muito difícil vencer essa etapa da vida.

Enfim, a todos que de alguma forma contribuíram para a realização dessa pesquisa.

RESUMO

Hanhoerster, Guilherme. MECANISMO DE TRANSPOSIÇÃO DE ASSENTO VEICULAR PARA CADEIRA DE RODAS. 2023. Trabalho de Conclusão de Curso – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Cidade, 2023.

Ao analisar as cadeiras de rodas disponíveis no mercado verificou-se que estas são pouco adaptadas para o uso autônomo em veículos, o que apresenta uma grande dificuldade de acesso ao automóvel para os cadeirantes. Nesse intuito, fez-se uma busca por tecnologias existentes no mercado para auxiliar os cadeirantes no uso de automóveis, seja pelo completo inserimento da pessoa sobre a cadeira no veículo, ou através de cadeiras especiais que possibilitem o deslocamento do assento para dentro do carro. Por se tratar de um projeto que visa a acessibilidade, foi considerado no estudo a tecnologia de menor custo de fabricação e maior adaptabilidade, que permitisse o regresso da configuração original do veículo, para que assim, obtivesse o maior número de usuários beneficiados. Este equipamento é um item utilizado dentro do veículo, por isso, deve ser projetado a fim de garantir a segurança dos passageiros. Logo, os cálculos e análises levam em consideração este aspecto de projeto, tendo sido feita uma análise analítica simplificada do mecanismo no ponto mais crítico, e posteriormente, uma análise numérica dos esforços envolvidos na estrutura pelo método de elementos finitos, a fim de verificar os requisitos de segurança necessários. Ao final, verificou-se a necessidade de implementação de dispositivos de segurança ausentes nos mecanismos comercializados, a fim de atender às normas de segurança para resistência dos sistemas de ancoragem, além de apresentar um custo de produção inferior ao preço praticado no mercado.

Palavras-chave: Uso de automóveis por cadeirantes. Acessibilidade. Métodos de Elementos Finitos. Análise de Tensões.

ABSTRACT

Hanhoerster, Guilherme. VEHICLE SEAT TRANSPOSITION MECHANISM FOR WHEELCHAIR. 2023. Conclusion Course Monografy – Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca. Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, 2023.

When analyzing the wheelchairs available on the market was verified that they are poorly adapted for autonomous use in vehicles, which presents a great difficulty accessing the car for wheelchair users. Moreover, a search was made for existing technologies on the market that aided the wheelchairs users in the use of automobiles, either by the complete insertion of the person on the chair in the car, or by a special chair that moves the seat into the car. Since this is a project aimed at accessibility, the study considered the technology with the lowest manufacturing cost and greatest adaptability, that were possible to change back to original vehicle, so that the greatest number of users can benefit. As this equipment is used inside vehicles, it must be designed to upstand passenger safety. Due to that, the calculus and analysis made in consideration on this project were around this aspect, being done by an analytical analysis in a simplified mechanism on its critical point and afterwards, a numerical analysis was made to obtain the stress in the structure with finite element methods, verifying the necessary safety criteria. At the end, was verified that was necessary to implement a safety feature that weren't present in the models on the market, in order to upstand the safety regarding the fixation systems, and also presented an inferior production cost from the options available in the market.

Keywords: Use of cars by wheelchairs users. Accessibility. Finite Element Method. Stress Analysis.

ELEMENTOS GRÁFICOS

Figuras

FIGURA 1: PRIMEIRA REPRESENTAÇÃO DA CADEIRA DE RODAS (CADRODAS, 2015)	3
FIGURA 2: INTEGRAÇÃO ENTRE OS DEUSES DA MITOLOGIA GREGA (CASADAPTADA, 2015)	4
FIGURA 3: PRIMEIRA CADEIRA DE RODAS PRODUZIDA EM LARGA ESCALA (CASADAPTADA, 2015)	4
FIGURA 4: CADEIRA DE RODA TIPO MONOBLOCO (MOBILITY BRASIL, 2020)	5
FIGURA 5: MODELO OTTOBOCK – B400 (MOBILITY BRASIL, 2020)	5
FIGURA 6: CADEIRA MOTORIZADA JAGUARIBE – STAND UP 44 (MOBILITY BRASIL, 2020).....	6
FIGURA 7: ATC WHEELCHAIR ACCESSIBLE (MAINMOBILITY, 2021)	6
FIGURA 8: ASSENTO E BASE PARA ASSENTO TIPO CADEIRA DE RODA CARONY CLASSIC (BRAUNABILITY, 2020).....	7
FIGURA 9: SISTEMAS DE RECOLHIMENTO AUTOMATIZADO (BRAUNABILITY, 2020).....	8
FIGURA 10: ASSENTO ADAPTADO GS SEAT (BRAUNABILITY, 2020)	9
FIGURA 11: DIMENSÃO DO CENTRO DE MASSA EM CADA EIXO (MCCONVILLE, 1980).....	10
FIGURA 12: PARTES DO MANCAIS DE ELEMENTOS ROLANTES (SHIGLEY, 2011)	11
FIGURA 13: REPRESENTAÇÃO DOS AÇOS UTILIZADOS NA CARROCERIA DO VOLKSWAGEN UP! (AUTOESPORTE, 2014).....	14
FIGURA 14: ESTRUTURA METÁLICA DO BANCO VEICULAR DO MOTORISTA (FIAT, 2020).....	16
FIGURA 15: REPRESENTAÇÃO DAS LINHAS E PONTOS DE REFERÊNCIA (ABNT – NBR6055, 2008)	18
FIGURA 16: TENSÃO X TEMPO DO COMPONENTE ESTRUTURAL: ANCORAGEM, (FLÁVIO, 2015).....	19
FIGURA 17: LOCAL DE TENSÃO MÁXIMA NO COMPONENTE ESTRUTURAL: ANCORAGEM, (FLÁVIO, 2015).....	20
FIGURA 18: BANCO GIRATÓRIO MECÂNICA BETO (MECANICABETO, 2023)	22
FIGURA 19: DIMENSÕES DE REFERÊNCIA PARA CADEIRA DE RODAS (ABNT - NBR ISO 7176-5, 2015).....	24
FIGURA 20: ESTRUTURAÇÃO DO PROJETO	25
FIGURA 21: MÓDULO DE REFERÊNCIA PARA ESPAÇO MÁXIMO OCUPADO POR CADEIRA DE RODAS (ABNT – NBR 9050, 2015).....	26
FIGURA 22: POSICIONAMENTO DOS PONTOS DE ANCORAGEM NO VEÍCULO	28
FIGURA 23: SISTEMA DE DESLOCAMENTO E DISPOSITIVO DE TRAVA DO ASSENTO VEICULAR ORIGINAL	29
FIGURA 24: CHAPA ANTI-BLOQUEIO DE TRAVA [FONTE PRÓPRIA]	29
FIGURA 25: CADEIRA DE RODAS ADAPTADA AO ASSENTO VEICULA CONECTA AO MECANISMO DE DESLOCAMENTO (AUTOESPORTE, 2016)	30
FIGURA 26: PLATAFORMA DE DESLOCAMENTO DE ASSENTO VEICULA (FADIEL, 2020)	30
FIGURA 27: PLATAFORMA DE DESLOCAMENTO DE ASSENTO ELÉTRICO (BRAUNABILITY, 2020)	30
FIGURA 28: MECANISMO DE TRANSPOSIÇÃO DE ASSENTO VEICULAR	31
FIGURA 29: CADEIRA DE RODAS ADAPTADA	31
FIGURA 30: PLATAFORMA INFERIOR	32
FIGURA 31: PLATAFORMA SUPERIOR	32
FIGURA 32: TRILHO DE DESLOCAMENTO DA BASE DO BANCO.....	32
FIGURA 33: BASE DE DESLOCAMENTO DO BANCO	33
FIGURA 34: PRIMEIRA TRAVA - DESLOCAMENTO LONGITUDINAL INTERNO.....	34
FIGURA 35: SEGUNDA TRAVA - DESLOCAMENTO ROTACIONAL.....	34
FIGURA 36: BANCO PRONTO PARA REALIZAR DESLOCAMENTO PERPENDICULAR AO VEÍCULO	34
FIGURA 37: TERCEIRA TRAVA - DESLOCAMENTO LONGITUDINAL EXTERNO.....	35
FIGURA 38: TRANSPOSIÇÃO DO BANCO VEICULAR PARA BASE SOBRE RODAS CONCLUÍDA.....	35
FIGURA 39: POSICIONAMENTO DO MECANISMO NA EXTREMIDADE DA PLATAFORMA SUPERIOR.....	36
FIGURA 40: POSICIONAMENTO DO CENTRO DE MASSA E DAS FORÇAS ATUANTES NO SISTEMA	39
FIGURA 41: DIAGRAMAS DE ESFORÇOS CORTANTES E MOMENTO FLETOR DA PLATAFORMA SUPERIOR	40
FIGURA 42: DIAGRAMAS DE ESFORÇOS CORTANTES E MOMENTO FLETOR PLATAFORMA INFERIOR.....	44
FIGURA 43: MODELO SIMPLIFICADO DE ROSCA PLANIFICADA A FLEXÃO (SHIGLEY, 2011)	47
FIGURA 44: MODELO DO BANCO HIPERESTÁTICO (MEDIDAS EM MM)	49
FIGURA 45: MODELO DO BANCO SIMPLIFICADO (MEDIDAS EM MM).....	49
FIGURA 46: DIAGRAMA DE CORPO LIVRE DO BANCO SIMPLIFICADO (MEDIDAS EM MM).....	49
FIGURA 47: ESFORÇOS INTERNOS NO PARAFUSO	53
FIGURA 48: MODELO SÓLIDO (ELEMENTOS TRIDIMENSIONAIS).....	56
FIGURA 49: RESTRIÇÃO DE MOVIMENTO PARA CONDIÇÃO DE SIMETRIA.....	57
FIGURA 50: REGIÕES DE ANCORAGEM DA PLATAFORMA INFERIOR.....	58
FIGURA 51: RESTRIÇÕES DE MOVIMENTO APLICADAS AO MODELO SÓLIDO SIMÉTRICO.....	58

FIGURA 52: PONTOS DE APLICAÇÃO DE CARREGAMENTO.....	59
FIGURA 53: MALHA AUTOMÁTICA GERADA PARA MODELO SÓLIDO.....	60
FIGURA 54: MALHA AUTOMÁTICA GERADA PARA MODELO SÓLIDO SIMÉTRICO.....	61
FIGURA 55: QUALIDADE DA MALHA AUTOMÁTICA NO MODELO SÓLIDO SIMÉTRICO	62
FIGURA 56: MALHA REFINADA PARA TAMANHO DE ELEMENTO DE 10 MM.....	63
FIGURA 57: QUALIDADE DA MALHA NO MODELO SÓLIDO SIMÉTRICO COM ELEMENTO DE 10 MM.....	63
FIGURA 58: TENSÃO DE VON MISES PRIMEIRO CASO, MODELO SÓLIDO (96,06 MPA).....	64
FIGURA 59: TENSÃO DE VON MISES SEGUNDO CASO, MODELO SÓLIDO (117,85 MPA).....	65
FIGURA 60: TENSÃO DE VON MISES CONVERGIDA NO PRIMEIRO CASO, MODELO TRIDIMENSIONAL (113,83 MPA).....	65
FIGURA 61: TENSÃO DE VON MISES CONVERGIDA NO SEGUNDO CASO, MODELO TRIDIMENSIONAL (117,53 MPA).....	66
FIGURA 62: GRÁFICO DE TENSÃO EQUIVALENTE APÓS ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DO PRIMEIRO MODELO TRIDIMENSIONAL	67
FIGURA 63: GRÁFICO DE TENSÃO EQUIVALENTE APÓS ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DO SEGUNDO MODELO TRIDIMENSIONAL	67
FIGURA 64: MODELO CASCA (ELEMENTO BIDIMENSIONAL)	68
FIGURA 65: RESTRIÇÕES DE MOVIMENTO MODELO BIDIMENSIONAL SIMÉTRICO	69
FIGURA 66: RESTRIÇÕES SIMÉTRICAS APLICADAS AO MODELO BIDIMENSIONAL SIMÉTRICO	69
FIGURA 67: PONTOS DE APLICAÇÃO DAS FORÇAS NO MODELO SIMÉTRICO.....	70
FIGURA 68: MALHA AUTOMÁTICA GERADA PARA MODELO BIDIMENSIONAL SIMÉTRICO	71
FIGURA 69: QUALIDADE DA MALHA DO MODELO COM ELEMENTOS BIDIMENSIONAIS	71
FIGURA 70: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES, MODELO BIDIMENSIONAL (122,79 MPA).....	72
FIGURA 71: TENSÃO DE VON MISES APÓS CONVERGÊNCIA NO MODELO BIDIMENSIONAL (125,95 MPA).....	72
FIGURA 72: GRÁFICO DE TENSÃO EQUIVALENTE APÓS ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA MODELO COM ELEMENTOS BIDIMENSIONAIS	73
FIGURA 73: MODELO DESENVOLVIDO NO SPACECLAIM PARA SEGUNDO CASO	75
FIGURA 74: PONTOS DE ANCORAGEM SEGUNDO CASO	77
FIGURA 75: CARREGAMENTO APLICADO NO ENCOSTO	78
FIGURA 76: MALHA AUTOMÁTICA GERADA PARA ESTUDO DE COLISÃO	79
FIGURA 77: QUALIDADE DOS ELEMENTOS DA MALHA GERADA AUTOMATICAMENTE PARA O ESTUDO DE COLISÃO	79
FIGURA 78: DESLOCAMENTO DE PLATAFORMA SUPERIOR NO EIXO Y, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - SEM SUPORTE	80
FIGURA 79: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - SEM SUPORTE.....	80
FIGURA 80: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES NO PARAFUSO, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - SEM SUPORTE	81
FIGURA 81: SUPORTE LATERAL ADOTADO NO ESTUDO DE COLISÃO	81
FIGURA 82: DESLOCAMENTO DE PLATAFORMA SUPERIOR NO EIXO Y, EM UMA COLISÃO TRASEIRA – COM SUPORTE	82
FIGURA 83: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - COM SUPORTE.....	82
FIGURA 84: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES NO PARAFUSO, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - COM SUPORTE	83
FIGURA 85: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA, APÓS CONVERGÊNCIA - COM SUPORTE.....	83
FIGURA 86: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES NO PARAFUSO, APÓS CONVERGÊNCIA - COM SUPORTE.....	84
FIGURA 87: GRÁFICO DE TENSÃO EQUIVALENTE, APÓS CONVERGÊNCIA MANUAL NO FURO DA CHAPA, NA ANÁLISE DE COLISÃO - COM SUPORTE	84
FIGURA 88: GRÁFICO DE TENSÃO EQUIVALENTE, APÓS CONVERGÊNCIA MANUAL NO PARAFUSO, NA ANÁLISE DE COLISÃO - COM SUPORTE	85
FIGURA 89: TRAVA ADOTADA NO ESTUDO DE COLISÃO.....	86
FIGURA 90: DESLOCAMENTO DE PLATAFORMA SUPERIOR NO EIXO Y, EM UMA COLISÃO TRASEIRA – COM TRAVA	86
FIGURA 91: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - COM TRAVA	87
FIGURA 92: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA NO MECANISMO DE DESLOCAMENTO, EM UMA COLISÃO TRASEIRA - COM TRAVA	87
FIGURA 93: DEFORMAÇÃO DO SISTEMA DE DESLOCAMENTO APÓS ENSAIOS MECÂNICOS (LANA, 2009).....	87
FIGURA 94: TENSÃO EQUIVALENTE DE VON MISES MÁXIMA, APÓS CONVERGÊNCIA NO TRILHO DE DESLOCAMENTO - COM TRAVA	88
FIGURA 95: GRÁFICO DE TENSÃO EQUIVALENTE, APÓS CONVERGÊNCIA MANUAL NO TRILHO DE DESLOCAMENTO, NA ANÁLISE DE COLISÃO - COM TRAVA	88

Tabelas

TABELA 1: DADOS PARA CÁLCULO DO CENTRO DE MASSA SENTADO (MCCONVILLE, 1980).....	10
TABELA 2: DIMENSÕES PRINCIPAIS DE ROSCAS DE PARAFUSOS MÉTRICOS PADRÃO ISO (NORTON, 2000)	12
TABELA 3: ESPECIFICAÇÕES E RESISTÊNCIA DE PARAFUSOS DE AÇO CONFORME ISO (NORTON, 2000)	13
TABELA 4: DADOS DO AÇO ESTRUTURAL, (FLÁVIO, 2015).....	19
TABELA 5: VALORES MÁXIMOS E MÍNIMOS DE TENSÃO NO COMPONENTE ESTRUTURAL: ANCORAGEM, (FLÁVIO, 2015).....	20
TABELA 6: INFORMAÇÕES TÉCNICAS BANCO GIRATÓRIO BETO MECÂNICO (MECANICABETO, 2023)	23
TABELA 7: DIMENSÕES NORMALIZADAS PARA CADEIRA DE RODAS	26
TABELA 8: TENSÃO NA ROSCA DOS PARAFUSOS	51
TABELA 9: TENSÃO HIPOTÉTICA NA ROSCA DOS PARAFUSOS	52
TABELA 10: ÁREAS DE CONTATO ENTRE AS PEÇAS	59
TABELA 11: NÚMERO DE ELEMENTOS POR PEÇA MODELO SÓLIDO	60
TABELA 12: ÁREAS DE CONTATO ENTRE AS PEÇAS	78
TABELA 13: ESTIMATIVA DE PREÇO DOS COMPONENTES.....	92
TABELA 14: ESTIMATIVA DE PREÇO PARA MATÉRIA PRIMA	92

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRAFICA	3
2.1. História da cadeira de rodas	3
2.2. Mercado atual	5
2.3. Ergonomia.....	8
2.3.1. Antropometria	9
2.4. Rolamentos	10
2.5. União parafusada	12
2.6. Segurança veicular.....	13
2.6.1. Carroceria.....	13
2.6.2. Bancos	15
2.6.2.1. Função e composição dos bancos.....	15
2.6.2.2. Estrutura metálica.....	16
2.6.2.3. Conforto e ergonomia.....	17
2.6.3. Simulação numérica em assentos automotivos.....	17
2.6.3.1. Níveis de tensão na parte estrutural: ancoragem	19
2.7. Método dos elementos finitos	21
3. CONCEPÇÃO DO PROJETO	22
3.1. Carga nominal.....	25
3.2. Considerações sobre a cadeira de rodas projetada.....	25
3.3. Considerações e materiais utilizados no projeto.....	27
3.4. Funcionamento do mecanismo	27
4. MODELO ANALÍTICO DO MECANISMO DE DESLOCAMENTO.....	36
4.1. Cálculo do centro de massa.....	36
4.2. Dimensionamento analítico das plataformas de deslocamento	39
4.2.1. Análise dos esforços na plataforma superior.....	39
4.2.2. Análise dos esforços na plataforma inferior.....	43
4.3. Análise dos parafusos	45
4.3.1. Análise de forças estáticas transmitidas para o parafuso	46
4.3.2. Análise de força impacto transmitida para o parafuso	48
4.3.1. Escolha dos parafusos	52
4.3.2. Forças internas no parafuso.....	53
5. MODELO NUMÉRICO DO MECANISMO DE DESLOCAMENTO	55
5.1. Modelagem do primeiro caso	56

5.1.1.	Modelagem em elemento tridimensional	56
5.1.1.1.	Condições de contorno	57
5.1.1.2.	Desenvolvimento das malhas nos modelos sólido	60
5.1.1.3.	Simulação modelo sólido	64
5.1.2.	Modelagem em elemento bidimensional.....	67
5.1.2.1.	Condições de contorno	68
5.1.2.2.	Desenvolvimento da malha	70
5.1.2.3.	Simulação modelo casca.....	72
5.1.3.	Resultados	73
5.2.	Modelagem do segundo caso	74
5.2.1.	Condições de contorno	77
5.2.2.	Desenvolvimento da malha no modelo	78
5.2.3.	Simulação de impacto traseiro	79
5.2.4.	Resultados	89
6.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	91
6.1.	Estimativa de preço.....	91
6.2.	Conclusão.....	93
6.3.	Sugestões de Trabalhos Futuros	94
7.	REFERÊNCIAS	96

1. INTRODUÇÃO

O envelhecimento da população vem promovendo uma mudança na pirâmide etária brasileira, com isso, tem-se o aumento do percentual de idosos, que somados as pessoas com deficiências físicas, representam grande parte da população (Ministério da Saúde, 2019). Apesar desses dados, o precário planejamento urbano interfere diretamente na acessibilidade e mobilidade dessas pessoas, pois a falta de condições adequadas impede que esses indivíduos transitem com facilidade pelas cidades.

Neste contexto, a democratização do espaço urbano e o conceito de acessibilidade estão interligados, sendo este último definido como “A capacidade de incluir pessoas com algum tipo de deficiência na participação de atividades, como o uso de produtos, serviços e informações”. Portanto, exemplo de acessibilidade é a adaptação de um banco veicular a cadeira de rodas, pois no caso de pessoas com limitações físicas, o nível de acessibilidade a um local é aumentado conforme aumenta-se a facilidade de deslocamento e acesso a esses lugares (Conselho Nacional do Ministério Público, 2019).

Desta forma, existe a necessidade de desenvolvimento de um projeto que facilite a locomoção dessa parte da população de forma mais barata, uma vez que já existem modelos semelhantes no mercado nacional, custando em torno de R\$ 18.000,00, algo que restringe a utilização desse equipamento a uma pequena parcela da população.

Logo, este projeto tem o intuito de possibilitar ao motorista ou passageiro com necessidades especiais, utilizar o automóvel de forma facilitada, através do deslocamento do banco veicular para um carrinho adaptado para recebê-lo, transformando-o em uma cadeira de rodas, permitindo o acesso desta pessoa ao veículo sem a necessidade de se levantar do assento. Contudo, por mais importante que seja garantir a mobilidade, a segurança dos ocupantes do veículo é primordial, por isso tem-se como foco deste projeto a análise do mecanismo de transposição do assento veicular para a base sobre rodas.

A metodologia empregada para o desenvolvimento deste projeto, foi estabelecida após a análise de diversos tipos de soluções que facilitam o transporte de pessoas com necessidades especiais, nesse sentido, foi possível identificar a melhor opção de adaptação veicular para o mercado nacional, levando em consideração o custo de produção e a possibilidade de manutenção da originalidade do veículo.

Neste contexto, tem o presente trabalho subdividido em seis capítulos, em ordem cronológica de elaboração do projeto, para melhor compreensão do tema proposto. Sendo este

primeiro capítulo, uma contextualização deste tema.

No capítulo dois, será apresentado a revisão bibliográfica com enfoque nos aspectos considerados importantes para o desenvolvimento do projeto, abordando uma visão histórica do desenvolvimento da acessibilidade na humanidade, além de conceitos fundamentais para o desenvolvimento do projeto.

No capítulo três, o estudo será direcionado para o desenvolvimento das características geométricas e funcionais do projeto, através da análise de produtos semelhantes comercializados, além da utilização de normas para o dimensionamento adequado, o que reflete diretamente no bem-estar do usuário.

No capítulo quatro, utiliza-se uma abordagem simplificada (2D) do estudo analítico do sistema de deslocamento e com o auxílio do software FTool para plotar os diagramas de esforço normal e de momentos, verificando que o sistema de deslocamento idealizado não apresenta risco ao sistema de deslocamento original do veículo, uma vez que a tensão máxima atingida quando o sistema se encontra no ponto crítico, é inferior ao limite de escoamento do material, neste capítulo também é abordados os estudos para determinar Centro de Massa do ocupante, e dimensionamento dos parafusos utilizados no sistema de deslocamento.

No capítulo cinco, desenvolve-se um estudo numérico com a finalidade de verificar possíveis falhas no modelo, iniciando-o pela comparação dos resultados obtidos analiticamente com os resultados numéricos, e posteriormente desenvolve-se o estudo de impacto, representando a uma colisão traseira, e por meio da análise de tensões, deslocamento e de convergência sugere-se mudanças para o aperfeiçoamento do projeto.

Finalizando, realizou-se um estudo de viabilidade econômica e a sugestão de trabalhos futuros, através da implementação de melhoria no modelo desenvolvido, ou até mesmo, pelo desenvolvimento de sistemas que aumentem a acessibilidade dos usuários.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como parte essencial de todo trabalho, a revisão bibliográfica visa um melhor entendimento do trabalho, suas origens e o desenvolvimento da tecnologia. Por isso, neste capítulo foram abordados assuntos indispensáveis para desenvolvimento do projeto, analisando fatores técnicos e históricos.

2.1. História da cadeira de rodas

Desde os primórdios da civilização, houve a necessidade de carregar pessoas incapazes de se locomover sozinhas. Por isso, antes do surgimento definitivo da cadeira de rodas, foram surgindo meios de facilitar a locomoção, como macas, trenós e carrinhos de mão. No entanto, não se pode afirmar quem e quando foi criada a ideia de se colocar rodas sob um assento, os vestígios de sua criação são muito antigos, e uma de suas primeiras representações foi em um vaso grego do século IV A.C, como se pode visualizar pela Figura 1, representando Hefesto, o Deus grego da metalurgia e das artes mais finas, sentado em uma cadeira de rodas com aros e acionada por dois cisnes, ou seja, representando a ideia de uma cadeira de rodas autopropulsionada, que não demandava esforço algum do ocupante (CADRODAS, 2015).



Figura 1: Primeira representação da cadeira de rodas (CADRODAS, 2015)

Outra ilustração, da mesma época, que levou em consideração a primeira representação, também pode ser encontrada no bocal de outro vaso grego, que nos mostra novamente o Deus grego Hefesto (Figura 2), devidamente integrado entre os demais deuses do Olimpo. Um verdadeiro exemplo de inclusão social entre os principais Deuses da mitologia grega, séculos antes de cristo (CASADAPTADA, 2015).



Figura 2: Integração entre os deuses da mitologia grega (CASADAPTADA, 2015)

Embora esta invenção tenha se espalhado, e evoluído durante muitos séculos, apenas famílias ricas tinham acesso a ela, até que em 1933, dois Engenheiros Mecânicos, chamados Harry Jennings e Herbert Everest, inventaram a primeira cadeira de peso-leve, feita de aço e desmontável (Figura 3). Os dois viram na invenção um alto potencial para negócio, e tornaram-se os primeiros fabricantes em massa.



Figura 3: Primeira cadeira de rodas produzida em larga escala (CASADAPTADA, 2015)

2.2.Mercado atual

Após décadas do início da produção em massa das cadeiras de rodas pelo mundo, o mercado atual demanda por produtos mais ergonômicos e tecnológicos, por isso a inovação continua neste produto, promove uma grande variedade de modelos com diferentes tipos de finalidade, para atender as diversas necessidades de cada cadeirante. Modelos dobráveis semelhantes a Figura 3, podem ser encontrados a venda até hoje, entretanto, crescem no mercado os modelos em alumínio e de estrutura monobloco por serem mais leve e, ao retirar as rodas, possuir dimensões menores ao de cadeiras dobráveis convencionais (Figura 4).



Figura 4: Cadeira de roda tipo monobloco (MOBILITY BRASIL, 2020)

Entretanto, para alguns usuários que necessitam de maior mobilidade, modelos motorizados que alcançam a velocidade de até 6Km/h, podem ser a melhor opção. Podendo se locomover sem a necessidade de ajuda de terceiros ou propulsão manual. Como exemplo, o modelo OTTOBOCK – B400, representado na Figura 5, que possui autonomia de até 35 km por carga.



Figura 5: modelo OTTOBOCK – B400 (MOBILITY BRASIL, 2020)

Outro modelo como a JAGUARIBE – STAND UP 44, além das vantagens encontradas no modelo anterior, permitem o posicionamento ereto do corpo do usuário. Contudo modelos semelhantes a este podem chegar a custar mais de R\$20.000,00, fator que restringe muito a disseminação destes produtos, que ajudariam muitos usuários a ter uma maior qualidade de vida.



Figura 6: Cadeira motorizada JAGUARIBE – STAND UP 44 (MOBILITY BRASIL, 2020)

No entanto, o desenvolvimento de soluções inovadoras não se restringe somente a diferentes modelos de cadeiras de rodas, pois o mercado atual tem como objetivo o foco no usuário, que demanda cada vez mais mobilidade e facilidade de locomoção. Por isso, adaptações veiculares com a intenção de reduzir essas limitações crescem ao ponto de algumas serem tão inovadoras, que parecem inviáveis ao mercado, conforme Figura 7.



Figura 7: ATC Wheelchair Accessible (MAINMOBILITY, 2021)

Adaptação desenvolvida pela empresa norte americana Main Mobility, que permite o ingresso do ocupante dentro do carro sentado na própria cadeira de rodas, eliminando o assento convencional do veículo.

Apesar desta solução atender as necessidades do usuário, ela demanda um elevado nível de modificação veicular, restringindo-se a veículos de grande porte e só podendo ser construído em veículos com chassi. Porém, sistemas mais simples como o de deslocamento do assento veicular para uma base sobre rodas (Figura 8), também soluciona o problema de acesso ao veículo dos cadeirantes. Além de não haver a necessidade de alteração estrutural do veículo, o que permite a implementação em veículos construídos em monobloco.



Figura 8: Assento e Base para assento tipo cadeira de roda Carony Classic (BRAUNABILITY, 2020)

A desvantagem frente a modificação realizada pela Main Mobility, é a necessidade de guardar a base sobre rodas em outro compartimento separado do banco, entretanto, quando combinado com sistemas de recolhimento automatizado, como os comercializados pela Autoadapt apresentado na Figura 9, obtém-se o mesmo nível de mobilidade do sistema anterior, com a vantagem de manter as configurações originais do carro, e a possibilidade de transferência dos equipamentos para outros veículos.

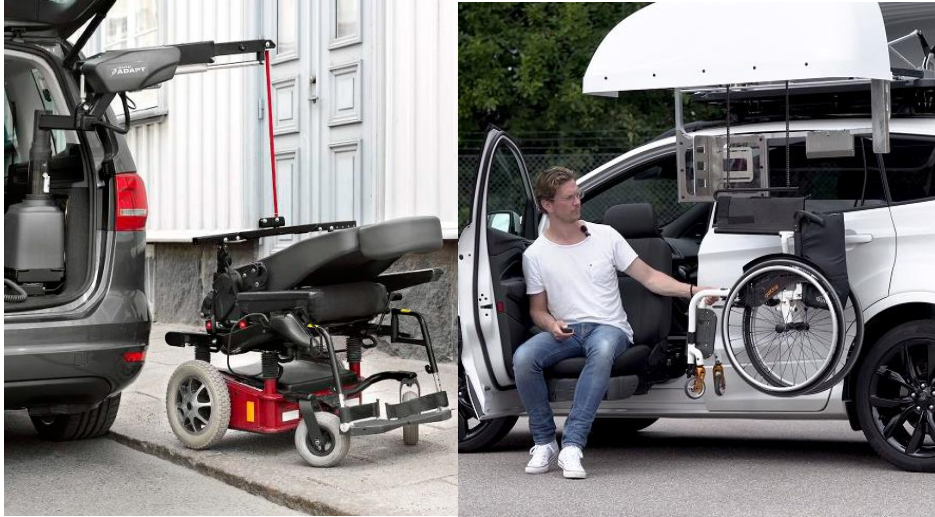


Figura 9: Sistemas de recolhimento automatizado (BRAUNABILITY, 2020)

Embora estas soluções busquem resolver o problema do usuário de cadeira de rodas, o foco deve ser o bem-estar e a segurança do usuário, uma vez que equipamentos desapropriados podem causar problemas de posturas e lesões. Desta forma, o estudo dos conceitos de ergonomia e antropometria, apresentados abaixo são de extremamente importantes para o desenvolvimento deste projeto, pois através do mesmo é possível desenvolver um produto que atenda grande parte da população.

2.3. Ergonomia

A origem da palavra Ergonomia vem do grego Ergon, que significa trabalho, e nomos, normas, regras. A Associação Internacional de Ergonomia (IEA) adotou, a ergonomia, como uma disciplina científica que relaciona os entendimentos da interação humana entre sistemas e elementos. Com apoio da vivência e observação, aplicam-se teorias, princípios e métodos ao desenvolver projetos de máquinas e equipamentos a fim de otimizar o bem-estar humano e desempenho final do sistema (IEA, 2023).

Devido a isso, nota-se o conceito de ergonomia como fundamental para iniciarmos o projeto, pois coloca-se o usuário como principal objeto de estudo, considerando suas limitações e necessidades. Pois, ao usar essa abordagem, centrada no usuário, atende-se as reais necessidades dessas pessoas, nos diferentes ambientes de operação.

Convém lembrar, que os usuários deste equipamento apresentam limitações de locomoção e que por isso, podem utilizar o mesmo por longos períodos, desta forma é fundamental que o projeto seja ergonomicamente adequado ao usuário, proporcionando além do conforto, a segurança adequada.

Em virtude desses fatos, foi identificado que este projeto não atenderá todas as pessoas com limitações de locomoção, mas somente aquelas que tenham condições de utilizar o assento veicular de forma segura e confortável, já as demais que não possuem essa condição, necessitaram de assentos especiais projetados de acordo com suas necessidades, conforme modelo representado pela Figura 10.




Figura 10: Assento adaptado GS Seat (BRAUNABILITY, 2020)

2.3.1. Antropometria

O estudo ergométrico de um projeto, só é possível após a avaliação antropométrica da população, uma vez que ela quantifica as dimensões de cada parte do corpo humano e tem o objetivo de atender os 90% da população, desconsiderando os dados dos 5% maiores e menores. Por isso, os dados obtidos a partir deste estudo são de extrema relevância para o desenvolvimento de um projeto ergonomicamente adequado, de modo que este possa atender a maior gama de usuários possíveis (ABERGO, 2019).

Outro fator relevante a ser considerado neste projeto, é o centro de massa médio do corpo humano em uma população, que somente com um estudo antropométrico é possível determiná-lo, visto que há grande variedade nas dimensões corporais da população. Neste sentido, o estudo realizado por (MCCONVILLE, 1980), permite estimar o centro de massa de uma pessoa em determinada posição, utilizando apenas o peso e altura. Desta forma, observa-se a postura sentada como a adequada para utilização do equipamento, por isso a tabela original do estudo foi sintetizada na Tabela 1, com referência do posicionamento corporal dado pela Figura 11, determina-se o centro de massa na equação abaixo.

Tabela 1: Dados para cálculo do centro de massa sentado (MCCONVILLE, 1980).

POSTURA	DIMENSÃO	A	B	C
Sentado 	L (X)	0,080	0,010	4,450
	L (Y)	0	0,021	8,609
	L (Z)	0,344	-0,004	7,327

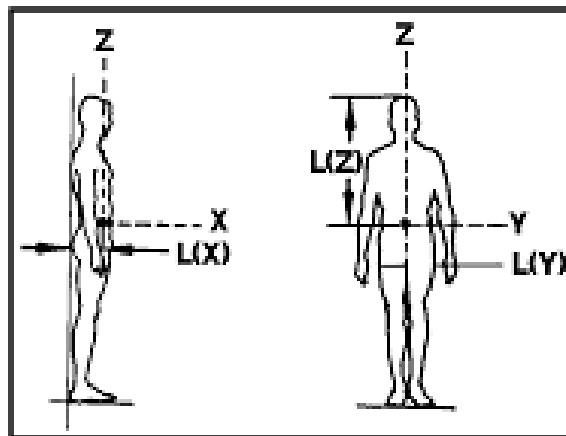


Figura 11: Dimensão do centro de massa em cada eixo (MCCONVILLE, 1980)

$$C_m = [A \times \text{altura (cm)}] + [B \times \text{massa (lbs)}] + C \quad (2.1)$$

2.4. Rolamentos

Os elementos rolantes são utilizados desde épocas anteriores de Cristo, devido as facilidades geradas para transportar cargas. E, como é de se esperar, foi um mecanismo que se tornou amplamente utilizado devido aos avanços tecnológicos dos materiais e da indústria, que decorreu no século 20. Essas tecnologias desenvolvidas, tornou possível a criação de mancais precisos para efetuar o rolamento de objeto de forma eficiente, revolucionando toda indústria.

A aplicação de rolamentos é diversa e encontra-se em diversos equipamentos. Por isso, foi necessário criar uma padronização de tamanhos e materiais a nível mundial determinada pela Associação dos Fabricantes de Mancais Antiatriito (AFBMA) e ou a Organização Internacional de Padrões (ISO), de forma a garantir a qualidade e com funcionamento dos elementos. Os padrões adotados pela (AFBMA) são os mesmos pela American National Standrns Institute (ANSI) para os projetos de mancais, no qual grande parte são construídos em aço AISI

5210 com endurecimento a um alto grau completo ou superficialmente (NORTON, 2000).

O tipo de aplicação de mancais ainda determina sua forma de construção e variantes. As principais características a levar em conta são os elementos rolantes nos quais podem ser esferas ou cilindros rolantes, cônicos ou não. As esferas são indicadas para aplicações de carga leves e alta velocidade, tendo assim um menor atrito e logo uma menor resistência ao rolamento enquanto os cilíndricos são indicados para menores velocidades e grandes cargas (NORTON, 2000).

Como é de se esperar, a variedade de rolamentos traz uma grande questão, selecionar o componente que atenda suas condições de aplicação e respeite o orçamento dos projetos em que estão envolvidos. Dito isso, deve-se determinar o tipo de rolamento, segundo o desempenho, condições de operação, dimensionamento do eixo no projeto e sua disponibilidade. Em seguida, define-se as dimensões do rolamento, tendo com consideração a vida útil do elemento e respectiva durabilidade dentro do projeto desenvolvido (NORTON, 2000).

Baseando-se na aplicação deste trabalho, considera-se mais indicado o uso de um rolamento do tipo esfera devido a carga de aplicação não ser elevada, visto a função ser a translação de um mecanismo por um curto trecho. Para finalizar a escolha, levará em consideração as cargas aplicadas, o limite máximo de rotação permissível e o espaço disponível.

Sua construção é determinada por quatro partes essenciais, o anel externo, o anel interno, as esferas e o separador, conforme ilustrado na Figura 12. Entretanto, em mancais de baixo custo, podem ter variações nas construções como a ausência do separador, que tem como função impedir o contato entre esferas (SHIGLEY, 2011).

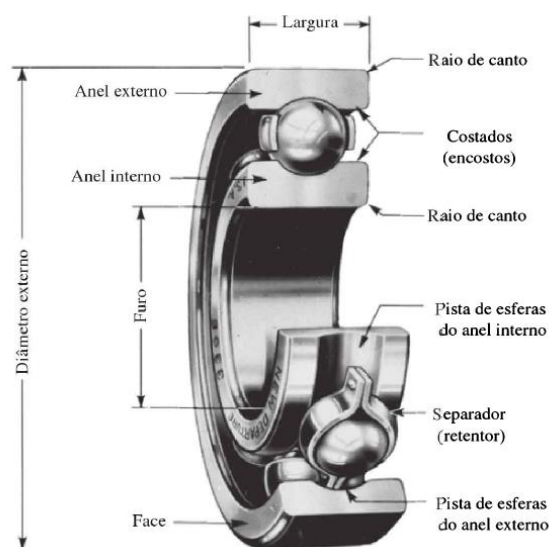


Figura 12: Partes do Mancais de elementos rolantes (SHIGLEY, 2011)

2.5.União parafusada

O desenvolvimento de um projeto demanda a seleção adequada dos fixadores, de modo que ele não apresente falhas, sendo um dos objetivos principais da indústria a redução do número destes elementos empregados, a fim de facilitar e baratear a produção. Embora, essa seja uma tendência mundial, o emprego deste é praticamente inevitável, e devido a facilidade de montagem e desmontagem, tem-se as uniões parafusadas como as mais utilizadas, especialmente, em uniões não permanentes.

Segundo Norton (2000), a rosca é o elemento comum entre os fixadores parafusados, as quais foram padronizadas tanto pela Unified National Standard (UNS), quanto pela Organização Internacional de Padrões (ISO). Entretanto, adotou-se o padrão ISO para o desenvolvimento deste projeto, em virtude deste ser utilizado pela Associação Brasileira de Normas Técnicas (ABNT).

A Tabela 2, apresenta as dimensões de roscas no padrão ISO, especificadas pela letra M, antes do diâmetro nominal e o valor do passo em mm. Desta forma, tem-se o parafuso M8 x 1,25, com diâmetro externo nominal de 8 mm e passo de 1,25mm (NORTON, 2000).

Tabela 2: Dimensões principais de roscas de parafusos métricos padrão ISO (NORTON, 2000)

Diâmetro maior	Roscas Grossas			Roscas Finas		
	Passo p (mm)	Diâmetro Menor dr (mm)	Área sob tração (mm ²)	Passo p (mm)	Diâmetro Menor dr (mm)	Área sob tração (mm ²)
3.0	0.5	2.39	5.03			
3.5	0.6	2.76	6.78			
4.0	0.7	3.14	8.78			
5.0	0.8	4.02	14.18			
7.0	1.00	5.77	28.86			
8.0	1.25	6.47	36.61	1.0	6.77	39.17
10.0	1.5	8.16	57.99	1.25	8.47	61.20
12.0	1.75	9.85	84.27	1.25	10.17	92.07
14.0	2.00	11.55	115.44	1.50	12.16	124.55
16.0	2.00	13.55	156.64	1.50	14.16	167.25
18.0	2.50	14.93	192.47	1.50	16.16	216.23
20.0	2.50	16.93	244.79	1.50	18.19	271.50
22.0	2.50	18.93	303.40	1.50	20.16	333.06
24.0	3.00	20.32	352.50	2.00	21.55	384.42
27.0	3.00	23.32	459.41	2.0	24.55	495.74
30	3.50	25.71	560.59	2.00	27.55	621.20
33.0	3.50	28.71	693.55	2.00	30.55	760.80
36.0	4.00	31.09	816.72	3.00	32.32	864.94
39.0	4.00	34.09	975.75	3.00	35.32	1028.39

A ISO, também define que parafusos de máquinas para aplicações estruturais ou para casos de cargas pesadas, devem ser escolhidos de acordo com sua resistência de prova (S_p). Sendo assim, a organização define a resistência de prova mínima, material e tratamento térmico para cada classe de parafuso, conforme Tabela 3.

Tabela 3: Especificações e resistência de parafusos de aço conforme ISO (NORTON, 2000)

Número de Classe	Intervalo de Diâmetro externo (mm)	Resistencia Mínima de prova (MPa)	Resistência mínima de escoamento (MPa)	Resistência mínima à tração (MPa)	Material
4.6	M5-M36	225	240	400	Aço-carbono, médio ou baixo
4.8	M1.6-M16	310	340	420	Aço-carbono, médio ou baixo
5.8	M5-M24	380	420	520	Aço-carbono, médio ou baixo
8.8	M3-M36	600	660	830	Carbono médio, Q&T
9.8	M1.6-M16	650	720	900	Carbono médio, Q&T
10.9	M5-M36	830	940	1040	Baixo carbono, martensítico, Q&T
12.9	M1.6-M36	970	1100	1220	Liga, Q&T

2.6. Segurança veicular

A crescente busca pelo aumento da segurança e redução do custo, promoveu o desenvolvimento estrutural dos veículos, através da utilização de aços de altíssima tecnologia com diferentes níveis de resistências mecânicas, no mesmo projeto, possibilitando a construção de uma estrutura automotiva mista, fator determinante na capacidade de absorção de energia em uma colisão, pois cada parte da carroceria tem um determinado valor de resistência e rigidez.

2.6.1. Carroceria

Segundo a Autoesporte (2014), tem-se tornado uma tendência mundial a utilização de aço de alta resistência na construção de carrocerias automotivas, pois além da melhoria na segurança observa-se o alívio de peso na estrutura. Pois a utilização de materiais com melhores propriedades mecânicas, resulta na redução de espessura de seus componentes. Influenciando diretamente o peso total do veículo, algo que também contribui para redução no consumo de

combustível (AUTOESPORTE, 2014).

Apesar dos grandes benefícios, a necessidade de altos investimentos na aquisição de novos maquinários, fez com que somente em 2014, com a fabricação do Volkswagen Up!, chegasse ao mercado nacional o primeiro carro de entrada, construído de acordo com esta técnica, se tornando um projeto revolucionário para o mercado nacional, pois foi o primeiro deste segmento a obter cinco estrelas no Latim NCAP (Programa de Avaliação de Automóveis Novos da América Latina e o Caribe). Isso foi devido à combinação de diversos tipos de aços na construção estrutural como está representado pela Figura 13, que apresenta os diferentes tipos de materiais em diferentes cores, dois quais observa-se: o aço ao boro ($R_m > 1300$ Mpa), aços de ultra-alta resistência ($R_m > 690$ MPa), alta resistência ($R_m > 410$ MPa), média resistência ($R_m > 300$ MPa), de estampagem profunda ($R_m > 260$ MPa). Em números, tem-se mais de 25% de sua estrutura composta por aços de alta e de ultra alta resistência, além de 7,8% de aços ao boro e quando somado os aços alta e média resistência, constata-se um total de 75% do peso estrutural composto por aços especiais. Com isso, apenas 25% de sua estrutura é composta por aços de estampagem profunda, diferente dos projetos automobilísticos mais antigos, que apresentam predominantemente este tipo de aço em sua composição estrutural (AUTOESPORTE, 2014).

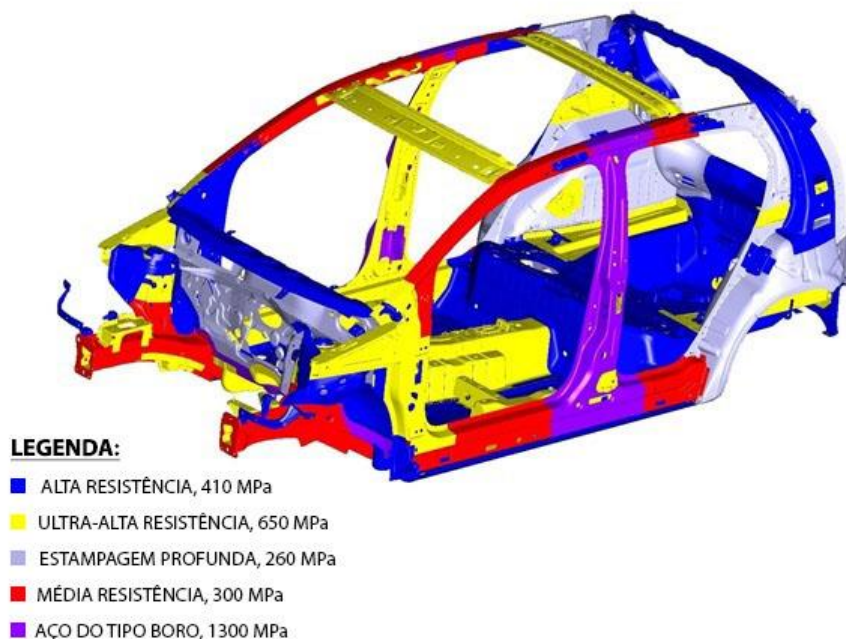


Figura 13: Representação dos aços utilizados na Carroceria do Volkswagen Up! (AUTOESPORTE, 2014)

O sistema estrutural veicular, se divide em três partes principais: espaço para o motor e seus agregados, porta-malas e habitáculo para acomodação dos usuários. Desta forma, nos novos projetos estruturais, tem-se com prioridade preservar o habitáculo dos usuários, através da utilização dos aços de maiores resistências neste compartimento, além da aplicação de aço de menor resistência em determinadas regiões, como nas longarinas no compartimento do motor, para absorver maior parte da energia gerada pelo impacto, com o intuito de criar-se um “caminho” para a dissipação dela, algo fundamental para manter a integridade do habitáculo.

Garantir a integridade do habitáculo é crucial para a segurança dos ocupantes, entretanto, se torna inútil sem a utilização dos elementos de segurança passiva, que permitem a retenção dos passageiros, como bancos e cinto de segurança, que são fixados a carroceria e que independente de sua solicitação não podem se soltar de seus pontos de ancoragem.

2.6.2. Bancos

O assento veicular faz parte do projeto estrutural do automóvel, e possui um papel fundamental na segurança passiva dos ocupantes. Pois, em uma colisão, são os responsáveis pela retenção, posicionamento e amortecimentos dos passageiros.

Objetivo principal de qualquer normativa que trate do assunto é a segurança de todos os ocupantes de um veículo, porém quando se trata do condutor, o cuidado deve ser maior. Pois, falhas em seu assento podem vir a comprometer a vida de todos os passageiros, portanto, o dimensionamento desse equipamento e elementos de ancoragem tem como referência o banco dianteiro do motorista (ABNT - NBR 15283, 2013).

2.6.2.1. Função e composição dos bancos

As funções principais dos bancos são garantir a segurança e conforto do usuário, deste modo, projetá-lo requer grande atenção na utilização das melhores técnicas de projeto, com um controle rigoroso dos custos, não sendo suficiente que o banco seja somente confortável e seguro, mas também deve ter um projeto simples, de baixo peso para reduzir o consumo de material e diminuir os custos de produção.

Os bancos dianteiros básicos são compostos de seis sub-sistemas, sendo eles a parte estrutural, as espumas, os revestimentos, os componentes plásticos, os componentes de retenção, e o apoio-de-cabeça. Fazem também parte dos bancos dianteiros básicos, os sistemas de ajustes de deslocamento longitudinal do conjunto e o sistema de ajuste de inclinação do encosto (VERVER, 2004).

2.6.2.2. Estrutura metálica

A estrutura metálica de um banco, denominada também como parte estrutural (Figura 14), é composta por encosto, assento e ancoragem, aliada aos componentes de espuma, é a responsável pela acomodação do usuário dentro do veículo. A ancoragem, em sua parte mais específica, é a encarregada da conexão entre o banco e o assoalho do veículo. Tal conexão deve ser segura o suficiente, a fim de que falhas severas não ocorram em situações adversas, como por exemplo, em uma colisão entre veículos (ABNT – NBR 15283, 2013). Por esta razão, é necessário que este componente seja desenvolvido de forma coerente e que suporte uma determinada ação externa, sem apresentar falhas que coloquem a vida dos ocupantes em perigo, e devem seguir a norma mencionada anteriormente.



Figura 14: Estrutura metálica do banco veicular do motorista (FIAT, 2020)

2.6.2.3. Conforto e ergonomia

O conforto e a ergonomia, são fatores primordiais com relação a este tipo de equipamentos, sendo assim, as molas estão presentes tanto na parte do assento, quanto na parte do encosto do banco, como mostra a Figura 14. As molas em conjunto com a espuma, estão ajustadas de forma em que haja conexões diretas de suas extremidades junto à parte estrutural do banco, promovendo a segurança e conforto do usuário.

As molas permitem um maior ajuste quando uma pessoa se senta sobre um banco, uma vez que são componentes mecânicos que utilizam das propriedades elásticas para absorver parte da energia mecânica, no caso, o peso do usuário.

A presença de espumas em um assento veicular se dá com o objetivo de conectar e suportar a área de contato do corpo do usuário sobre o banco. Tal fato, ocorre pela deformação da espuma, que é um material de baixo valor de densidade volumétrica, que leva a uma melhor distribuição da pressão. A questão referente à deformação da espuma é um quesito muito importante, pois, a indústria automobilística adapta-se às preferências nacionais. Sendo, a disposição e quantidade de espuma um fator determinante na eficiência de distribuição de pressão e conforto oferecido ao usuário (VERVER, 2004).

2.6.3. Simulação numérica em assentos automotivos

O objetivo principal da segurança veicular é minimizar a ocorrência e as consequências dos acidentes de trânsito. Uma das formas de garantir a segurança dos ocupantes dos veículos de passeio, é através da aplicação de normas técnicas, e a ABNT – NBR 15283, estabelece os critérios mínimos de resistência dos bancos, suas ancoragens e apoio de cabeça, como referência principal, pois o mecanismo projetado encontra-se entre o sistema de ancoragem e o banco, e conseqüentemente também deve atender as especificações da norma.

Ainda com os critérios abordados na norma citada acima, tem-se os sistemas de segurança passiva, essenciais na manutenção da integridade dos ocupantes de um veículo, pois atuam após a ocorrência de uma colisão, sem interferir na prevenção dela. Desta forma, o motorista de um veículo pode realizar uma viagem sem acidentes ou sofrer uma colisão, e neste caso, segundo o item 4.1.5 da norma referenciada acima, “Nenhuma falha deve ocorrer na estrutura do banco ou na sua ancoragem, nos sistemas de ajuste e deslocamento ou nos dispositivos de travamento do sistema, durante ou depois dos ensaios descritos em 5.2 e 5.3.

Deformações permanentes, incluindo rupturas, podem ser aceitas, desde que não aumente o risco de lesões em uma eventual colisão e as cargas prescritas sejam atendidas.” Ainda segundo a norma, observa-se nos itens 5.2 e 5.3 a determinação dos requisitos para os ensaios: “Uma força produzindo um momento de 530 Nm em relação ao ponto “R” deve ser aplicada longitudinalmente para trás na parte superior da estrutura do encosto, através de um componente que simule as costas de um manequim”, representa pela Figura 15 e “Aplicar uma desaceleração longitudinalmente horizontal, ou a escolha do fabricante, uma aceleração de no mínimo 20 g (aceleração da gravidade) durante 20 ms na direção da estrutura do veículo, de forma a simular um impacto” (ABNT – NBR 15283, 2013).

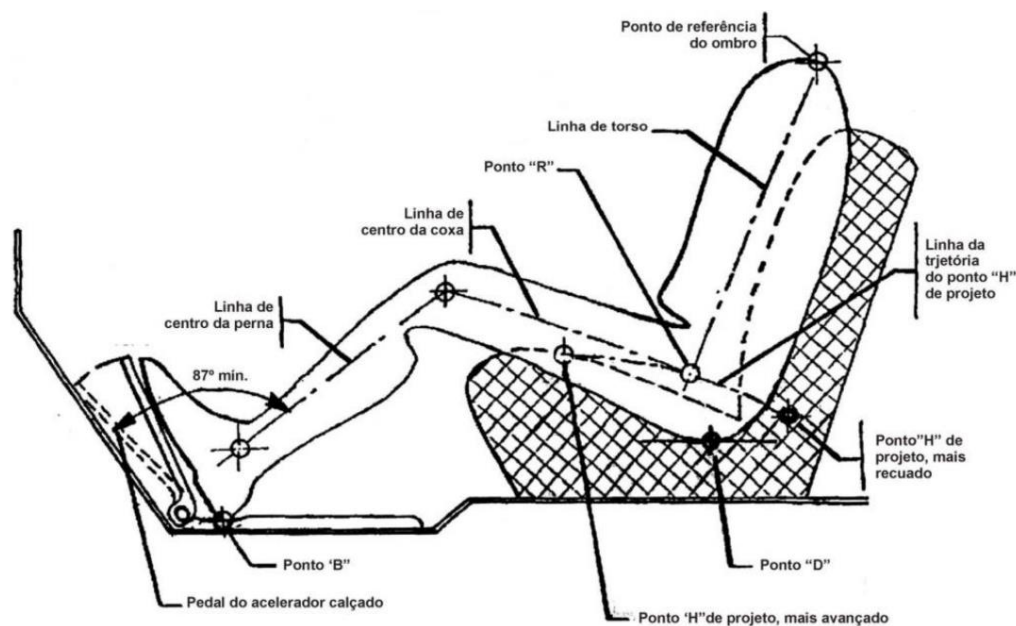


Figura 15: Representação das linhas e pontos de referência (ABNT – NBR6055, 2008)

Logo, devido a impossibilidade de realizar ensaios mecânicos desta grandeza, viu-se a necessidade de realizá-los de forma computacional para se obter as tensões nos componentes em eventuais colisões, de acordo com a norma ABNT – NBR 15283. Entretanto, tais estudos já haviam sido desenvolvidos por Flávio (2015), e por isso, as tensões resultantes nesses componentes, foram utilizadas como parâmetro para o desenvolvimento do mecanismo que permite a adaptação do banco veicular a cadeira de rodas.

O modelo de elementos finitos foi desenvolvido e a análise da simulação realizada de acordo com a norma referenciada acima, que determina: “o banco a ser testado deve ser montado no corpo do veículo para o qual foi projetado e deve ser aplicada uma aceleração horizontal longitudinal não inferior a 20 g (força da gravidade) durante 20 milissegundos” (ABNT – NBR 15283, 2013).

Desta forma, Flávio (2015) assumiu o peso do usuário como de 80 kg, resultando em

uma força de 784,8 N para baixo, sobre o componente estrutural do assento, o qual foi construído em aço estrutural e com propriedades técnicas mostradas na Tabela 4 a seguir:

Tabela 4: Dados do Aço estrutural, (FLÁVIO, 2015)

Massa específica	7850 Kg/m ³
Módulo de Young	200 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Tensão de escoamento à tração	280 MPa
Tensão de escoamento à compressão	280 MPa
Tensão de ruptura em tração	460 MPa

Embora, a norma ABNT – NBR 15283, determine os ensaios para diversas partes do banco, somente a parte referente a ancoragem foi utilizada como referência, pois as demais apresentaram um nível de tensão bem inferior ao sistema de ancoragem.

2.6.3.1. Níveis de tensão na parte estrutural: ancoragem

O aumento da aceleração resulta no aumento do valor da tensão na estrutura, como pode ser verificado pela Figura 16, onde o eixo x é referente ao tempo e o eixo y referente ao valor de tensão. A Tabela 5, apresenta os máximos e mínimos valores de tensão para cada instante de tempo da análise realizada (FLÁVIO, 2015).

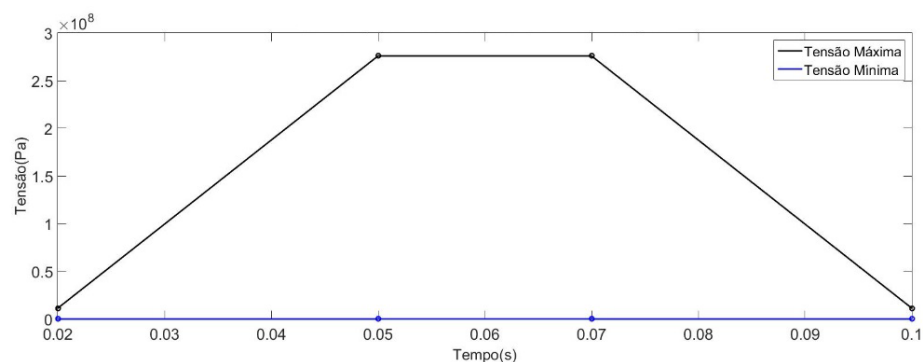


Figura 16: Tensão X Tempo do componente estrutural: ancoragem, (FLÁVIO, 2015).

Tabela 5: Valores máximos e mínimos de tensão no componente estrutural: ancoragem, (FLÁVIO, 2015)

Tempo(s)	Máxima tensão (MPa)	Mínima Tensão (Pa)
0,02	113,8	3578
0,05	275,91	11359
0,07	275,91	11359
0,1	113,8	3578

A análise realizada por Flávio (2015), verificou que o nível máximo de tensão encontrada para o componente de ancoragem fica próximo ao ponto de fixação, conforme Figura 17, atingindo o valor de 275,91MPa, menor que a tensão de ruptura do aço da chapa (460MPa) utilizada na construção. A partir desse resultado é possível afirmar que o material não sofrerá ruptura quando submetido a este nível de aceleração, entretanto, a tensão encontrada está muito próxima a tensão de escoamento do material utilizado, algo que não impossibilitaria a construção deste sistema de ancoragem, visto que segundo a norma, é permitido a deformação e até mesmo a ruptura do material, desde que não aumente o risco de lesões em uma eventual colisão.

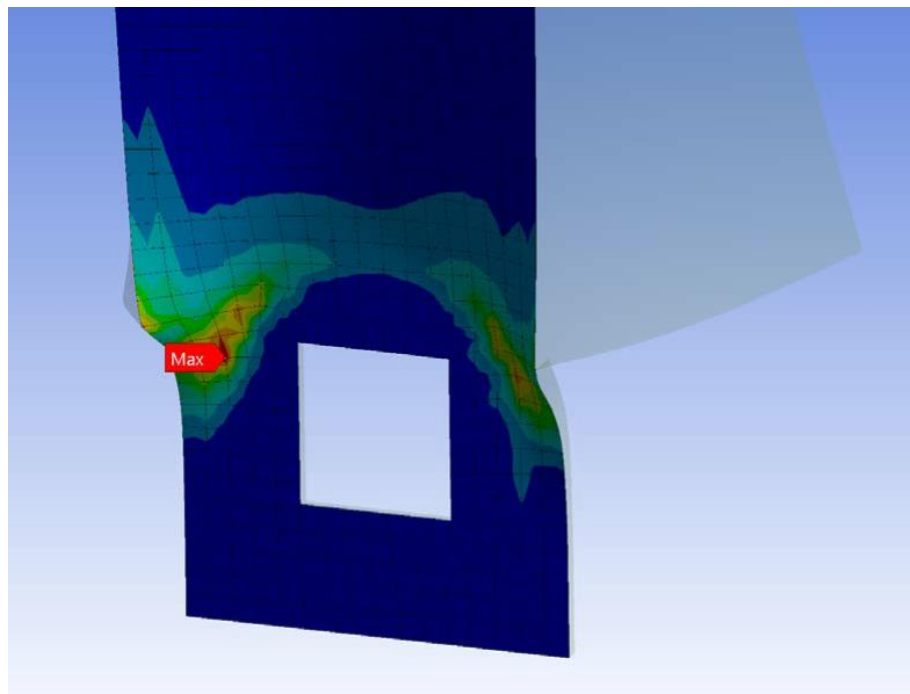


Figura 17: Local de tensão máxima no componente estrutural: ancoragem, (FLÁVIO, 2015).

2.7. Método dos elementos finitos

Diante da complexidade de muitos problemas de engenharia, descritos por equações diferenciais, soluções analíticas se tornam inviáveis, desta forma utiliza-se o Método dos Elementos Finitos (MEF) como uma ferramenta matemática na análise numérica desses problemas, restringindo-se a soluções teóricas de problemas mais simples para validar métodos aproximados.

No âmbito deste trabalho, o MEF tem como objetivo a determinação do estado de tensão, deformação e deslocamento da estrutura projetada, de acordo com os esforços máximos aplicados em operação. Portanto, os esforços atuantes na estrutura agem de forma dinâmica, quando se considera as forças inerciais relacionadas a aceleração que os componentes estão sujeitos. Por isso, a fim de simplificar o modelo, considera-se que os esforços aplicados são suficientemente lentos, tornando desprezíveis as forças inerciais. Restringindo-se a uma análise numérica estática (AZEVEDO, 2003).

Como já citado anteriormente, o MEF tem o intuito de facilitar as soluções de problemas complexos. Deste modo, ele consiste na divisão de um número finito de sub-regiões de geometrias conhecidas, simplificando as soluções através do somatório dessas sub-regiões, transformando um problema grande em vários mais simples. O aglomerado de Sub-regiões é chamado de malha e pode apresentar elementos no formato triangular, cúbico, tetraédrico, entre outros. A depender do número de dimensões do problema.

Segundo Azevedo (2003), deve-se considerar os seguintes aspectos antes de uma análise pelo MEF:

- Análise Estática ou Dinâmica;
- Análise linear ou não linear;
- Tipos de Estrutura: Unidimensional, bidimensional ou tridimensional.

3. CONCEPÇÃO DO PROJETO

A partir da necessidade de baratear e promover um maior acesso a soluções inovadoras, que aumentem a mobilidade de cadeirantes, foi realizada uma análise de mercado para verificar as alternativas já existentes, e observou-se a adaptação de um assento veicular em cadeira rodas como uma ótima opção de projeto, uma vez que sistemas semelhantes são encontrados no mercado por aproximadamente R\$18.000,00, valor que torna o produto inacessível a grande parte do público-alvo.

Desta forma, ao escolher este produto, iniciou-se o desenvolvimento de um projeto conceitual inspirado em modelos encontrados no mercado, como por exemplo o banco giratório manual comercializado pela Mecânica Beto, apresentado na Figura 18, informações técnicas dada pela Tabela 6, tanto imagem quanto tabela foram retiradas do site da empresa.



Figura 18: Banco giratório Mecânica Beto (MECANICABETO, 2023)

Tabela 6: Informações Técnicas Banco Giratório Beto Mecânico (MECANICABETO, 2023)

Informações Técnicas	
Cadeira de rodas (Assento + Subestrutura)	
Comprimento máximo (incluindo pés)	890 mm
Largura	610 mm
Altura Mínima	1200 mm
Altura máxima	1360 mm
Peso	35 kg
Subestrutura	
Comprimento máximo (sem pés)	660 mm
Largura	610 mm
Altura mínima	420 mm
Altura máxima	580 mm
Peso	20 kg

Definiu-se como objetivo central deste trabalho, o desenvolvimento de um sistema semelhante, porém mais barato. Entretanto, após análise deste produto, observou-se a oportunidade de melhoria, já que alguns dos pré-requisitos estipulados são passíveis de melhora ou não são atendidos pela norma, como por exemplo, comprimento mínimo da cadeira de rodas.

Algo que chama a atenção, pois o descumprimento da norma até mesmo para requisitos simples, como o dimensionamento do equipamento com dimensões inferiores as permitidas, reflete na falta de preocupação na confecção de produtos normatizados, o que pode ser extremamente preocupante quando nos referimos ao assento veicular ou ao mecanismo de deslocamento do banco, pois a implementação de assentos inadequados dentro do veículo e projeto inadequado do sistema de deslocamento pode ser perigoso, uma vez que falhas neste componente podem colocar em risco a vida de todos os ocupantes do veículo.

Embora, o desenvolvimento de uma cadeira de rodas adaptada mais leve, segura e bonita seja interessante, nenhuma dessas premissas se sobrepõem a premissa básica de desenvolvimento de um produto seguro. Por isso, estipulou-se como o primeiro pré-requisito deste projeto, a segurança e dimensionamento de acordo com normas (Figura 19), e posteriores pré-requisitos abaixo:

Pré-requisitos deste projeto:

1. Segurança e dimensionamento de acordo com normas;
2. Preço competitivo com cadeiras de rodas convencionais;
3. Redução de peso;
4. Facilidade de operação;
5. Possibilidade de embarque e desembarque sobre calçada;
6. Permitir a utilização da base sobre rodas como uma cadeira normal, mesmo quando o assento veicular não estiver disponível ao cadeirante.

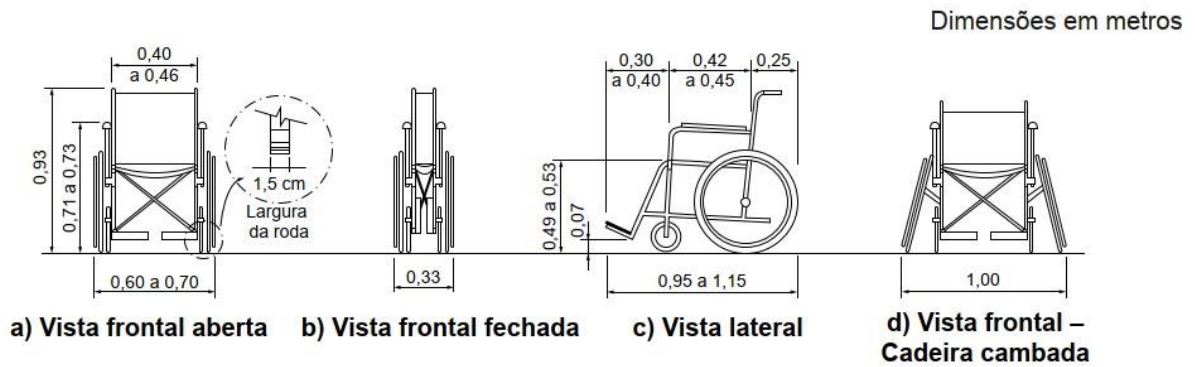


Figura 19: Dimensões de referência para cadeira de rodas (ABNT - NBR ISO 7176-5, 2015)

Para facilitar o desenvolvimento deste projeto, criou-se um fluxograma na Figura 20, dividindo o projeto realizado em suas principais partes como equipamento, e partes secundárias desses equipamentos como componentes. Desta forma, pode-se sinalizar os itens fabricados em vermelho, e os itens comprados em preto.

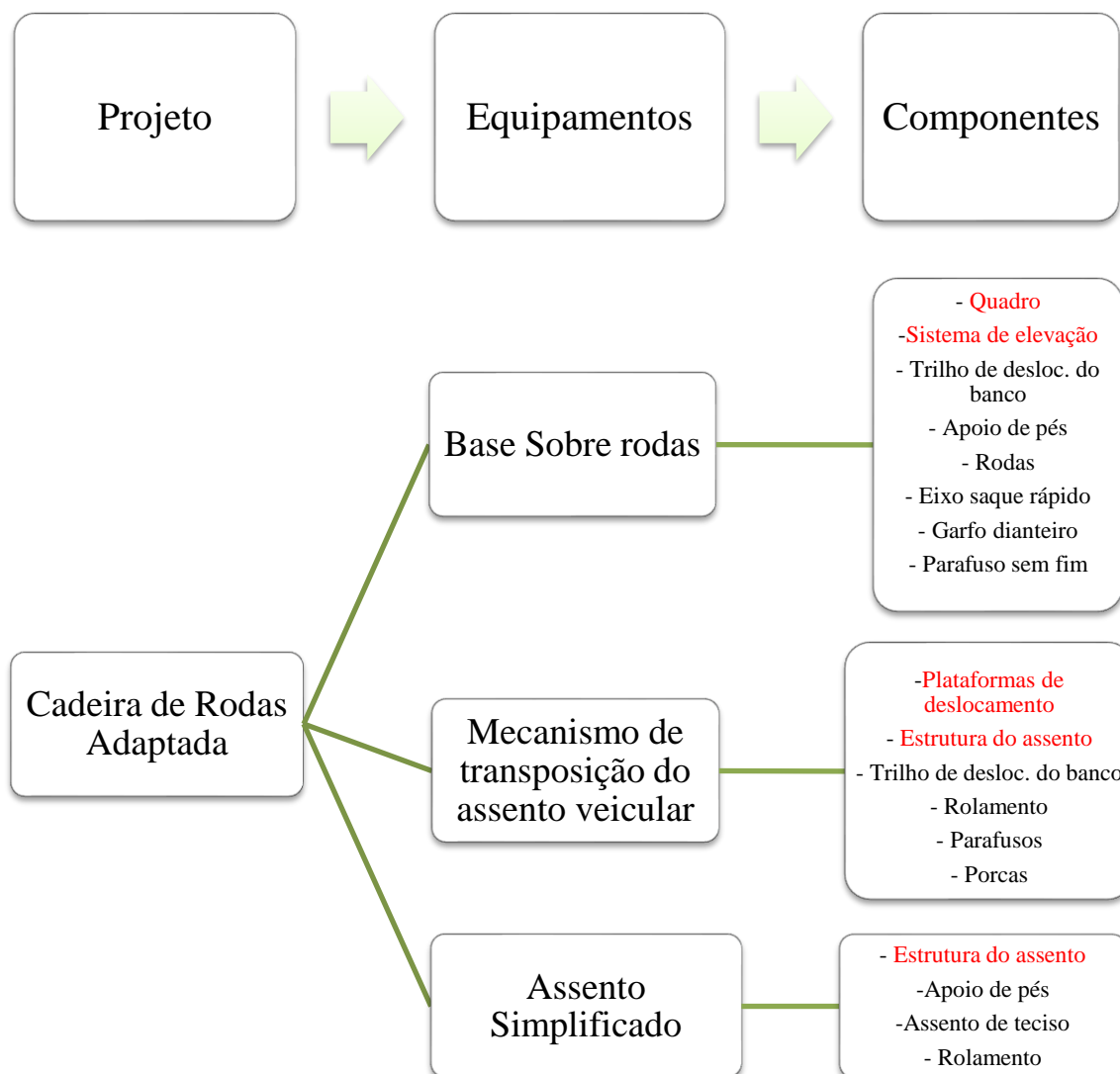


Figura 20: Estruturação do Projeto

3.1. Carga nominal

A carga nominal do projeto foi determinada de acordo com a norma ABNT – NBR 9386-2, mecanismos semelhantes não podem ter uma carga nominal inferior as 115 kg, por isso estipulou-se a carga nominal do projeto em 120 kg, referente ao peso total bruto (banco e ocupante).

3.2. Considerações sobre a cadeira de rodas projetada

Após a definição da geometria e dos requisitos básicos deste projeto, realizou-se todo dimensionamento de acordo com as normas. Tendo em vista a determinação dos parâmetros

técnicos adequados a cadeiras de rodas na ABNT – NBR ISO 7176-5 e o acesso ao mobiliário urbano na ABNT – NBR 9050. Estes parâmetros devem ser adotados na construção deste equipamento, pois quando o assento veicular está acoplado a base sobre rodas, ele se transforma em uma cadeira de rodas.

Desta forma, foi realizado um estudo nas normas citadas acima, e os dados importantes ao projeto, foram sintetizados na Tabela 7 abaixo:

Tabela 7: Dimensões normalizadas para cadeira de rodas

Descrição	Medida	unidade
Largura da cadeira de rodas	0,6 a 0,7	m
Comprimento da cadeira de rodas	0,95 a 1,15	m
Altura do assento ao solo	0,49 a 0,53	m
Altura do assento ao apoio de braços	0,20 a 0,22	m
Distância do assento a extremidade do apoio de pés	0,3 a 0,4	m
Distância mínima do apoio de pés ao solo (mm)	0,04	m
Comprimento do apoio de pés (mm)	0,15	m
Ângulo entre o apoio de pés e as pernas (graus)	97	graus
Distância mínima do encosto a extremidade da roda	0,25	m
Altura da manopla (mm)	0,93	m
Módulo de referência (CxL)	1,20 x 0,80	m

Na Figura 21, observa-se Módulo de referência dado por dimensões máximas para o espaço ocupado por uma cadeira de roda com usuário.

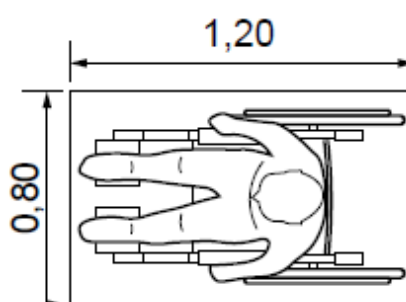


Figura 21: Módulo de referência para espaço máximo ocupado por cadeira de rodas (ABNT – NBR 9050, 2015)

Conforme mencionado, definiu-se como objetivo central deste trabalho, o desenvolvimento de um sistema mais barato, que atendesse aos pré-requisitos estipulados para este projeto, por isso optou-se pela utilização do assento do próprio carro, visto que ele elevaria muito o custo do projeto. Desta forma, com o intuito de permitir a utilização do equipamento,

mesmo quando o assento veicular não estiver disponível ao usuário da cadeira de rodas, foi desenvolvido um modelo de assento simplificado que possa ser acoplado a base sobre rodas, o que possibilita ao usuário ter este equipamento como único meio de acessibilidade, excluindo a necessidade de possuir uma cadeira de rodas convencional, algo que certamente aumentará a possibilidade de aquisição deste produto.

3.3. Considerações e materiais utilizados no projeto

O mecanismo tem a finalidade facilitar o acesso ao automóvel, para pessoas que utilizem cadeiras de rodas, através do giro e deslocamento perpendicular do assento, em relação ao automóvel, projetando-o em 200 mm para fora.

Desta forma, tendo em vista o desenvolvimento de um projeto mais barato, foram feitas algumas adaptações para permitir a utilização do banco e do sistema de deslocamento do banco do próprio veículo. Todavia, todas as adaptações foram feitas de forma a preservar as peças originais do veículo, possibilitando o regresso as configurações originais.

Outro fator crucial no projeto é a determinação do tipo de material a ser utilizado, pois a escolha do material correto pode ser a diferença entre um projeto viável ou não. (SHIGLEY, MISCHKE e BUDYNAS, 2005)

Considerando as necessidades do projeto, o aço ASTM A36 apresenta boa característica mecânica, grande disponibilidade e baixo custo, sendo uma boa opção de material para ser implementado nas partes fixadas dentro do veículo. Logo, optou-se pela utilização deste material para o desenvolvimento do mecanismo de deslocamento do assento veicular. Entretanto, para equipamento móveis, como a base sobre rodas e para o assento simplificado, observou a necessidade de confecção em materiais mais leve e com custo razoável, por isso optou-se pela liga de alumínio ABNT 6061-T6, frequentemente utilizada na confecção de cadeiras de rodas que apresenta boa resistência mecânica e boa soldabilidade, e densidade três vezes menor que o aço (LIU, PEARLMAN, *et al.*, 2010).

3.4. Funcionamento do mecanismo

A necessidade de desenvolvimento de um mecanismo de fácil montagem e desmontagem, foi um item crucial no desenvolvimento deste projeto, pois permite retornar as configurações originais do veículo, e a eventual transposição do mecanismo de deslocamento,

para veículos com sistema de fixação compatível. Pois, à falta de padronização do sistema de ancoragem e fixação do banco ao sistema de deslocamento, entre as diferentes montadoras, torna-se inviável produzir um modelo genérico, por isso, em casos que o sistema de fixação do banco ao trilho seja diferente do utilizado neste projeto, haverá a necessidade de adaptação do modelo desenvolvido, este projeto teve como base o veículo Citroen C4, 2008.

A fixação do sistema de deslocamento do banco do Citroen C4 é realizada nos quatro pontos de ancoragem originais do veículo (Figura 22), por meio de quatro parafusos do tipo M8 e classe 10-9.

A partir do posicionamento do sistema de ancoragem dentro veículo inicia-se o desenvolvimento deste projeto, pois a partir destas medidas pode-se projetar a plataforma inferior, responsável pela união do sistema de deslocamento longitudinal original do veículo, a plataforma superior, responsável pela rotação do mecanismo.



Figura 22: Posicionamento dos pontos de ancoragem no veículo.

Conforme visto anteriormente, optou-se pela utilização do sistema de deslocamento original do veículo, que neste caso, apresenta um dispositivo de trava interno (Figura 23), impedindo seu deslocamento longitudinal, quando não solicitado. Logo, tendo em vista o conforto do usuário, observou-se a necessidade de impedir o acionamento deste dispositivo, quando o banco estivesse em movimento longitudinal dentro do carro. Por isso, criou-se uma peça (Figura 24), com ressaltos que impeçam o acoplamento desta trava a base do trilho, com o intuito de facilitar o deslocamento do banco dentro do veículo, uma vez que não seria necessário realizar o acionamento da trava durante o deslocamento, além de garantir o fácil

restabelecimento das configurações originais. Entretanto, tal dispositivo limita a utilização do banco veicular somente na posição final, por isso, caso seja de interesse do usuário a utilização do banco veicular em diversas posições, convém a não utilização deste sistema de bloqueio que impede o acionamento da trava original do veículo. Neste sentido, será necessário o acionamento da alavanca do sistema de trava original do banco durante todo o deslocamento longitudinal do assento dentro do veículo.



Figura 23: Sistema de deslocamento e dispositivo de trava do assento veicular original

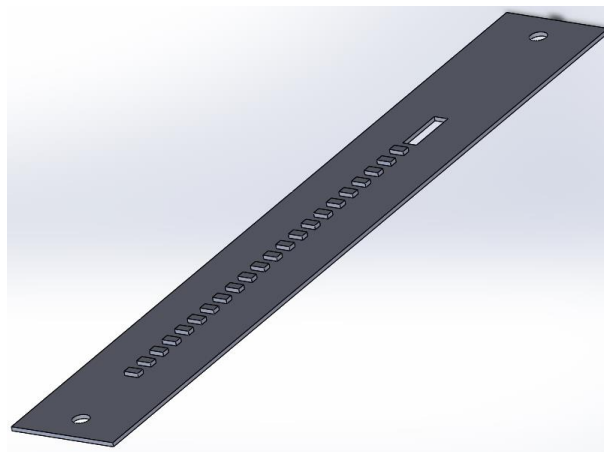


Figura 24: Chapa anti-bloqueio de trava [Fonte Própria]

O mecanismo foi projetado de acordo com sistemas comercializados, tanto no mercado nacional, quanto no mercado internacional. A idealização do funcionamento e desenvolvimento do equipamento, foi realizado de acordo com pesquisas na internet, e com auxílio de vídeos e fotos, conforme as Figura 25, Figura 26 e Figura 27 de equipamentos semelhantes.



Figura 25: Cadeira de rodas adaptada ao assento veicula conecta ao mecanismo de deslocamento (AUTOESPORTE, 2016)



Figura 26: Plataforma de deslocamento de assento veicula (FADIEL, 2020)



Figura 27: Plataforma de deslocamento de assento elétrico (BRAUNABILITY, 2020)

A partir desta análise, desenvolveu-se o mecanismo de transposição de assento veicular conforme Figura 28, e cadeira de rodas adaptada conforme Figura 29.

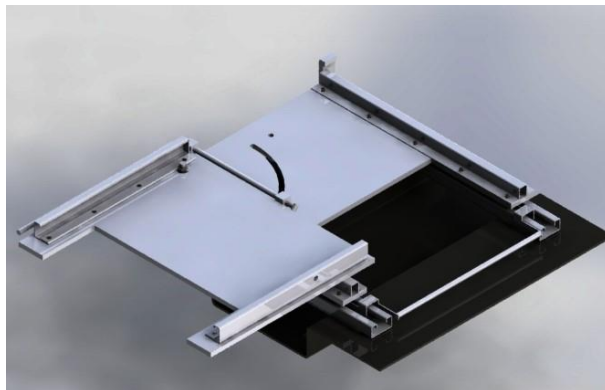


Figura 28: Mecanismo de transposição de assento veicular



Figura 29: Cadeira de rodas adaptada

Visualiza-se o equipamento de deslocamento projetado com quatro partes principais, representadas em azul nas imagens a seguir: plataforma inferior (Figura 30), promove o deslocamento longitudinal do conjunto dentro do veículo; plataforma superior (Figura 31), realiza o movimento de giro do conjunto acima; trilho de deslocamento da base do banco (Figura 32), posicionado acima da plataforma superior e responsável pelo deslocamento do banco perpendicular ao carro; e a base do banco (Figura 33), acoplada abaixo do assento veicular, tem a função de permitir o deslocamento do assento ao longo do trilho da Figura 32.

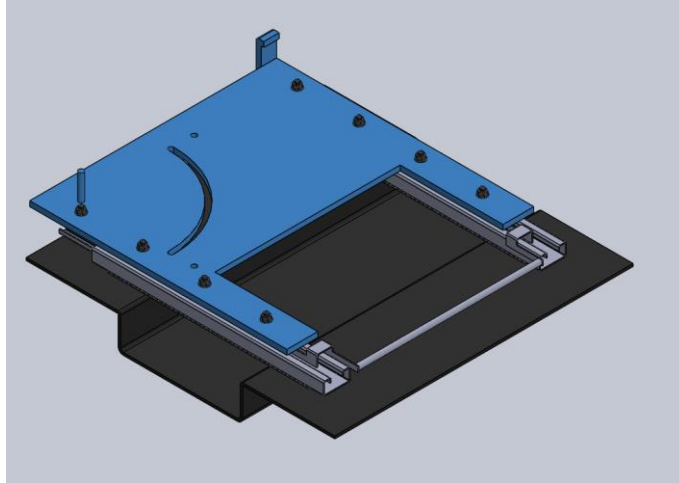


Figura 30: Plataforma Inferior

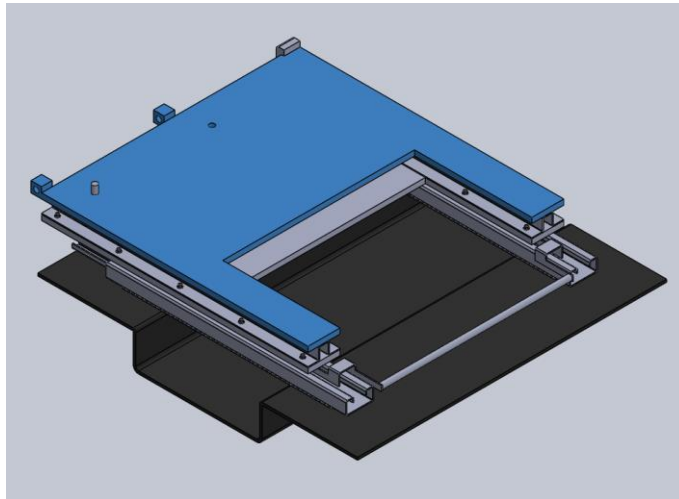


Figura 31: Plataforma Superior

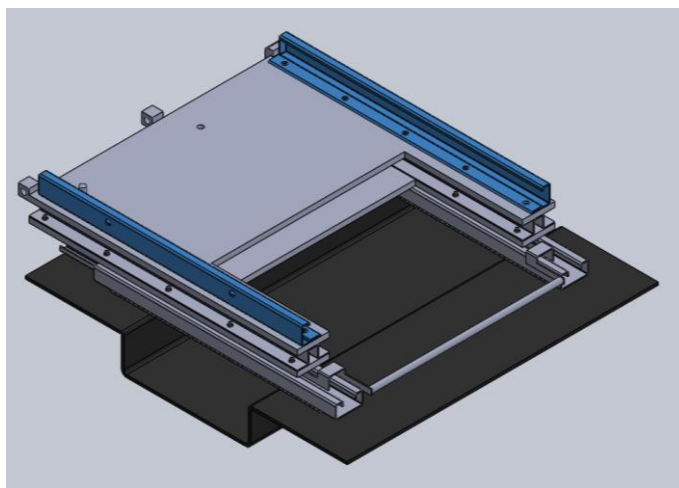


Figura 32: Trilho de deslocamento da base do banco

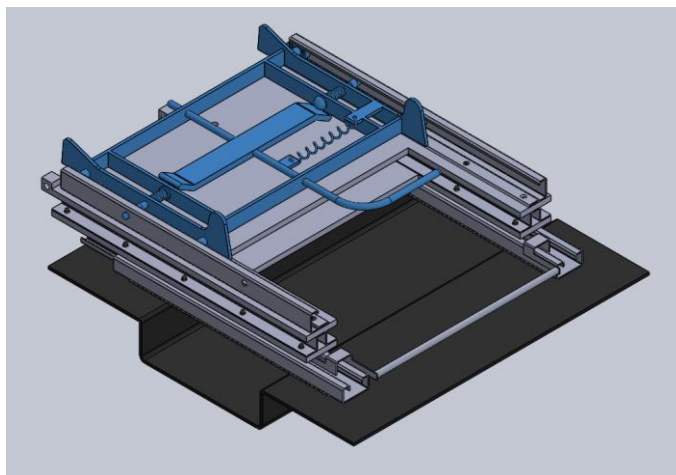


Figura 33: Base de deslocamento do banco

O mecanismo de transposição do assento veicular, foi desenvolvido para realizar três movimentos: o deslocamento longitudinal de todo conjunto, dentro do carro, o movimento de giro em 90 graus de parte desse conjunto e o deslocamento longitudinal do banco perpendicular ao veículo. Deste modo, como a segurança dos ocupantes do veículo é primordial para o sucesso deste projeto, viu-se a necessidade de impedir todos os tipos de movimentos realizados pelo mecanismo, quando não solicitado. Por isso, adotou-se três sistemas de travas, uma para cada tipo de movimento.

Observa-se o sistema fora de operação quando o banco veicular se encontra totalmente deslocado para trás e em posição de viagem. O acionamento da primeira trava, a original do carro (Figura 34), permite o deslocamento longitudinal do mecanismo dentro do carro, na sequência a liberação da segunda trava (Figura 35), possibilita o movimento de giro do mecanismo e, ao final destes processo, tem-se o assento em posição perpendicular a inicial e pronto para iniciar a transposição para a base sobre rodas (Figura 36). Após a conexão da base sobre rodas ao trilho de deslocamento do banco, pode-se liberar a terceira trava (Figura 37), o que promove o deslocamento do assento para fora do veículo e conclui o processo de transposição do assento veicular para a base sobre rodas (Figura 38), tendo a partir deste momento, o conjunto base sobre rodas e assento veicular como uma cadeira de rodas.

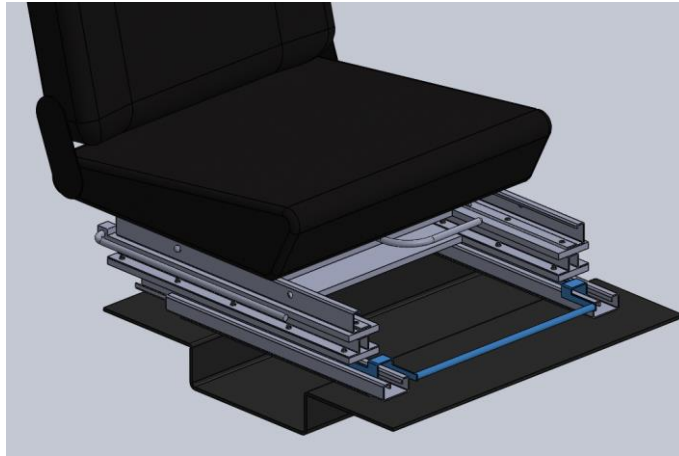


Figura 34: Primeira trava - deslocamento longitudinal interno

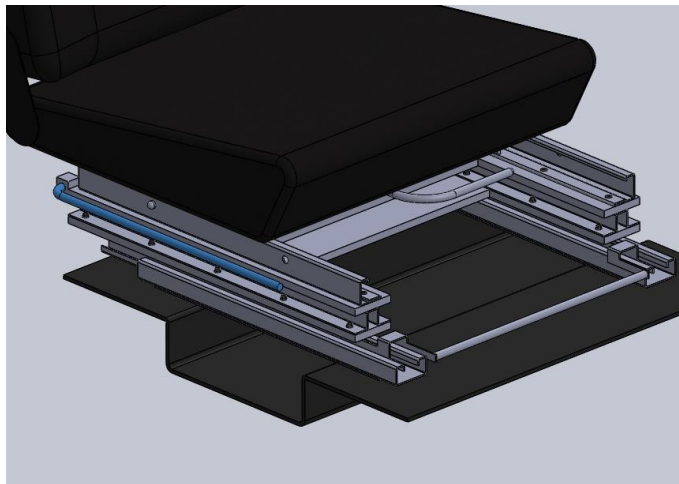


Figura 35: Segunda trava - deslocamento Rotacional

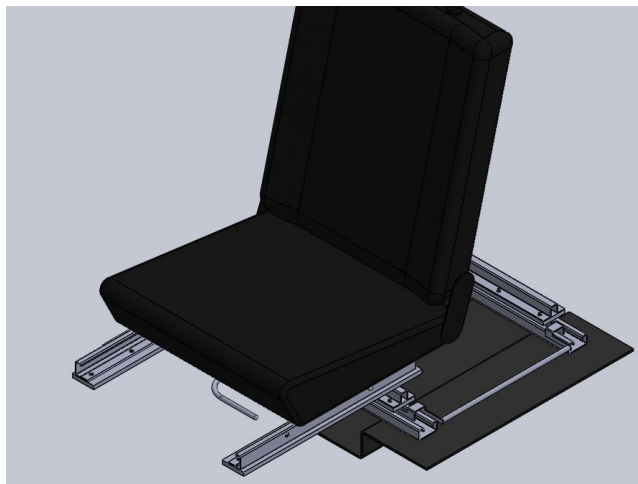


Figura 36: Banco pronto para realizar deslocamento perpendicular ao veículo.

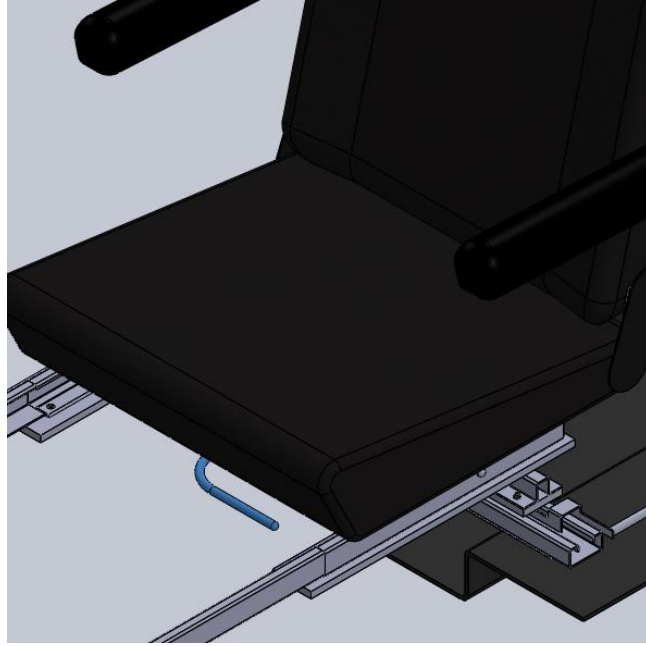


Figura 37: Terceira trava - deslocamento longitudinal externo



Figura 38: Transposição do banco veicular para base sobre rodas concluída

4. MODELO ANALÍTICO DO MECANISMO DE DESLOCAMENTO

Conforme visto no capítulo anterior, o sistema de deslocamento projetado tem a função de promover a transposição do assento veicular, para uma base sobre rodas. Desta forma, com o intuito de se realizar o dimensionamento adequado, analisou-se estaticamente o mecanismo no momento mais crítico, ou seja, quando o banco está totalmente deslocado para fora do veículo e sem o apoio da base sobre rodas, conforme Figura 39.

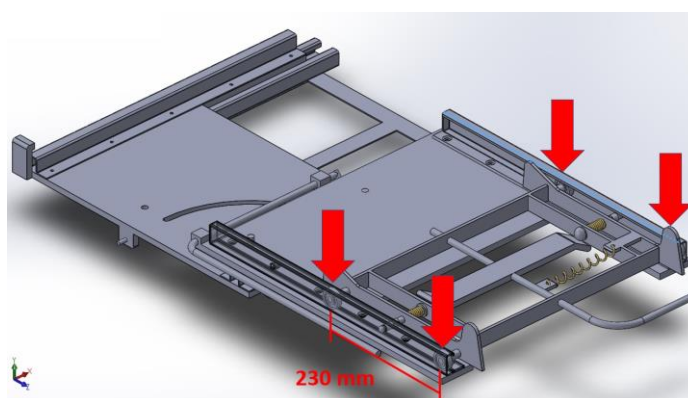


Figura 39: Posicionamento do mecanismo na extremidade da plataforma superior

Observa-se na Figura 39, as cargas provenientes da força peso, sendo aplicadas na plataforma superior, através do contato dos rolamentos da base do banco com o trilho de deslocamento do assento. Desta forma, com o intuito de se obter uma distribuição igualitária dos esforços aplicados na plataforma superior, optou-se por iniciar este estudo pelo cálculo do centro de massa do assento e do ocupante, para posicioná-los entre os apoios da base do banco, de modo a permitir uma distribuição igualitária entre os quatro pontos de contato.

4.1. Cálculo do centro de massa

Inicia-se o dimensionamento deste mecanismo pelo cálculo do centro de massa do conjunto (C_m), que representa assento e passageiro juntos, pois o posicionamento adequado dos rolamentos no assento permitirá a aplicação de forma igualitária entre as forças aplicada na plataforma superior. Logo, por se tratar de dois corpos diferente será preciso calcular separadamente o centro de massa cada um.

O centro de massa do banco ($C_{m_{\text{banco}}}$), foi calculado pelo software SolidWorks e tem coordenada no eixo x dado por $x_{\text{banco}} = 41 \text{ mm}$ e massa ($m_{\text{banco}} = 20 \text{ kg}$), e o centro de

massa do passageiro ($C_{m_{passageiro}}$), é calculado através da equação (2.1), com os parâmetros da Tabela 1.

Deste modo, ao se estipular a carga nominal do projeto em 120 kg, define-se o peso máximo do ocupante em até 100 kg. Portanto, adotando uma metodologia conservativa, utiliza-se a carga máxima de projeto para dimensioná-lo. Entretanto, além do peso do ocupante, observou a altura dele com um fator relevante para determinar o centro de massa do conjunto. Por isso, adotou-se três situações hipotéticas considerando a altura do ocupante de: 2,00; 1,75 e 1,40 metros de altura e aplica-se estes valores na equação (2.1), que utiliza os dados informados na Tabela 1, sintetizados abaixo e aplicados na equação:

dados: $A = 0,08$
 $B = 0,01$
 $C = 4,45$
 $H = 2,00; 1,75 \text{ e } 1,4 \text{ m.}$
 $m_2 = 100 \text{ kg} \approx 220 \text{ lbs}$

$$C_{m_{passageiro\ 2,0}} = x_{2,0} = [0,08 \times 200] + [0,01 \times 220] + 4,45 = 227 \text{ mm} \quad (4.1)$$

$$C_{m_{passageiro\ 1,75}} = x_{1,75} = [0,08 \times 175] + [0,01 \times 220] + 4,45 = 207 \text{ mm} \quad (4.2)$$

$$C_{m_{passageiro\ 1,4}} = x_{1,4} = [0,08 \times 140] + [0,01 \times 220] + 4,45 = 179 \text{ mm} \quad (4.3)$$

Alterando-se a altura do ocupante na equação (2.1), obtém-se o posicionamento no eixo x do centro de massa dos passageiros com altura de 2,0 m; 1,75 m e 1,4 m, nas equações (4.1), (4.2) e (4.3) respectivamente.

A partir destes posicionamentos, é possível determinar o posicionamento do centro de massa do conjunto (C_m), no eixo x, através da média ponderada dos dados obtido, conforme Equação abaixo:

$$C_m = \frac{\sum_{i=1}^n m_i x_i}{\sum_{i=1}^n m_i} = \frac{m_1 \cdot x_1 + m_2 \cdot x_2}{m_1 + m_2} \quad (4.4)$$

$$C_{m_{\text{passageiro}2,0}} = \frac{20 \cdot 41 + 100 \cdot 227}{20 + 100} = 196 \text{ [mm]} \quad (4.5)$$

$$C_{m_{\text{passageiro}1,75}} = \frac{20 \cdot 41 + 100 \cdot 201}{20 + 100} = 174 \text{ [mm]} \quad (4.6)$$

$$C_{m_{\text{passageiro}1,4}} = \frac{20 \cdot 41 + 100 \cdot 179}{20 + 100} = 156 \text{ [mm]} \quad (4.7)$$

Deste modo, tem-se o centro de massa do assento com o passageiro com altura de 2,0 m; 1,75 m e 1,4 m, dado pelas equações (4.5), (4.6) e (4.7) respectivamente.

A partir dos cálculos do centro de massa do passageiro, percebe-se que quanto mais alto ele for, mais deslocado para direita fica o centro de massa do conjunto, e conseqüentemente, mais próximo da extremidade da plataforma superior. Deste modo, pela altura do usuário ser um fator variável, para determinar a posição dos apoios no projeto, considerou a altura de 2,00 metros mais adequada, pois ao se considerar esta altura, posiciona-se os rolamentos do banco mais para direita, o que resulta em um esforço menor na plataforma superior, quando utilizada por pessoas menores, uma vez que o centro de gravidade do conjunto ficará mais próximo do apoio e do parafuso de união das chapas.

Com a localização do C_m exatamente entre os apoios (Figura 40), considera-se $F_1 = F_2$, e determina-se cada força como 25% do carregamento referente ao peso do passageiro, uma vez, que todo peso do ocupante é distribuído por quatro rolamento de forma igualitária, conforme equação abaixo:

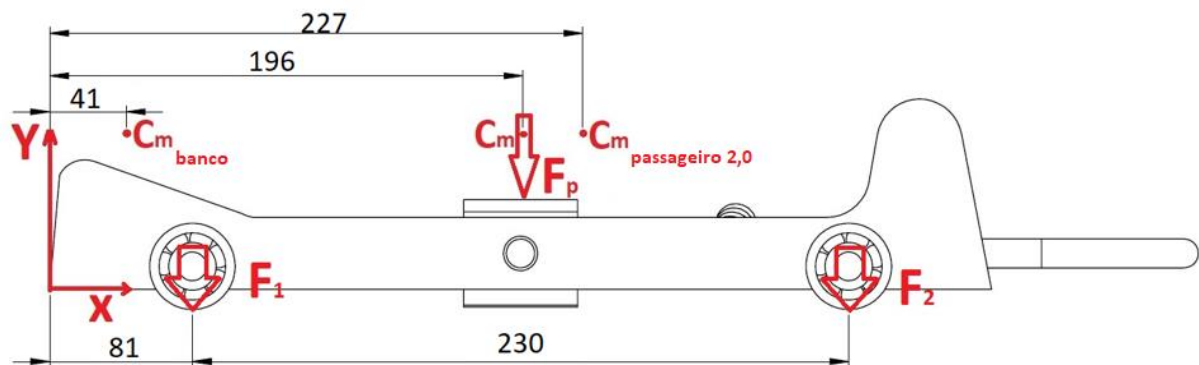


Figura 40: Posicionamento do centro de massa e das forças atuantes no sistema

Admitindo a aceleração da gravidade com $9,81\text{m/s}^2$, tem-se:

$$F_p = 120 \cdot 9,81 \approx 1.180 \text{ N} \quad (4.8)$$

$$\frac{F_p}{4} = F_1 = F_2 = 295 \text{ N} \quad (4.9)$$

4.2. Dimensionamento analítico das plataformas de deslocamento

O projeto das plataformas foi realizado para que elas possam suportar os esforços máximos, provocados pelo posicionamento do assento na extremidade da plataforma superior, conforme Figura 39. O seu dimensionamento foi realizado de acordo com o sistema de ancoragem original do veículo, por isso, determinou-se 500 mm de comprimento por 480 mm de largura, para plataforma inferior, e 430 mm de comprimento por 480 mm largura, para plataforma superior, comprimento menor ao da plataforma inferior, devido a sua projeção para fora do veículo, pois caso fosse maior poderia impedir o acoplamento da base sobre rodas.

4.2.1. Análise dos esforços na plataforma superior

A partir da determinação dos esforços em seus apoios, pode-se realizar a escolha dos rolamentos adequados ao deslocamento do assento, no catálogo da NSK (2019). Posteriormente, iniciou-se uma análise bidimensional simplificada das tensões atuante nas plataformas, não considerando neste estudo o efeito dos trilhos de deslocamento. Deste modo,

ao desconsiderá-lo no estudo de tensões, adotou-se uma metodologia conservativa, uma vez que se a força é aplicada diretamente sobre a chapa.

Todavia, neste estudo não se considerou a deflexão da plataforma superior como um fator impeditivo ao deslocamento do assento. Porém, em análises futuras deve considerá-la, a fim de garantir o livre deslocamento do assento sobre o trilho.

Deste modo, desenvolveu-se o estudo com o auxílio do software Ftool, que analisa os dados de entrada referentes às forças e as reações, e apresenta os resultados na forma de diagramas de esforços cortantes e momento fletor (Figura 41), a qual observa-se os esforços provenientes dos apoios do banco com o ocupante, sendo aplicados sobre a extremidade da plataforma superior, neste caso devido as condições simétricas do problema representou-se somente metade do modelo, ao se considerar apenas duas forças atuantes na plataforma superior. Por isso, no desenvolvimento dos cálculos multiplica-se os esforços cortantes e momento fletor por dois.

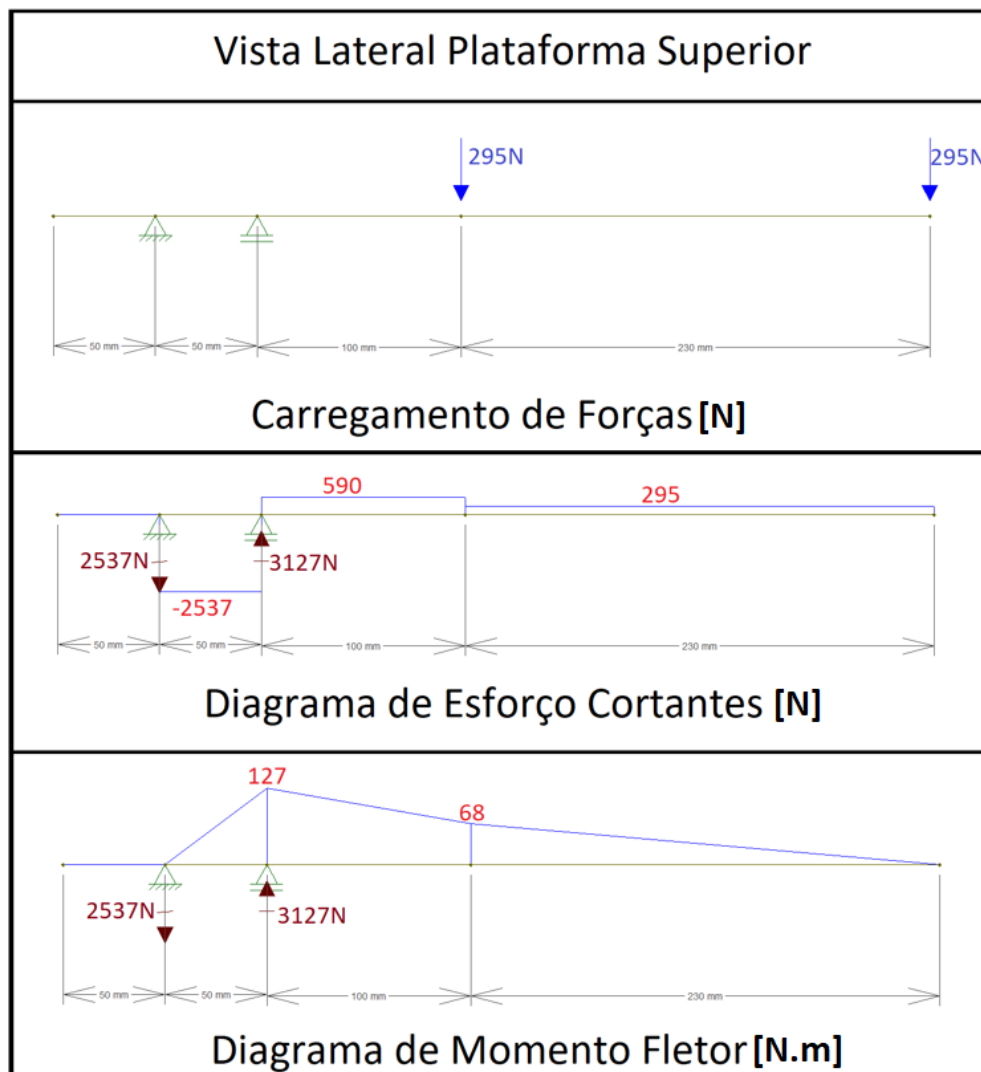


Figura 41: Diagramas de esforços cortantes e momento fletor da plataforma superior

Para o correto dimensionamento do perfil metálico, parte da premissa que a estrutura deve resistir as solicitações impostas. Deste modo, ao se obter os diagramas de força cortante e momento fletor é preciso determinar a geometria da seção da chapa, uma vez que a tensão normal imposta a ela depende diretamente do momento fletor e do momento de inércia.

Desta forma, para se estipular a espessura mínima da chapa foi preciso definir a tensão máxima que ela está sujeita. Por isso, adotou-se um método conservativo ao se estipular a uma tensão máxima de 60% do limite de escoamento do material (168 MPa), apresentado na Tabela 4, com o intuito de garantir o pleno funcionamento no regime elástico, utilizou-se o equacionamento abaixo para relacionar a tensão máxima admissível com o a espessura mínima da chapa e assim determinar a espessura mínima ideal da chapa.

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{M \cdot c}{I} \quad (4.10)$$

$$I = \frac{b \cdot h^3}{12} \quad (4.11)$$

$$W = \frac{I}{c} = \frac{\frac{b \cdot h^3}{12}}{\frac{h}{2}} = \frac{b \cdot h^2}{6} \quad (4.12)$$

$$W = \frac{M}{\sigma_{\text{máx}}} \rightarrow \frac{b \cdot h^2}{6} = \frac{M}{\sigma_{\text{máx}}} \rightarrow h = \sqrt{\frac{6M}{b \cdot \sigma_{\text{máx}}}} \quad (4.13)$$

$$h = \sqrt{\frac{6 \cdot 2.127}{0,43 \cdot 168 \cdot 10^6}} = 4,6\text{mm} \quad (4.14)$$

onde:

$\sigma_{\text{máx}}$ = Tensão normal máxima no elemento;

W = Módulo de resistência;

M = Momento fletor máximo;

c = Distância perpendicular do eixo neutro a um ponto mais afastado;

I = Momento de inercia da área.

b = Comprimento da seção transversal total;

h = altura da seção transversal (espessura da chapa)

Desta forma, conforme mencionado utilizou-se a equação de tensão máxima (4.10), a equação de momento de inércia para seções quadradas (4.11) e a equação de módulo de resistência (4.12), para relacionar a tensão máxima admissível com o a espessura mínima da chapa (h) dada pela equação (4.13). Aplicou-se os dados obtidos na equação (4.13), e obteve-se na equação (4.14) a espessura de 4,6 mm para chapa. Por isso, optou-se por chapas com espessura de 5 mm para as plataformas superior e inferior.

Obtém-se o momento de inércia da chapa superior pela equação abaixo:

$$I = \frac{0,43 \cdot 0,005^3}{12} = 4,48 \cdot 10^{-9} \text{m}^4 \quad (4.15)$$

Aplicando-se os dados obtidos na equação (4.10), define-se a tensão máxima que a chapa está submetida na equação abaixo:

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{2 \cdot 127 \cdot 0,0025}{4,48 \cdot 10^{-9}} = 141,77 \text{ MPa} \quad (4.16)$$

Para calcular a tensão de cisalhamento na seção, utiliza-se a equação abaixo:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{V \cdot Q}{I \cdot t} \quad (4.17)$$

onde:

$\tau_{\text{máx}}$ = Tensão de cisalhamento máxima;

V = Esforço Cortante

I = Momento de inércia da seção;

t = largura da área da seção estudada

Q = Momento estático em relação a linha neutra da área estudada

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{2 \cdot (2537) \cdot (1,34 \cdot 10^{-6})}{(4,48 \cdot 10^{-9} \cdot 0,24)} = 6,32 \text{ MPa} \quad (4.18)$$

Com o intuito de se determinar a tensão de equivalente através do critério de falha de Von Mises, adotou-se o método conservativo, uma vez que as tensões de cisalhamento e normal

máximas são obtidas em pontos diferentes, dada pela equação abaixo:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_{xx}^2 + 3\tau_{xy}^2} \quad (4.19)$$

Onde: σ_{xx} = Tensão máxima no eixo x;
 τ_{xy} = Tensão de Cisalhamento na seção;
 σ_{eq} = Tensão de equivalente de Von Mises.

Logo,

$$\sigma_{eq} = \sqrt{141,77^2 + 3 \cdot 6,32^2} = 142,19 \text{ MPa} \quad (4.20)$$

4.2.2. Análise dos esforços na plataforma inferior

A partir do esforço externo associado ao peso, do banco mais ocupante, atuante na extremidade da plataforma superior, obteve-se os esforços na plataforma inferior. Resultando em 2 forças, uma de tração $F_1 = 2537 \text{ N}$ e uma de compressão $F_2 = 3127 \text{ N}$. Logo, da mesma forma que na plataforma superior, utilizou-se o software Ftool para se obter os diagramas de forças cortantes e momento fletor (Figura 42).

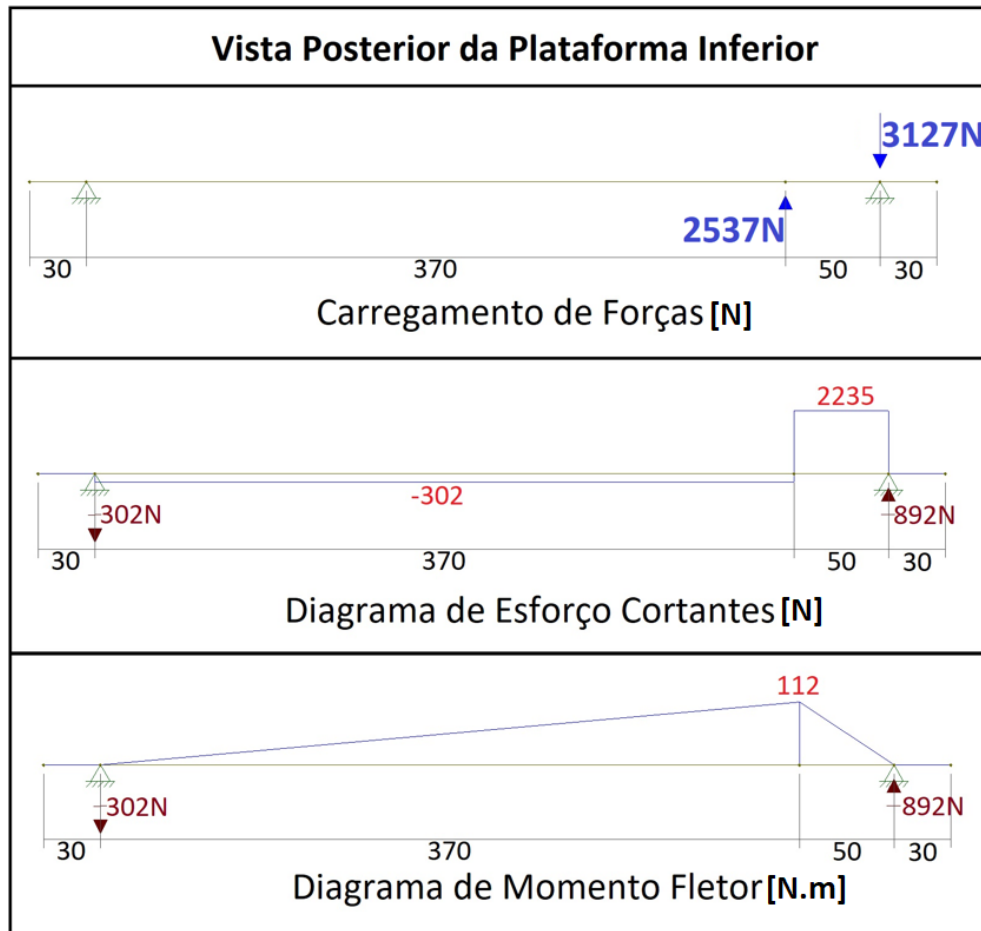


Figura 42: Diagramas de esforços cortantes e momento fletor plataforma inferior

Devido as dimensões da plataforma inferior serem diferente da plataforma superior, necessita-se calcular o momento de inércia para esta chapa, e posteriormente se determinar as tensões. Conforme falado anteriormente, na análise da plataforma superior foi usado um modelo simplificado, com a aplicação de somente duas forças, representando metade da plataforma, nessa análise será necessário a multiplicação das forças por 2, pois são resultantes de metade das forças atuantes na plataforma superior.

Obtém-se o momento de inércia da chapa inferior na equação:

$$I = \frac{0,50 \cdot 0,005^3}{12} = 5,21 \cdot 10^{-9} \text{m}^4 \quad (4.21)$$

Cálculo da tensão máxima, dado pela equação(4.22):

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{2 \cdot 112 \cdot 0,0025}{5,21 \cdot 10^{-9}} = 107,69 \text{ MPa} \quad (4.22)$$

Cálculo da tensão de cisalhamento na seção, dado pela equação:

$$\tau_{\text{máx}} = \frac{2 \cdot (2235) \cdot (1,56 \cdot 10^{-6})}{(5,21 \cdot 10^{-9} \cdot 0,24)} = 5,57 \text{ MPa} \quad (4.23)$$

Cálculo da tensão de equivalente pelo critério de falha de Von Mises, dado pela equação:

$$\sigma_{\text{eq}} = \sqrt{107,48^2 + 3 \cdot 5,57^2} = 107,91 \text{ MPa} \quad (4.24)$$

Desta forma, a partir do critério de falha de Von Mises, é possível afirmar que o material escolhido para as plataformas atende as solicitações impostas, visto que em ambos os casos a tensão de escoamento é inferior a tensão admissível de projeto.

4.3. Análise dos parafusos

Observa-se duas situações totalmente diferentes em que os parafusos que unem as chapas de deslocamento estão sujeitos, por isso será realizada uma abordagem separada para cada situação.

Entende-se, a primeira situação com uma análise das forças estáticas que o mecanismo está sujeito, e observa-se como pior caso, o instante em que o assento se encontra totalmente deslocado para fora e na extremidade da plataforma superior, assim como estudado na seção anterior.

Já a segunda situação, é realizada uma análise do parafuso quando ele está sujeito a forças proveniente do impacto em uma colisão traseira, e este estudo será realizado de forma a transmitir os esforços aplicados no encosto do assento para o parafuso.

Porém, cabe ressaltar que devido a vibração do veículo pode ocorrer o afrouxamento da porca. Por isso, é de extrema importância a implementação de arruelas de pressão, e porcas com anilhas a fim de manter a estabilidade do sistema de fixação.

4.3.1. Análise de forças estáticas transmitidas para o parafuso

A análise dos esforços atuantes no parafuso iniciou-se pela análise dos esforço quando a plataforma superior se encontrava projetada para fora e no momento mais crítico, ou seja, quando o assento se encontra na extremidade da plataforma superior, deste modo, observa-se na análise bidimensional simplificada realizada no item 4.2, a qual cada um dos dois parafusos que interligam a plataforma superior a plataforma inferior estão sujeitos a força de tração de $F = 2537 \text{ N}$, pois considerou-se apenas metade do modelo na análise e por isso este esforço de tração e aplicado em cada parafuso.

No dimensionamento deste parafuso considerou-se basicamente os esforços de tração, deste modo, levou-se em consideração somente a tensão normal máxima, dada pela equação:

$$\sigma_N = \frac{F}{A} \quad (4.25)$$

onde: $F =$ Maior força aplicada ao parafuso de ligação entre plataformas
 $A =$ Área do Parafuso

Adotou-se, inicialmente, o mesmo tipo de parafuso utilizado no sistema de ancoragem original do veículo, para interligar as plataformas inferior e superior, o parafuso M8 de Classe 10-9, com dimensões dada pela Tabela 2 e especificação técnica dada pela Tabela 3.

Logo, pela equação (4.25), obtém-se a tensão normal máxima que o parafuso está sujeito na equação:

$$\sigma_N = \frac{2537}{3,66 \cdot 10^{-5}} = 69,32 \text{ MPa} \quad (4.26)$$

A partir dos resultados obtidos na equação (4.26) correlacionados com a especificação técnica do parafuso dado pela Tabela 3, é possível determinar o coeficiente de segurança (CS) para esta situação na equação:

$$CS = \frac{\sigma_{esc}}{\sigma_N} = \frac{940}{69,31} = 13,56 \quad (4.27)$$

Logo, observa-se na equação (4.27) o coeficiente de segurança para o parafuso M8 de 13,56 ao utilizá-lo na união das chapas, quando os esforços aplicados nele, são de tração provenientes do peso do ocupante na extremidade da plataforma superior.

Também se faz necessário, realizar os cálculos para a tensão na rosca do parafuso, e para isso será usado o modelo teórico simplificado de rosca planificada a flexão. Tal simplificação, assume que a carga do parafuso é suportada de forma igualitária por todas as roscas em contato com porca. A Figura 43 representa o tipo de carregamento assumido na rosca.

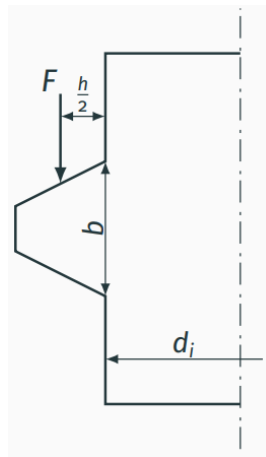


Figura 43: Modelo simplificado de rosca planificada a flexão (SHIGLEY, 2011)

Após determinado o modelo simplificado, obtém-se a equação que determina a tensão para a rosca do parafuso a partir da equação abaixo:

$$\sigma = \frac{\left(\frac{F \cdot h}{2}\right) \cdot \frac{b}{2}}{\frac{\pi \cdot d_i \cdot n \cdot b^3}{12}} \Rightarrow \sigma = \frac{3 \cdot F \cdot h}{\pi \cdot d_i \cdot n \cdot b^2} \quad (4.28)$$

onde:

F = Força Solicitante;

h = Altura do dente;

d_i = Diâmetro do corpo do Parafuso;

n = número de espiras;

b = passo do parafuso.

De acordo com os dados da geometria do parafuso da Tabela 2 é feito o cálculo da tensão na rosca do parafuso M8 para os dois casos de rosca, tanto grossa quanto fina abaixo:

Rosca Grossa:

$$\sigma = \frac{3 \cdot 2537 \cdot 0,765 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6,47 \cdot 10^{-3} \cdot 5,2 \cdot (1,25 \cdot 10^{-3})^2} = 35,25 \text{ MPa} \quad (4.29)$$

Rosca Fina:

$$\sigma = \frac{3 \cdot 2537 \cdot 0,615 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 6,77 \cdot 10^{-3} \cdot 6,5 \cdot (1 \cdot 10^{-3})^2} = 33,8 \text{ MPa} \quad (4.30)$$

Observa-se que os valores de tensão na rosca são inferiores ao valor de tensão no corpo do parafuso. Dessa forma, pode-se concluir para a situação do assento sobre a extremidade da plataforma superior, que o parafuso M8 10.9 escolhido cumpre os requisitos e pode ser utilizado nesta aplicação.

4.3.2. Análise de força impacto transmitida para o parafuso

Ao continuar os estudos de tensão no parafuso, o presente trabalho apresentará nos próximos capítulos, um estudo sobre impacto e por isso é preciso dimensioná-lo para a situação de uma colisão. Desta forma, foi realizado um estudo da movimentação do banco e como as forças são transmitidas para o parafuso.

O valor para a força de impacto foi determinado no capítulo 5 e por isso não foi representada novamente. Desse modo, utilizou-se o valor de $F_I = 16,42 \text{ kN}$ para a força de impacto.

O sistema do banco é apresentado na Figura 44, e neste esquema observa-se que a estrutura é hiperestática. Porém, devido ao tipo de ligação e do posicionamento da força de impacto, pode-se assumir que a ligação no ponto B não tem forças, pois esta ligação irá se levantar durante o impacto, e por isso será analisada como uma ligação livre (Figura 45). Cabe ressaltar, que toda a massa do passageiro é considerada na força de impacto e por isso desconsiderou-se a força peso no sistema. O diagrama de corpo livre (DCL) em consideração é representado pela Figura 46.

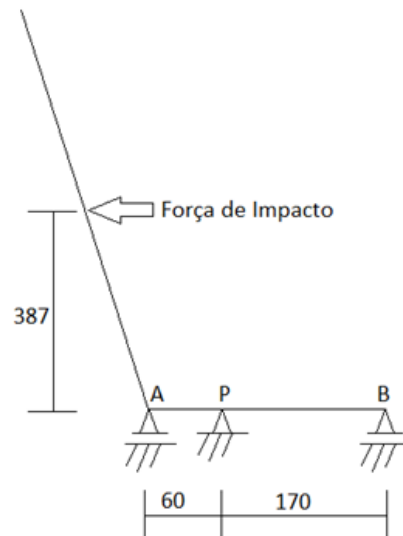


Figura 44: Modelo do banco hiperestático (medidas em mm)

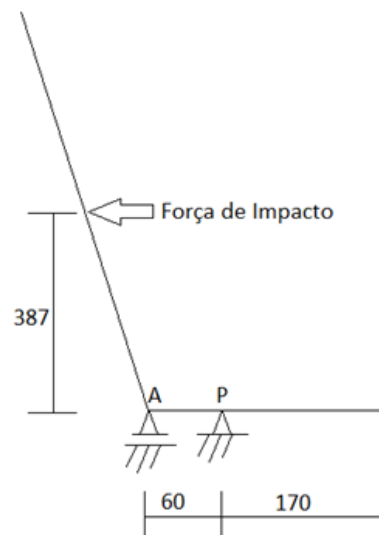


Figura 45: Modelo do banco simplificado (medidas em mm)

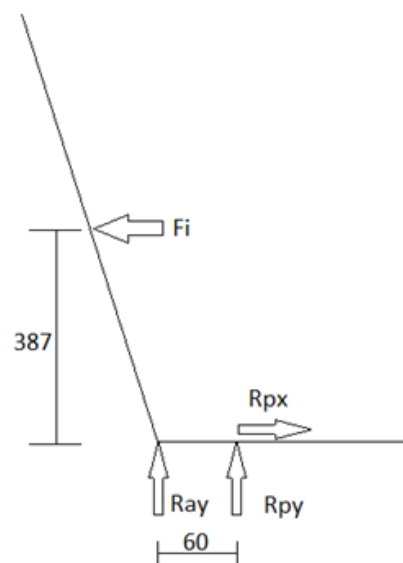


Figura 46: Diagrama de corpo livre do banco simplificado (medidas em mm)

Foi feita uma análise por meio do equilíbrio das forças nos eixos x e y como também o equilíbrio de momentos no ponto A:

$$\sum F^x = 0 \Rightarrow -F_I + R_p^x = 0 \Rightarrow R_p^x = F_I = 16,42 \text{ kN} \quad (4.31)$$

$$\sum F^y = 0 \Rightarrow R_A^y + R_p^y = 0 \Rightarrow R_A^y = -R_p^y \quad (4.32)$$

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow F_I \cdot 387 + R_p^y \cdot 0,06 = 0 \Rightarrow R_p^y = \frac{-16.420 \cdot 0,387}{0,06} = -105,9 \text{ kN} \quad (4.33)$$

Logo, após a resolução do sistema constata-se a força do parafuso dada pela Equação (4.33) com o sinal negativo significa, pois, a orientação dela no DCL é a oposta.

Após a determinação da força no parafuso, foi realizado o estudo de rosca de acordo com o modelo simplificado com a nova força $F_p = 105,9 \text{ kN}$, e por meio do Excel aplicou-se na equação (4.28) os parâmetros de cada parafusos para enfim, escolher o parafuso que cumpre os requisitos para a tensão de escoamento do material. A verificação da tensão no corpo do parafuso será feita posteriormente, pois esta não é a tensão mais crítica de acordo com o método adotado.

Com o intuito de apresentar os dados de uma forma mais simplificada, desenvolveu-se os cálculos para todos os parafusos a partir do M8 dados na Tabela 2, e os apresentou na Tabela 8 para a tensão na rosca dos parafusos para as duas situações abordadas neste tópico, a situação de força estática e de força de impacto, transmitidas para o parafuso:

Tabela 8: Tensão na rosca dos parafusos

Diâmetro maior	Roscas Grossas		Roscas Finas	
	Força Estática	Força de Impacto	Força Estática	Força de Impacto
8.0	35,27	1472,38	33,88	1767,55
10.0	22,77	950,61	21,89	1096,60
12.0	15,12	630,99	17,45	1019,54
14.0	11,69	487,77	11,11	618,58
16.0	8,43	351,81	8,08	449,49
18.0	6,65	277,40	6,13	426,68
20.0	5,49	229,34	5,02	349,58
22.0	4,37	187,53	4,10	293,16
24.0	3,85	160,73	3,63	227,03
27.0	2,90	126,72	2,75	180,31
30.0	2,41	100,49	2,25	164,02
33.0	1,99	88,16	1,87	144,90
36.0	1,65	71,33	1,59	91,43
39.0	1,41	65,06	1,36	83,67

Desta forma, observa-se que o parafuso M12 apresenta tensão inferior a tensão de escoamento do parafuso de classe 10.9, que é de 940 MPa. Porém, adota-se nesta análise que todas as roscas que estão em contato com a porca exercem força de forma igualitária, o que não é verdade. Por isso, caso fosse escolhido este parafuso, seria necessário usar coeficientes de segurança elevados para garantir que esta simplificação é segurança.

Por este motivo, optou-se pelo uso de uma modificação na equação descrita anteriormente, na equação (4.28), e de acordo com a hipótese abordada no Shigley (2011), a carga suportada pela primeira espira do parafuso, corresponde a 38% de toda solicitação no parafuso. Por isso, ao adotar está abordagem, obtém-se um resultado mais próximo ao real e, portanto, mais conservado. A equação abaixo apresenta a modificação adotada para o novo cálculo e a Tabela 9 com os novos resultados obtidos:

$$\sigma = \frac{3 \cdot (0,38F) \cdot h}{\pi \cdot d_i \cdot 1 \cdot b^2} \quad (4.34)$$

Tabela 9: Tensão hipotética na rosca dos parafusos

Diâmetro maior	Roscas Grossas		Roscas Finas	
	Força Estática	Força de Impacto	Força Estática	Força de Impacto
8.0	35,27	2909,43	33,88	3492,67
10.0	22,77	1926,58	21,89	2222,44
12.0	15,12	1370,15	17,45	2213,87
14.0	11,69	1019,45	11,11	1292,83
16.0	8,43	868,98	8,08	1110,23
18.0	6,65	632,47	6,13	972,83
20.0	5,49	557,75	5,02	850,17
22.0	4,37	498,83	4,10	779,80
24.0	3,85	386,83	3,63	546,39
27.0	2,90	337,07	2,75	479,62
30.0	2,41	261,85	2,25	427,39
33.0	1,99	234,49	1,87	385,42
36.0	1,65	189,75	1,59	243,21
39.0	1,41	173,05	1,36	222,55

Desta forma, ao avaliar os valores obtidos com a equação modificada opta-se pelo parafuso M20, já que este garante para qualquer tipo de rosca uma tensão inferior a tensão de escoamento do material de 940 MPa. Para a força no corpo do parafuso, o valor de tensão dado pela Equação (4.25) é de 432 MPa para rosca grossa e 390 MPa para rosca fina, sendo também inferior a tensão de escoamento do material.

4.3.1. Escolha dos parafusos

Após os cálculos realizados, foi possível observar que a situação de impacto demanda mais dos parafusos, como esperado. Entretanto, o caso do impacto na estrutura foi realizado após as análises estáticas no software de Elementos Finitos com o parafuso M8 e por isso apresenta-se dois tipos diferentes de parafuso para o modelo. O M8 para o caso estático e o M20 para o caso de impacto. Esta mudança não apresenta riscos para a estrutura, pois os esforços suportados pelo M8 são facilmente suportados pelo M20 e por isso, não se alterou as simulações desenvolvida para a situação de esforço provenientes de forças estáticas aplicadas na plataforma superior.

4.3.2. Forças internas no parafuso

Com o parafuso determinado, é possível realizar os cálculos para determinar os esforços internos no parafuso e assim calcular o valor de tensão equivalente. A Figura 47 representa a convenção adotada para realizar os cálculos. As seguintes equações são para determinar a tensão equivalente no parafuso, para o caso explicado no DCL simplificado, na Figura 46.



Figura 47: Esforços internos no parafuso

$$V = R_p^x \Rightarrow V = 16,4 \text{ kN} \quad (4.35)$$

$$N = R_p^y \Rightarrow N = 105,5 \text{ kN} \quad (4.36)$$

$$M_z = R_p^x \cdot y \Rightarrow M_z = 16.400 \cdot 0,02 \Rightarrow M_z = 328 \text{ Nm} \quad (4.37)$$

Na equação (4.37), o valor adotado para y foi de 20 mm, por ser a metade do comprimento do parafuso, e por neste local se obter o maior momento fletor no componente.

Dessa forma, é possível simplificar o estado de tensão no parafuso com auxílio das expressões de flexão combinada em viga para obter o valor da tensão equivalente em seu ponto crítico, extremidade do parafuso, com as seguintes equações:

$$\sigma_x^M = -\frac{M_z \cdot y}{I_z} \quad (4.38)$$

$$\sigma_x^N = -\frac{N}{A} \quad (4.39)$$

$$\sigma_x = \sigma_x^N + \sigma_x^M \quad (4.40)$$

$$\tau_{xy} = \frac{V \cdot A_z}{I_z \cdot t} \quad (4.41)$$

onde:

I_z = Momento de Inercia da secção circular;

A_z = Momento Estático ($A_z = \bar{y} \cdot A^*$);

t = espessura da ligação.

$$\sigma_x^M = -\frac{328 \cdot 0,01}{\frac{\pi \cdot 0,01^4}{4}} \Rightarrow \sigma_x^M = 418 \text{ MPa} \quad (4.42)$$

$$\sigma_x^N = -\frac{105,9 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot 0,01^2} \Rightarrow \sigma_x^N = 336 \text{ MPa} \quad (4.43)$$

$$\sigma_x = \sigma_x^N + \sigma_x^M \Rightarrow \sigma_x = 754 \text{ MPa} \quad (4.44)$$

$$\tau_{xy} = \frac{16,42 \cdot 10^3 \cdot \frac{4 \cdot 0,01}{3\pi} \cdot \frac{\pi \cdot 0,01^2}{2}}{\frac{\pi \cdot 0,01^4}{4} \cdot 0,02} \Rightarrow \tau_{xy} = 69,7 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

A partir da equação abaixo obtém-se a tensão equivalente de Von Mises, no parafuso:

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\sigma_x^2 + 3 \cdot \tau_{xy}^2} \Rightarrow \sigma_{eq} = \sqrt{754^2 + 3 \cdot 69,7^2} \Rightarrow \sigma_{eq} = 763,1 \text{ MPa} \quad (4.46)$$

5. MODELO NUMÉRICO DO MECANISMO DE DESLOCAMENTO

A busca pelo aperfeiçoamento do projeto e identificação de possíveis falhas, levou ao desenvolvimento do estudo numérico. Por isso, com intuito de validar o modelo desenvolvido, iniciou-se o estudo pela comparação dos resultados encontrados analiticamente, no Capítulo 4, com os resultados numéricos. E posteriormente, verificação do erro relacionado a simplificação do problema ao se utilizar o método de elementos finitos.

Conforme visto anteriormente, o método de elementos finitos é uma forma de discretizar uma determinada geometria em vários elementos de menor tamanho, para que problemas complexos, como cálculos de deslocamento, deformação e tensão possam ser resolvidos através de equações mais simples para domínios menores.

Desta forma, ao se utilizar equações mais simples para cada elemento da geometria há um erro relacionado, que pode ser diminuído conforme a malha formada é refinada nas regiões de maior variação de gradiente. A busca por valores mais próximos dos valores analíticos leva a consecutivos refinamentos de malha, o que exige um maior poder computacional, em virtude do aumento do número de elementos no modelo ao se diminuir suas dimensões nas regiões de interesse. Logo, deve-se verificar a necessidade desta melhoria, pois a tendência é que o número de elementos cresça, enquanto a variação dos resultados tenda a permanecer constante. Por isso, ao se obter uma variação nos resultados inferior a 2%, conclui-se que o resultado convergiu para uma resposta adequada ao modelo desenvolvido, evitando o desperdício de tempo e poder computacional.

O estudo iniciou-se pela tentativa de abrir o modelo desenvolvido no software SolidWorks, no Software da ANSYS, através da conversão do arquivo do SolidWorks para o formato “.IGES”, entretanto, devido à complexidade do modelo desenvolvido no SolidWorks ocorreram alguns erros ao abri-lo no ANSYS, por isso, viu-se a necessidade de criar um modelo simplificado.

Consequentemente, optou-se pela utilização do SpaceClaim, ferramenta mais apropriada para modelagem do conjunto estudado, por ser a ferramenta de modelagem desenvolvida pela ANSYS, o que permite a compatibilidade perfeita entre as ferramentas utilizadas no estudo.

Observou-se dois cenários importantes a serem estudados, o primeiro, quando o mecanismo de deslocamento está em operação e no estado mais crítico, ou seja, quando o banco se encontra com carga máxima, totalmente deslocado para fora e sem o apoio da base sobre

rodas, exatamente como estudando no capítulo 4. Já o segundo, quando o mecanismo está em posição de viagem e submetido a esforços provenientes de uma colisão traseira. Por isso, desenvolveu-se modelos diferentes para cada caso, uma vez que o posicionamento do mecanismo se altera em cada situação.

5.1. Modelagem do primeiro caso

O primeiro caso, tem o intuito de comparar os resultados obtidos analiticamente, na análise de tensões atuante nas plataformas de deslocamento, com os resultados encontrado pelo método de elementos finitos. Por isso, é de extrema importância reproduzi-los do mesmo modo.

A confecção do modelo, iniciou-se pela elaboração das peças em elemento do tipo sólido (tridimensional), entretanto, após o desenvolvimento parcial do estudo, observou-se a possibilidade de se utilizar elementos mais simples, como o tipo casca (bidimensional) na construção do modelo. Entretanto, visto que este trabalho tem o intuito de aperfeiçoar o desenvolvimento acadêmico, optou-se por comparar os resultados obtidos entre ambos os modelos.

Por isso, apresenta-se separadamente cada tipo de modelo, e posteriormente, ao analisar as simulações, apresentar as vantagens e as desvantagens de cada caso, além de expor as dificuldades de desenvolvimento ao se optar por modelos mais complexos.

5.1.1. Modelagem em elemento tridimensional

Como mencionado, a modelagem do primeiro caso iniciou pela confecção de todas as peças em elemento tridimensional, e posterior montagem do conjunto no SpaceClaim, conforme Figura 48.

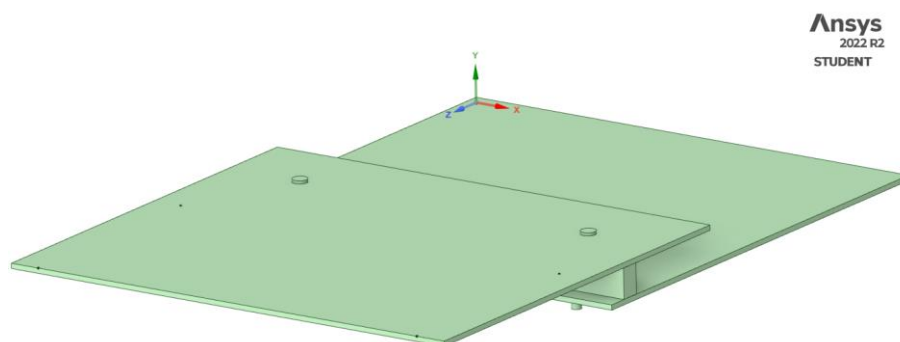


Figura 48: Modelo sólido (elementos tridimensionais)

A partir do desenvolvimento do modelo no SpaceClaim, inicializa-se o software Worbench, que é a interface responsável por realizar a conectividade entre os programas utilizados pela ANSYS.

Dentro do software, observou-se a análise estática como a mais adequada, uma vez que desconsidera qualquer efeito de impacto, e deslocamento durante o movimento do banco ao longo da plataforma superior. Após a escolha do tipo de análise, carrega-se o modelo na aba geometry.

Posteriormente ao carregamento do modelo, abre-se o software Mechanical, através da aba model, ao iniciá-lo, o modelo desenvolvido no SpaceClaim é carregado no programa, o que possibilita definir as condições de contorno, gerar a malha, e incluir quais estudos serão feitos na simulação.

5.1.1.1. Condições de contorno

Optou-se por iniciar o desenvolvimento da simulação no Mechanical, pela definição das condições de contorno do problema, já que para o sucesso da simulação, é preciso defini-las de forma a retratar o mais próximo possível a realidade do problema.

Entretanto, deve-se adotar algumas simplificações de modo a facilitar o desenvolvimento da simulação, sem que os resultados sejam prejudicados. Deste modo, devido as características simétricas tanto de geometria, quanto do carregamento, observou a possibilidade de aplicar simetria ao modelo estudado, através da aplicação da restrição de movimento na seção transversal do apoio e das plataformas superior e inferior, impedindo assim, o deslocamento e deformação no eixo x, conforme Figura 49. Os benefícios da aplicação de simetria ao modelo serão abordados no item 5.1.1.2.

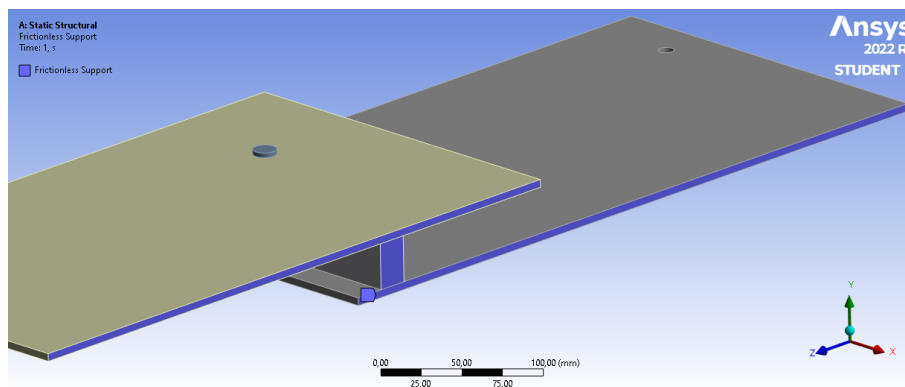


Figura 49: Restrição de movimento para condição de simetria

Após análise analítica do problema no capítulo anterior, observou-se que um lado da plataforma inferior sofre esforço de compressão e no outro esforço de tração, por isso, concluiu-se que a melhor forma de restringir os movimentos do conjunto seria com a aplicação de duas restrições de Fixed Support. A primeira, na região de contato entre a plataforma inferior e o trilho de deslocamento do assento (direito), e a segunda, na parte superior da plataforma inferior, região de contato com a cabeça do parafuso, assim como na Figura 50.

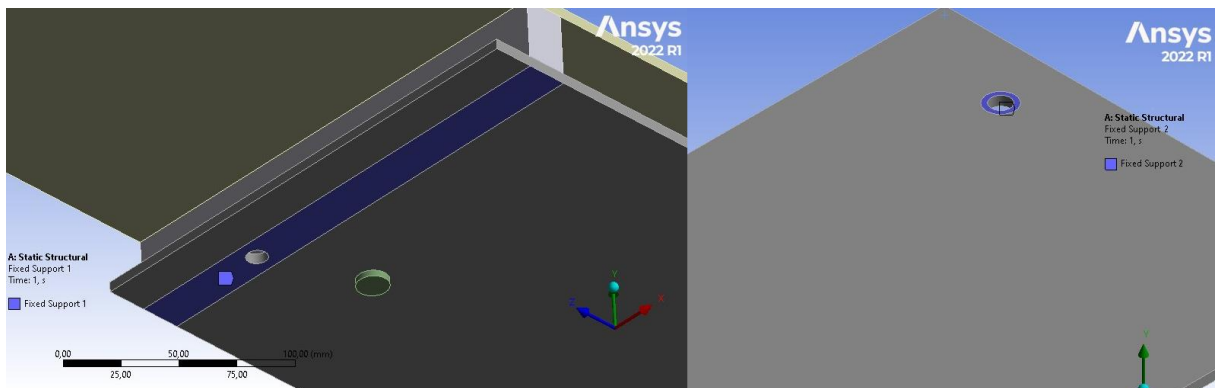


Figura 50: Regiões de ancoragem da plataforma inferior

Entretanto, por se considerar pequena influência da área do furo, contido dentro do fixed support 1 (figura da esquerda), e da área de aplicação do fixed support 2 (figura da direita), optou-se pela simplificação destas restrições, ao se desconsiderar o furo na plataforma inferior, contido no dentro do fixed support 1 e ao se aplicar o fixed support 2, na lateral do outro furo, conforme Figura 51.

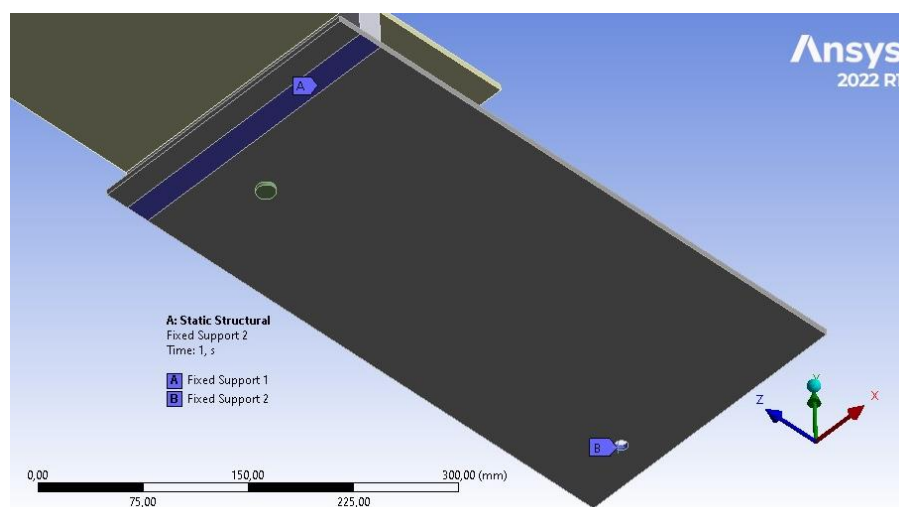


Figura 51: Restrições de movimento aplicadas ao modelo sólido simétrico

Dando continuidade ao estudo, é necessário aplicar o carregamento ao qual o modelo está sujeito. Logo, conforme visto anteriormente, este estudo é realizado no ponto mais crítico, ou seja, quando o banco está apoiado sobre a extremidade da plataforma superior e com carga de operação máxima, que neste caso é de 120 kg. Com isso, tem-se a distribuição igualitária entre os quatro pontos de apoio, porém devido a condição simétrica, aplica-se somente o carregamento em dois pontos da plataforma superior, representados no modelo por duas forças de 295N, conforme Figura 52.

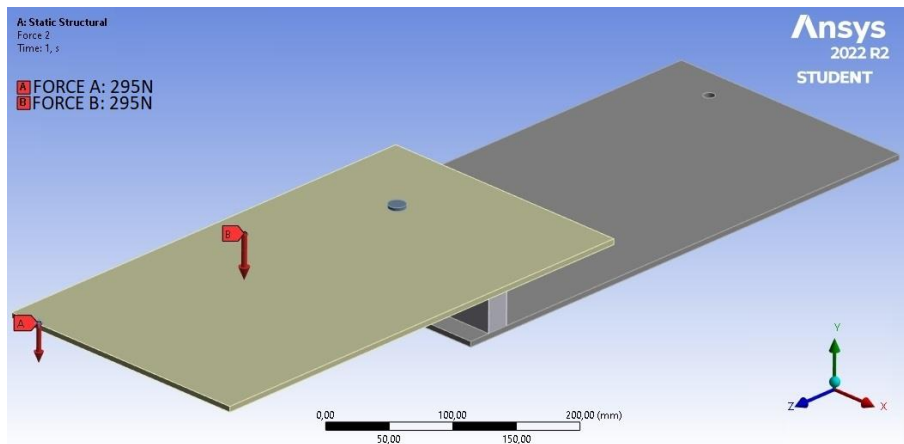


Figura 52: Pontos de aplicação de carregamento

Outro fator que deve ser observado em simulações com múltiplas peças, são as áreas de contato entre elas, pois caso não se estabeleça o contato correto entre cada componente, podem ocorrer erros, devido a deslocamento que não são transmitidos de forma correta entre cada peça do conjunto. Neste caso, identificou-se quatro áreas de contato, observadas na Tabela 10.

Tabela 10: Áreas de contato entre as peças

Contatos	Peça 1	Peça 2
Contato 1	Face Superior do Apoio	Face Inferior Plat. Superior
Contato 2	Face Inferior do Apoio	Face Superior Plat. Inferior
Contato 3	Face Superior Plat. Superior	Cabeça Superior Parafuso
Contato 4	Face Inferior Plat. Inferior	Cabeça Inferior Parafuso

Em muitos casos, o próprio software reconhece as áreas de contato, entretanto, é aconselhável verificar se todos os contatos foram identificados, e determinados com o tipo de contato correto. Neste caso, optou-se pelo contato denominado “bonded” para todas as áreas de contato, que determinar áreas de contato como totalmente interligadas.

5.1.1.2. Desenvolvimento das malhas nos modelos sólido

A geração da malha pode ser feita tanto de forma automática no software, quanto de modo manual, através de algumas determinações como: número de divisões nas arestas, tamanho máximo do elemento, ou até mesmo a determinação do tipo predominante de elemento na peça. Embora, a geração de malha manual possa parecer mais interessante, em muitos casos o software gera uma malha mais otimizada, e por isso, convém iniciar o desenvolvimento da malha pelo método automático, e posteriormente, adicionar refinamentos que possam melhorá-la, quando possível. Deste modo, nota-se a malha de elementos gerada automaticamente pelo software, conforme Figura 53:

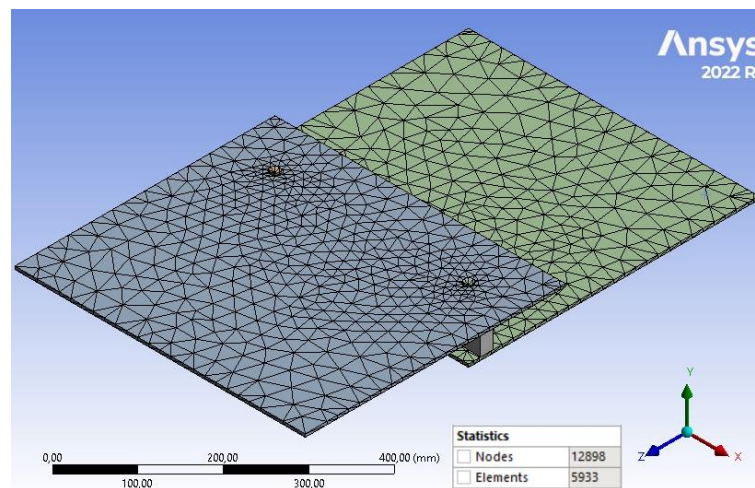


Figura 53: Malha automática gerada para modelo sólido

A malha formada no conjunto de cinco peças, e é composta por 12.898 nós e 5.933 elementos, e destaca-se na Tabela 11 a quantidade de nós e elementos em cada peça.

Tabela 11: Número de elementos por peça modelo sólido

Peça	N° de nós	N° de elementos
Plat. Inferior	5.803	2.664
Plat. Superior	5.959	2.814
Apoio	188	15
Parafuso 1	474	220
Parafuso 2	474	220
Total:	12.898	5.933

Embora, esta malha tenha sido gerada automaticamente, apresenta uma quantidade elevada de elementos, algo que demanda atenção, uma vez que versões estudiantis apresentam limitações de 128.000 nós, além de quanto maior o número de nós, maior é o esforço computacional para executar a simulação. Por isso, buscar simplificar o modelo e reduzir o número de elementos é recomendado para aprimorar a análise, pois após os consecutivos refinamentos de malha necessários na análise de convergência, esta limitação pode ser facilmente atingida e impedir a convergência do modelo, ou pelo menos contribuir diretamente para redução do esforço computacional, e tempo gasto na simulação.

Deste modo, devido as condições de simetria tanto para geometria, quanto para as condições de contorno e de carregamento do problema estudado, observou-se a possibilidade de realizar a simulação em apenas metade do modelo. Portanto, através da ferramenta Split body do Software SpaceClaim, removeu-se metade do modelo desenvolvido e realizou-se uma nova geração da malha em apenas metade do conjunto, conforme Figura 54. Composta por 5.321 nós e 2.465 elementos, uma redução expressiva que justifica a aplicação de técnicas de simplificação do modelo, quando possível.

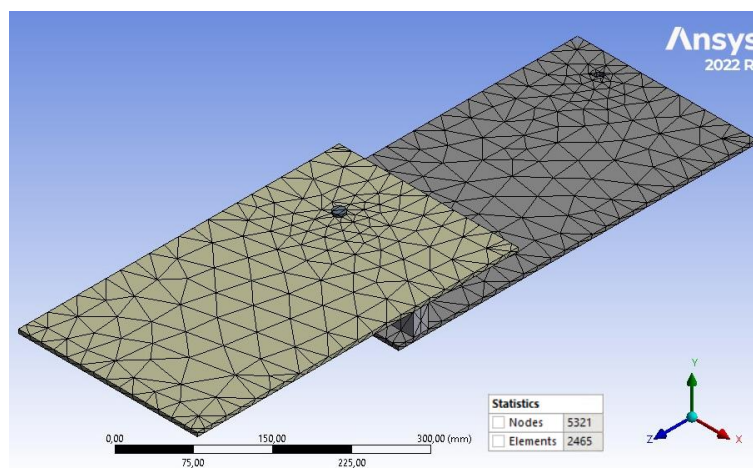


Figura 54: Malha automática gerada para modelo sólido simétrico

Embora, a quantidade de elementos na malha influencie, e leve a simulação a apresentar resultados mais próximos dos analíticos, outro fator a ser considerado é a qualidade dos elementos. Deste modo, observa-se a qualidade dos elementos desta malha na Figura 55, a partir da razão de aspecto, que considera a geometria do elemento, de modo que quanto mais próximo de a razão for de um melhor é a qualidade do elemento.

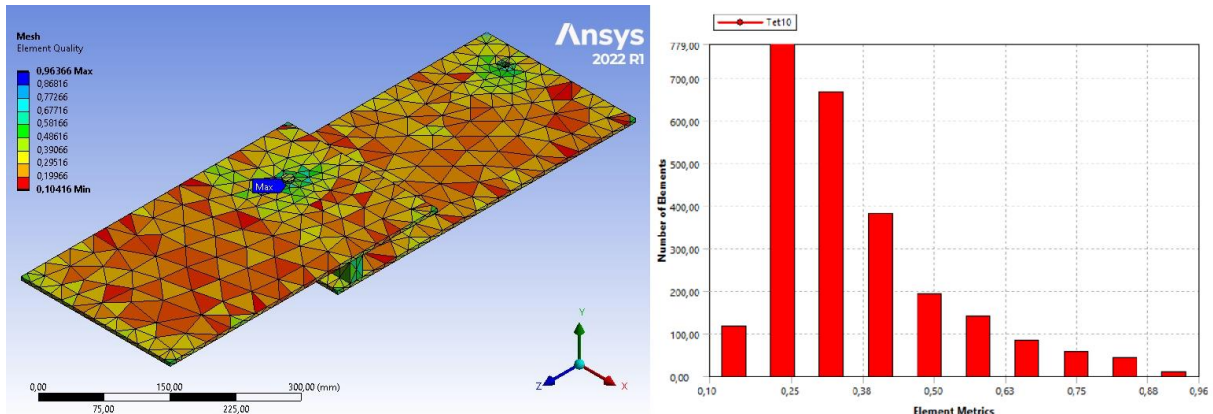


Figura 55: Qualidade da malha automática no modelo sólido simétrico

A partir da Figura 55, observa-se que a malha gerada pelo software é predominantemente composta por elementos tetraédricos de baixa qualidade. Algo que pode prejudicar a simulação ou mostrar resultados incorretos, uma vez que elementos de baixa qualidade possuem uma baixa razão de aspecto, com elementos muito distorcidos, que podem apresentar problemas de rigidez com maior facilidade.

Embora, a péssima qualidade dos elementos não impeça a realização da simulação, pode gerar resultados incorretos. Por isso, optou-se por realizar refinamentos manuais na malha, em busca de elementos com melhor qualidade e verificar se tal refino resultará em um resultado mais próximo do analítico.

O refino de malha pode ser realizado de diversas formas, contudo, neste caso observou-se que somente a redução do tamanho do elemento já seria suficiente para refiná-la na região de interesse. Por isso, aplicou-se o refino somente na plataforma superior, uma vez que as demais peças do conjunto não sofrem grandes esforços, e consecutivamente não apresentam grandes variações de gradiente. Deste modo, utilizou-se o refino denominado como “body sizing”, reduzindo os elementos com tamanho inicial de aproximadamente 40 mm, para 10 mm (Figura 56).

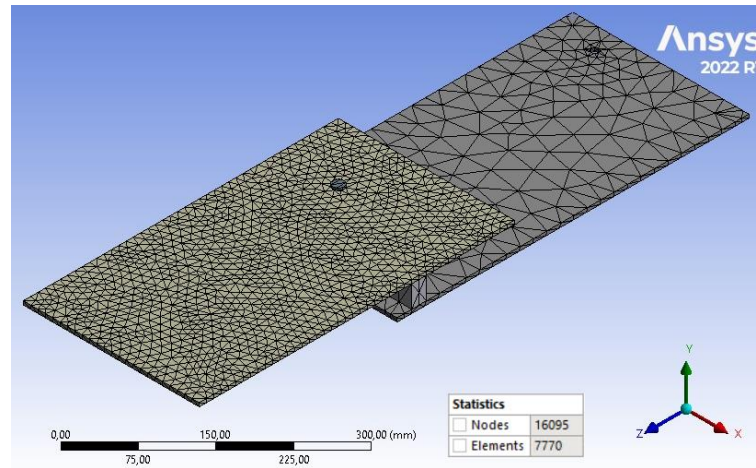


Figura 56: Malha refinada para tamanho de elemento de 10 mm

Observa-se na figura acima, que ao diminuir o tamanho do elemento, aumenta-se a densidade de elementos na plataforma superior, o que resulta em 10.774 nós e 5.305 elementos a mais na plataforma superior, quando comparado com a malha inicialmente gerada pelo software. Por consequência, ao se aumentar o número de elementos no modelo, observa-se o aumento de elementos com maior qualidade, e consequentemente, o deslocamento do gráfico para direita, com elementos mais próximos a um, conforme Figura 57.

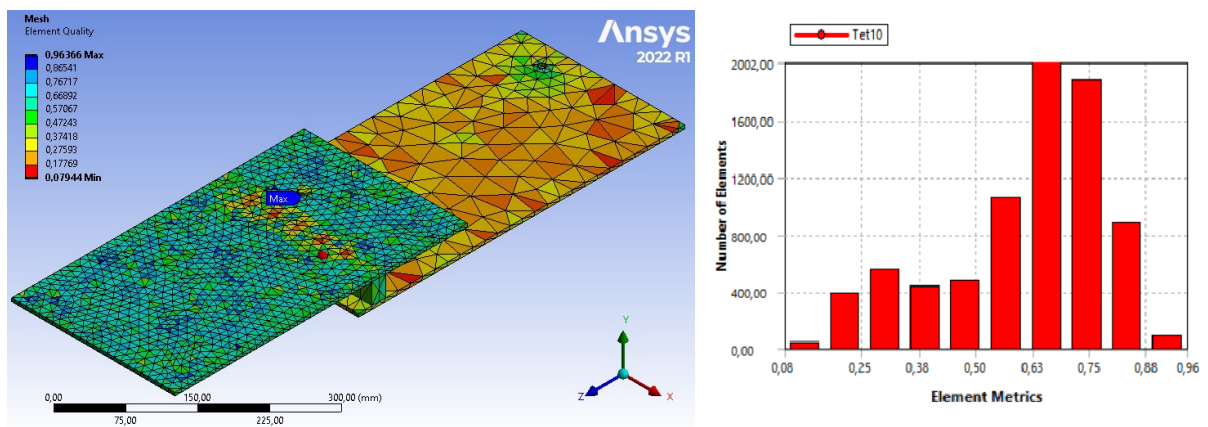


Figura 57: Qualidade da malha no modelo sólido simétrico com elemento de 10 mm

Desta forma, comprova-se que o refinamento da malha promove a melhoria na qualidade dos elementos. Entretanto, este refino deve ser muito bem ponderado, pois malhas com muitos elementos podem gerar dificuldades de convergência ou até mesmo erros relacionados ao pequeno tamanho do elemento.

Com a determinação das condições de contorno e da malha a ser utilizada no estudo, conclui-se a fase de pré-processamento e pode-se executar a simulação.

5.1.1.3. Simulação modelo sólido

Com as condições de contorno e malha definidas conclui-se a etapa de pré-processamento, e pode-se executar a simulação nos modelos desenvolvidos. Deste modo, tem-se dois modelos sólidos a serem analisados. O primeiro, é o modelo em elemento tridimensional com refino automático de malha e o segundo, o mesmo modelo, mas com refino manual de tamanho de elemento, reduzindo o elemento da plataforma superior para o tamanho máximo de 10 mm.

O software apresenta uma gama variada de estudos que podem ser realizados na simulação, por isso, é preciso especificar quais estudos serão feitos. Desta forma, com intuito de comparar ao resultado analíticos com os numéricos optou-se por realizar a análise da tensão equivalente de Von Mises.

Deste modo, observa-se nas figuras abaixo, o resultado preliminar encontrado para tensão equivalente de Von Mises para cada caso, visto que este resultado é encontrado ao executar a simulação pela primeira vez.

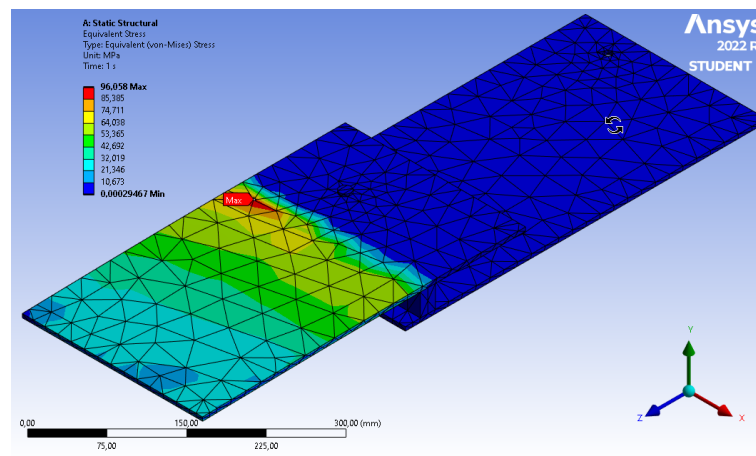


Figura 58: Tensão de Von Mises primeiro caso, modelo sólido (96,06 MPa)

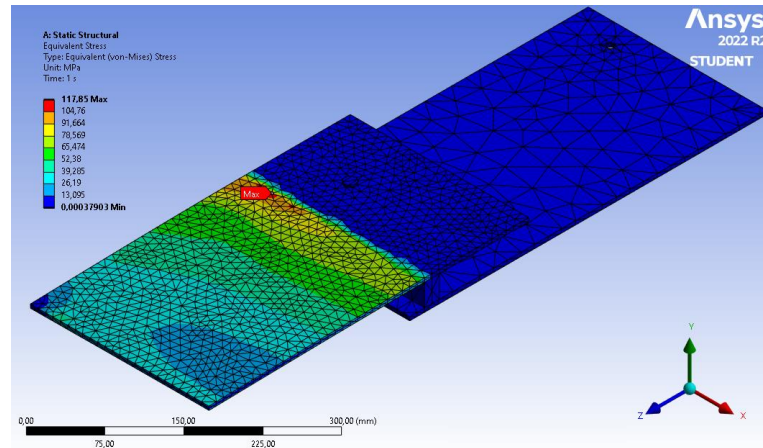


Figura 59: Tensão de Von Mises segundo caso, modelo sólido (117,85 MPa)

A partir das Figura 58 e Figura 59, observa-se os primeiros resultados para a tensão equivalente de Von Mises, 96,06 MPa, para modelo sólido com malha automática, e 117,85 MPa, no para o modelo com refino de malha, variação grande que se justifica pela utilização de elementos de baixa qualidade.

Entretanto, com a obtenção do primeiro resultado para análise de tensão equivalente de Von Mises no Software, pode-se incluir a análise de convergência ao estudo. Desta forma, observa-se a tensão para os dois modelos, após convergência nas figuras abaixo:

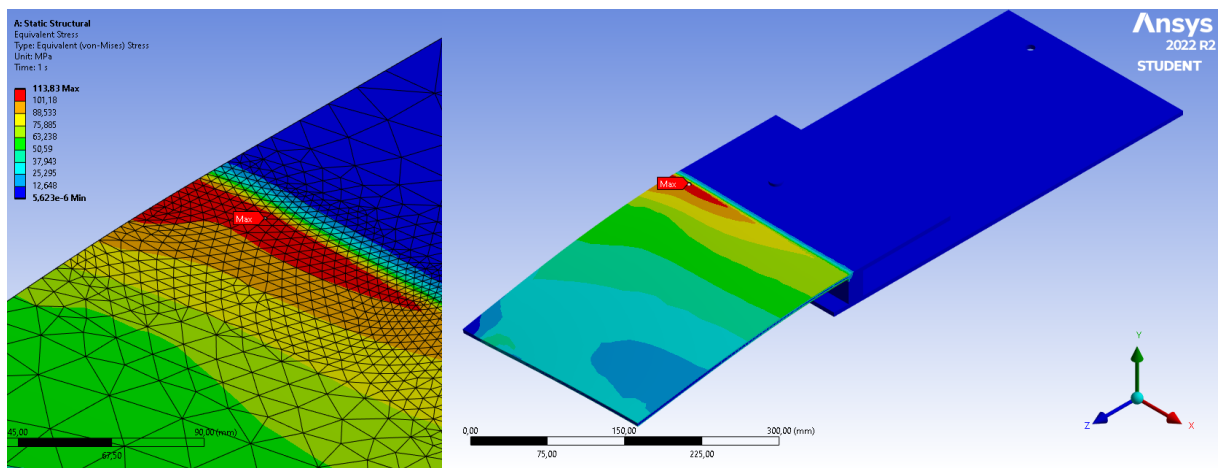


Figura 60: Tensão de Von Mises convergida no primeiro caso, modelo tridimensional (113,83 MPa)

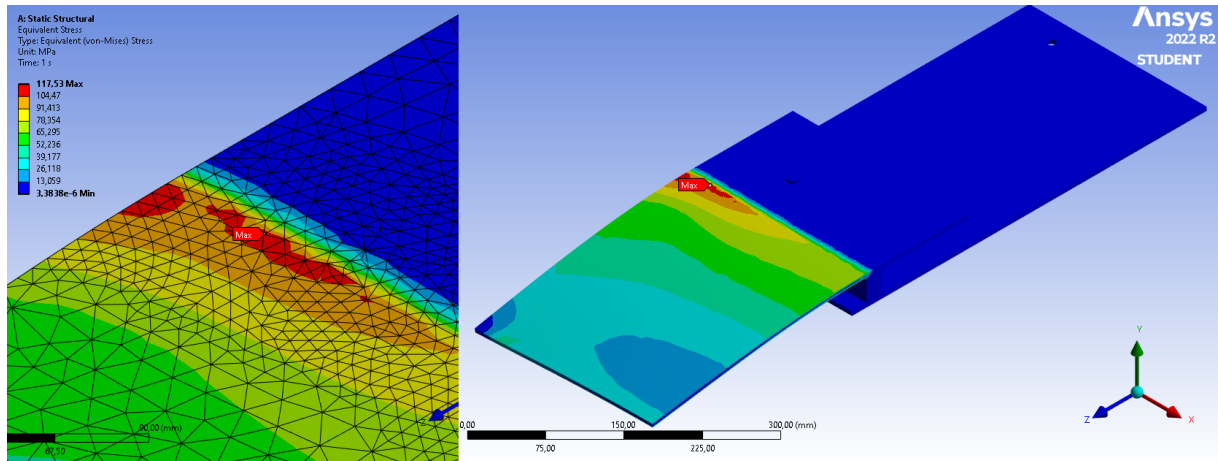


Figura 61: Tensão de Von Mises convergida no segundo caso, modelo tridimensional (117,53 MPa)

A partir das Figura 60 e Figura 61, observa-se que a análise de convergência atingiu resultados muito próximos, variando de 113,83 MPa no primeiro modelo, para 117,53 MPa, no segundo modelo. O que comprova a eficácia da análise de convergência em se obter resultado mais fidedignos, pois mesmo com a utilização de uma malha com uma baixa qualidade de elemento, obteve-se resultado próximo após a análise de convergência, resultando em uma divergência inferior a 5%.

Entretanto, apesar de ter se obtido resultados semelhantes após a análise de convergência, observa-se nos gráficos das Figura 62 e Figura 63, que para este modelo, ao se adotar um refino manual de malha alcançou-se uma convergência mais fácil, pois não foi preciso realizar vários processos de convergência, que é automatizado pelo software, e aplica refinamentos nas regiões de variação de gradiente.

Deste modo, a utilização de elementos inadequados e malhas com baixa qualidade interferem diretamente no processo de convergência, uma vez que para atingir resultado semelhante é preciso elevar muito o número de elementos, pois outras regiões com variação de gradiente também são refinadas, o que contribui diretamente no tempo e esforço computacional da simulação.

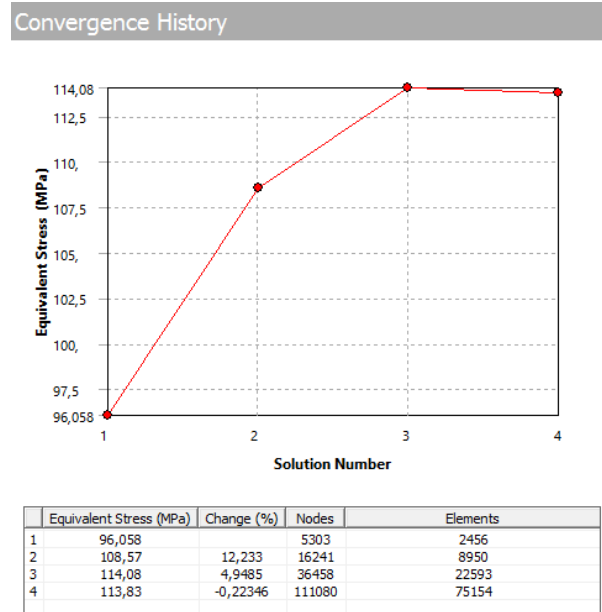


Figura 62: Gráfico de tensão equivalente após análise de convergência do primeiro modelo tridimensional

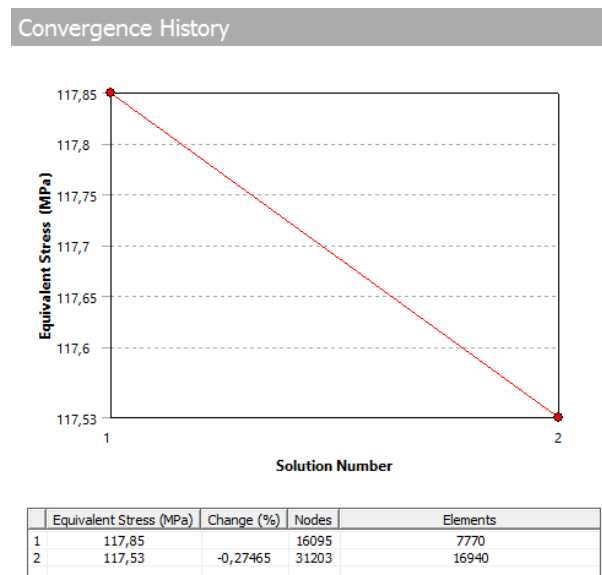


Figura 63: Gráfico de tensão equivalente após análise de convergência do segundo modelo tridimensional

5.1.2. Modelagem em elemento bidimensional

Inicia-se o desenvolvimento do modelo bidimensional, ao se utilizar a função Midsurface do Software SpaceClaim no modelo tridimensional, aplicando-a no apoio e nas plataformas inferior e superior, para se obter a superfície média destas peças. Devido a isto, é necessário fazer a movimentação delas, a fim de reestabelecer o contato, pois com esta conversão alterou-se o posicionamento entre elas.

Restabelecido o contato entre as peças, conclui-se o desenvolvimento do novo modelo, conforme Figura 64, composto por três peças em elementos do tipo casca, e o parafuso de união das chapas em elemento sólido, já que para simplificá-lo, seria necessário a utilização de elementos do tipo barra (unidimensionais), entretanto, a utilização deste tipo de elemento na simulação impediria a função de convergência automática no modelo.

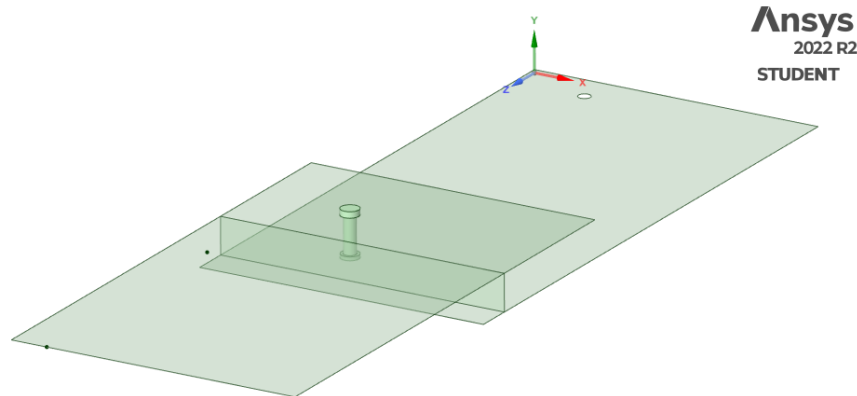


Figura 64: Modelo casca (elemento bidimensional)

A partir deste modelo, realiza-se o desenvolvimento da análise de forma análogo ao modelo sólido, com a aplicação das condições de contorno do problema e a geração de malha, no Software Mechanical.

5.1.2.1. Condições de contorno

Prosseguindo com o estudo, inicia-se a definição das condições de contorno no modelo pela determinação das restrições de movimento do conjunto, por meio da aplicação de duas restrições de fixed suport. Sendo o fixed suport 1, aplicado na aresta inferior da superfície que representa a peça denominada com Apoio, e o fixed suport 2, aplicado no furo responsável pela fixação da plataforma inferior ao trilho de deslocamento do banco veicular, conforme Figura 65.

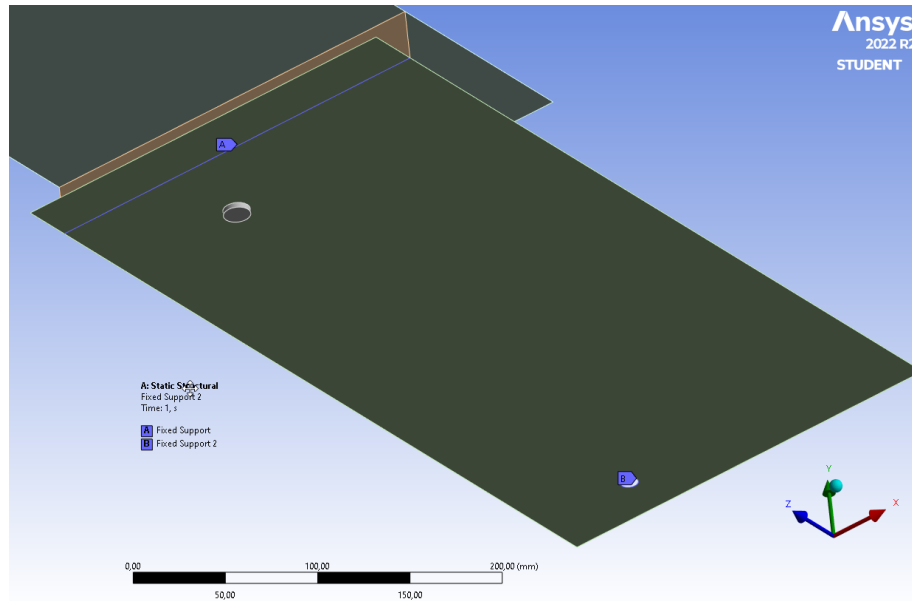


Figura 65: Restrições de movimento modelo bidimensional simétrico

Do mesmo modo que no modelo simétrico anterior, para se definir as condições de contorno corretamente, é preciso realizar as restrições de movimento e representar a simetria da peça dentro do software. Porém, devido aos elementos bidimensionais possuírem seis graus de liberdade, se faz necessário aplicação de duas restrições de movimento no de plano de simetria. Sendo a primeira, com a finalidade de impedir o deslocamento perpendicular ao plano de simetria, ou seja, impedir o deslocamento no eixo x, por isso, utilizou-se a restrição displacement. Já a segunda restrição, tem a finalidade de impedir a rotação nos demais eixos, por isso utilizou-se a restrição de fixed rotation nos eixos Y e Z, conforme Figura 66.

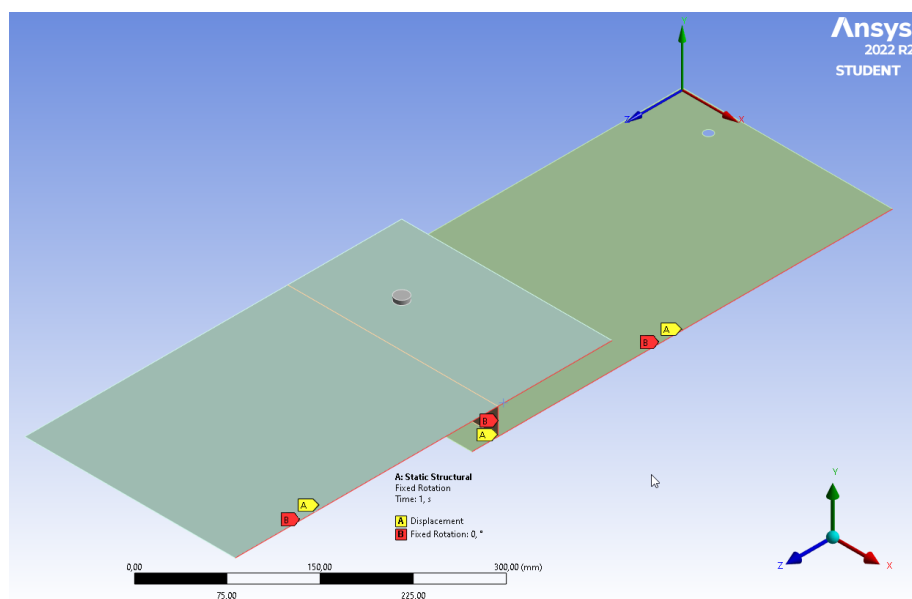


Figura 66: Restrições simétricas aplicadas ao modelo bidimensional simétrico

Após a definição das restrições de movimento e de simetria, aplica-se duas forças de 295N ao qual o modelo está sujeito, conforme Figura 67.

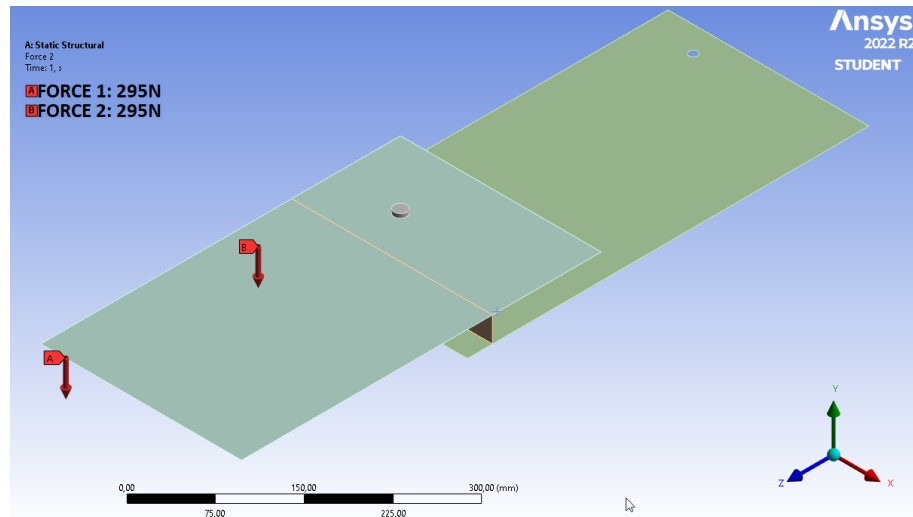


Figura 67: Pontos de aplicação das forças no modelo simétrico

Para concluir as condições de contorno do problema, é preciso verificar as áreas de contato entre as peças deste modelo. Desta forma, foi feita a verificação e definição de todos os contatos como bonded, e pelas regiões de contato serem as mesmas dos modelos sólidos apresentados no tópico 5.1, não se viu a necessidade de confeccionar uma nova tabela, conforme Tabela 10.

5.1.2.2. Desenvolvimento da malha

Com a conclusão das definições de contorno do problema, gera-se a malha automaticamente (Figura 68).

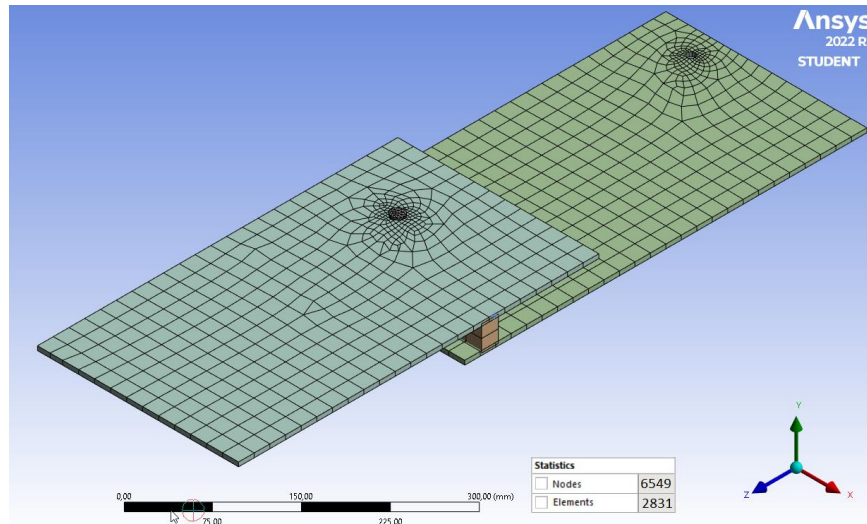


Figura 68: Malha automática gerada para modelo bidimensional simétrico

A malha formada neste modelo apresenta quantidade de elementos próxima ao modelo sólido simétrico, sendo composta por 6.549 nós e 2.831 elementos. Observa-se na Figura 69, o gráfico com as características e qualidade dos elementos, os quais se apresentam em grande parte como elementos de alta qualidade, além de se dividir em três tipos, os tetraédricos, nas peças confeccionadas em elemento sólido, em vermelho, e os triangulares e quadrangulares, nas peças confeccionadas em elemento casca, em azul e amarelo respectivamente.

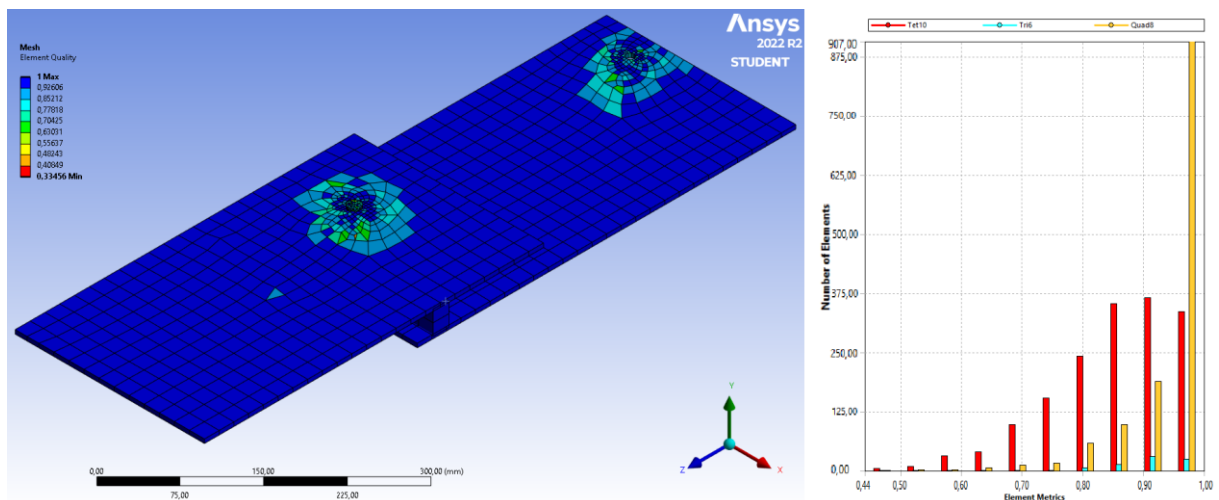


Figura 69: Qualidade da malha do modelo com elementos bidimensionais

Portanto, levando em consideração a razão de aspecto, obteve-se uma qualidade de malha elevada, apenas com a geração de malha automática, e por isso, não foi implementado refinamentos de malha manuais e concluiu-se o desenvolvimento deste modelo e a fase de pré-processamento e apresenta-se os resultados da simulação no próximo tópico.

5.1.2.3. Simulação modelo casca

Com a etapa de pré-processamento concluída, executa-se a simulação no modelo bidimensional da mesma forma que no caso anterior, com o intuito de comparar ao resultado analíticos com os numéricos, observa-se na Figura 70, a primeira tensão equivalente de Von Mises de 122,79 MPa, para o modelo bidimensional.

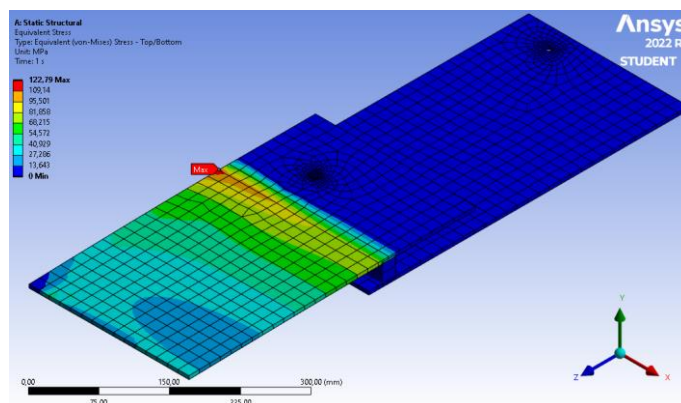


Figura 70: Tensão equivalente de Von Mises, modelo bidimensional (122,79 MPa)

A partir da obtenção deste resultado inicia-se a análise de convergência no modelo, alcançando após convergência, a tensão equivalente de Von Mises de 125,95 MPa, conforme Figura 71 e gráfico de convergência na Figura 72.

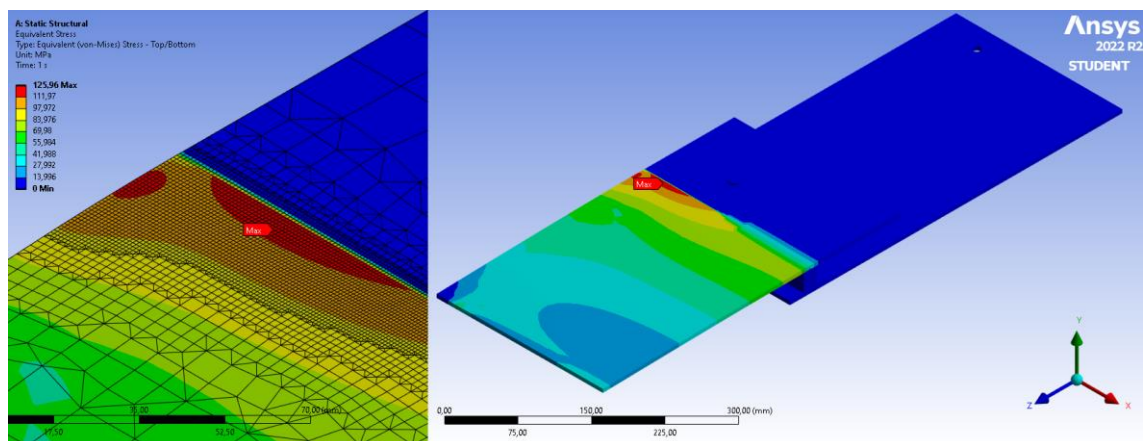


Figura 71: Tensão de Von Mises após convergência no modelo bidimensional (125,95 MPa)

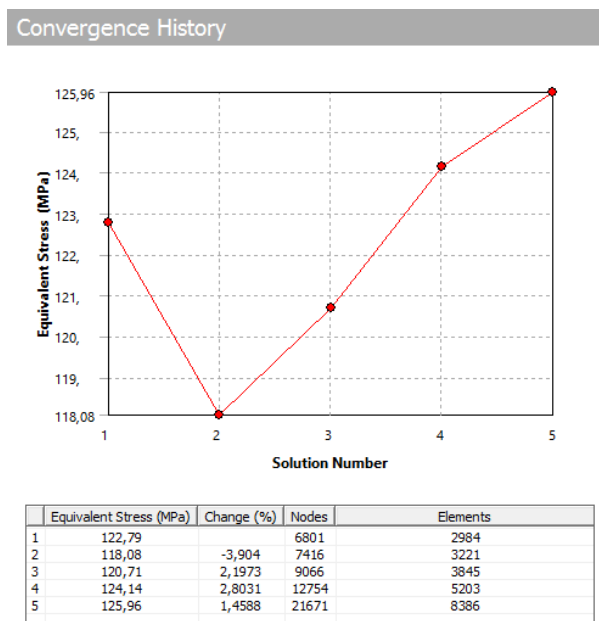


Figura 72: Gráfico de tensão equivalente após análise de convergência modelo com elementos bidimensionais

5.1.3. Resultados

A partir das simulações realizadas neste capítulo, pode-se realizar um comparativo entre os modelos analíticos e numéricos, assim como para os modelos tridimensionais e bidimensional desenvolvidos.

A tensão equivalente máxima obtida através do modelo analítico é de 142,19 MPa, enquanto os valores obtidos através da análise numérica e de 117,53 MPa para o modelo tridimensional enquanto para o modelo bidimensional é de 125,96 MPa, o que resulta no erro de aproximadamente 21% e de 12% respectivamente, ao se utilizar o método de elementos finitos.

Entretanto, cabe ressaltar que isto não significa que o modelo tridimensional seja pior, pois existem outros fatores além da qualidade da malha que interferem na precisão da resposta. Neste caso, o desempenho inferior se justifica devido à comparação de elementos triangulares no modelo sólido, com elementos quadrangulares no modelo casca. Sendo está uma limitação do modelo sólido desenvolvido, pois não se conseguiu desenvolver uma malha com elementos quadriláteros.

A malha formada nos dois primeiros modelos foi confeccionada com elemento tetraédricos, que são polígonos formados a partir de faces triangulares, que são mais rígidas e não representam tão bem os valores de tensão e deformação, quando comparado com os

polígonos ou elementos de quatro vértices (BENZLEY, 1995).

Deste modo, ao se utilize elementos triangulares em uma análise, necessitasse de uma malha em elementos finitos mais refinada, a fim de se obter resultados equivalentes aos obtidos com o uso de uma malha com elementos quadriláteros (WESTIN, 2015).

5.2. Modelagem do segundo caso

A busca pela identificação de possíveis falhas em uma colisão traseira, levou ao início do estudo do segundo caso, pois nesta situação, o ocupante do veículo tende a se deslocar para trás, exercendo uma força no encosto do banco, e por consequência, a transmitindo para o mecanismo desenvolvido. Por isso, este estudo tem o objetivo de propor melhorias não observadas nos dispositivos comercializados, ou até mesmo no modelo desenvolvido, a fim de garantir uma maior segurança aos usuários deste equipamento.

Há de se convir, que uma análise dinâmica seria mais adequada para o estudo de colisão, uma vez que para realizar uma simulação adequadamente seria necessário um estudo aprofundado da colisão do ocupante contra o encosto do banco, analisando-o em um intervalo de tempo, do carregamento até o descarregamento da estrutura, além de detalhamento completo de todos os componentes presentes na simulação, pois devido a interligação destes, apresentam papel fundamental nos resultados encontrados.

Porém, o desenvolvimento de uma simulação deste porte demandaria muito tempo de estudo, além de uma máquina com grande desempenho computacional, e devido as limitações de projeto não se justificaria. Dentre as quais, observa-se a necessidade de confeccionar peças que não compõem o escopo deste projeto como um grande limitador para executar a simulação, pois o desenvolvimento de qualquer tipo de simulação sem o adequado dimensionamento do assento veicular representa um grande entrave na obtenção de uma solução próxima ao caso real, visto que sua estrutura absorve parte dos esforços provenientes de uma colisão, e contribui diretamente para o resultado da simulação.

A adaptação das plataformas de deslocamento entre o trilho do banco e o assento veicular, é uma situação que não é convencional e apesar da norma ABNT – NBR 15283, estipular algumas formas de ensaiar os sistemas de ancoragem, encosto do banco e de cabeça ela não estipula critérios específicos, como cargas e o seu posicionamento, mas sim o procedimento que deve ser adotado, ao realizar o ensaio mecânico do conjunto como um todo. Neste procedimento, utiliza-se pêndulos e artifícios para exercer uma aceleração no conjunto

com o intuito de simular o impacto na estrutura.

Logo, devido às limitações de projeto e a impossibilidade de desenvolvimento de ensaios de acordo com a norma, optou-se por uma abordagem mais simples ao se representar o banco veicular como uma chapa (Figura 73), de modo que a rigidez desta chapa permita transmitir grande parte da força aplicada no encosto do assento, para o mecanismo de deslocamento, ao se adotar esta abordagem de transmitir para o sistema de deslocamento os esforços provenientes de uma força de impacto no assento, converte-se o problema de impacto de forma dinâmica, para um problema simplificado estático equivalente, de modo a facilitar a análise no software através da aplicação desta força na chapa.

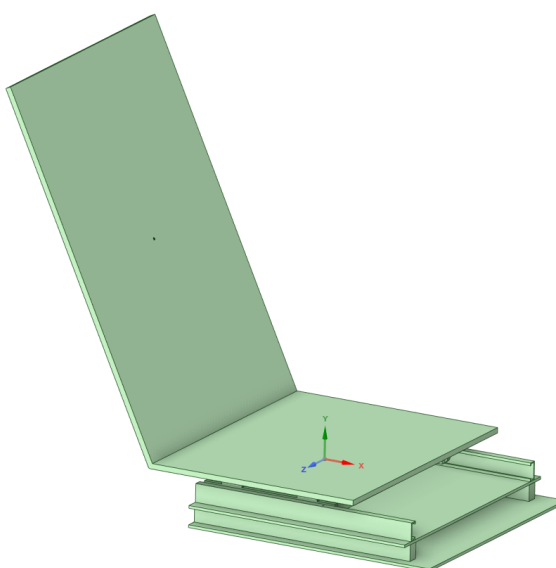


Figura 73: Modelo desenvolvido no SpaceClaim para segundo caso

Logo, devido a limitação imposta pela ausência do detalhamento do assento veicular, foi preciso desenvolver um modelo simplificado para executar o estudo de uma colisão no mecanismo desenvolvido. Possibilitando, a identificação de possíveis pontos de falhas, melhorias, além de verificar se este mecanismo e os demais comercializados são seguros para os usuários em uma eventual colisão. Logo, para a simplificação dos cálculos no modelo e para determinar a força equivalente no encosto do banco simplificado, adotou-se a simplificação do assento para uma chapa engastada e com força de impacto, sendo aplicada no centro dela.

Com isso, adotou-se a hipótese de um impacto a 60 km/h, do ocupante de 100 kg contra o encosto do assento veicular. Este estudo foi realizado de acordo com o método de energia, utilizando o modelo simplificado de impacto em estruturas lineares elásticas, para ser determinar a carga de impacto equivalente (F_I) proveniente de uma colisão, através das equações dadas pelo Hibbeler (2010) abaixo:

$$\frac{1}{2}m.v^2 = \frac{1}{2}K.\delta^2 \quad (5.1)$$

$$\delta = \frac{P.L^3}{3.E.I} \Rightarrow P = \left(\frac{3EI}{L^3}\right).\delta \quad (5.2)$$

$$K = \left(\frac{3EI}{L^3}\right) \quad (5.3)$$

$$\frac{1}{2}m.v^2 = \frac{1}{2}K.\delta^2 \Rightarrow \delta_1^2 = \frac{m.v^2}{K} \Rightarrow \delta_1 = \sqrt{\frac{m.v^2}{K}} \quad (5.4)$$

$$F_I = K.\delta_1 = K.\sqrt{\frac{m.v^2}{K}} = \sqrt{\frac{K^2.m.v^2}{K}} = \sqrt{m.K.v^2} \quad (5.5)$$

$$F_I = F_{\max} = \sqrt{m.K.v^2} \quad (5.6)$$

onde:

F_I = Força de impacto equivalente;

K = Rigidez da estrutura;

h = Distância entre assento e o ocupante do veículo;

v = Velocidade do impacto.

Considerando o encosto do banco, como sendo uma viga engastada e com uma carga sendo aplicada nela, tem-se o cálculo de momento de inercia para seção quadrada abaixo:

$$I = \frac{b.h^3}{12} = I = \frac{0,51.0,005^3}{12} = 5,31.10^{-9}m^4 \quad (5.7)$$

$$K = \frac{3EI}{L^3} = \frac{3.200.10^9.5,31.10^{-9}}{0,69^3} = 9.702,93 \text{ N/m} \quad (5.8)$$

Aplica-se os valores obtidos na equação (5.8), e o valor adotado para a velocidade de $v = 16,67 \frac{m}{s}$, na equação (5.6), para se obter o valor de a Força de Impacto equivalente:

$$F_I = \sqrt{100.9,7.10^3.16,667^2} = 16,42 \text{ KN} \quad (5.9)$$

Deste modo, a partir dos estudos desenvolvidos no item 4.3, que determinou-se o parafuso M20 como o mais adequado, conforme os cálculos para suportara os esforços provenientes de uma colisão, alterou-se o modelo desenvolvido inicialmente (Figura 73) as dimensões dos parafusos de união das chapas e com a determinação da força de impacto pode-se iniciar a simulação do modelo através da determinação das condições de contorno no do problema.

5.2.1. Condições de contorno

De forma análoga aos modelos anteriores, inicia-se o desenvolvimento da simulação pela definição das condições de contorno do problema, que apresenta a plataforma inferior fixada ao trilho de deslocamento do banco original do veículo. Por isso, como a fixação do mecanismo é exatamente no posicionamento dos quatro pontos de ancoragem originais do veículo, aplicou-se a condição de Fixed suporte diretamente na plataforma inferior, conforme Figura 74.

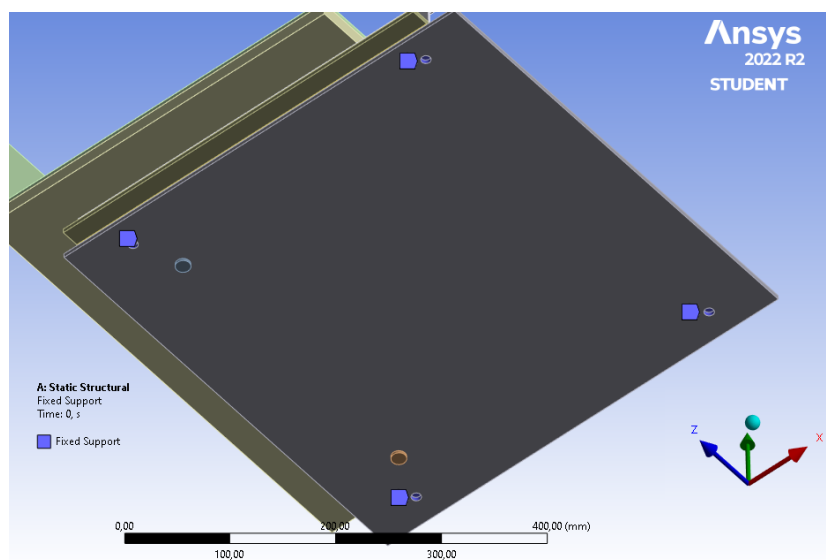


Figura 74: Pontos de Ancoragem segundo caso

Após a definição da restrição de movimento, define-se o carregamento ao qual o modelo está sujeito, de acordo com a Força de Impacto $F_I = 16,42$ KN, que será aplicada no centro da chapa, representando o impacto de uma pessoa contra o assento.

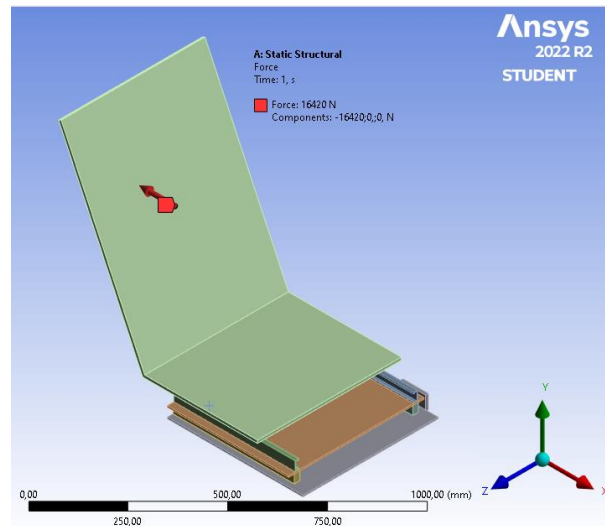


Figura 75: Carregamento aplicado no encosto

Devido ao maior número de peças, observou um maior número de áreas de contato entre elas, e neste caso foram identificadas doze áreas de contato, observadas na Tabela 12, das quais pode-se observar dois contatos não lineares, denominados com Frictionless, necessários para representar a movimentação da plataforma superior em uma colisão.

Tabela 12: Áreas de contato entre as peças

Contatos	Peça 1	Peça 2	Tipo de Contato
1	Plataforma Inferior	Parafuso União das Chapas Direito	Bonded
2	Plataforma Inferior	Parafuso União das Chapas Esquerdo	Bonded
3	Plataforma Superior	Parafuso União das Chapas Direito	Bonded
4	Plataforma Superior	Parafuso União das Chapas Esquerdo	Bonded
5	Face Superior Plataforma Inferior	Apoio Direito	Bonded
6	Face Superior Plataforma Inferior	Apoio Esquerdo	Bonded
7	Face Inferior Plataforma Superior	Apoio Direito	Frictionless
8	Face Inferior Plataforma Superior	Apoio Esquerdo	Frictionless
9	Face Superior Plataforma Superior	Trilho de deslocamento assento Dir.	Bonded
10	Face Superior Plataforma Superior	Trilho de deslocamento assento Esq.	Bonded
11	Trilho de deslocamento assento Dir.	Rolamento Assento Direito	Bonded
12	Trilho de deslocamento assento Esq.	Rolamento Assento Esquerdo	Bonded

5.2.2. Desenvolvimento da malha no modelo

Com a conclusão das definições de contorno do problema, gera-se a malha automaticamente (Figura 76).

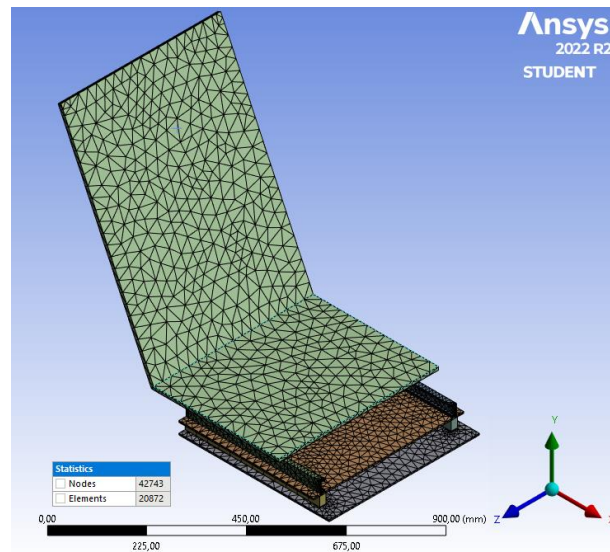


Figura 76: Malha automática gerada para estudo de colisão

A malha formada inicialmente para este modelo é composta por 42.743 nós e 20.870 elementos e foi desenvolvida com elementos tridimensionais, observa-se a qualidade dos elementos na Figura 77.

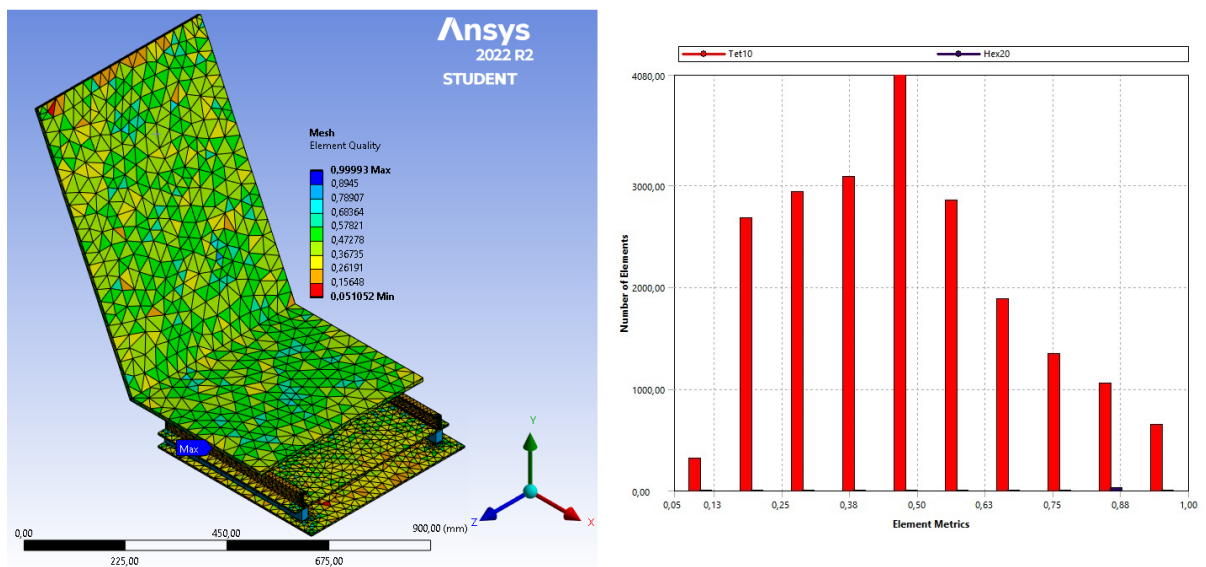


Figura 77: Qualidade dos elementos da malha gerada automaticamente para o estudo de colisão

5.2.3. Simulação de impacto traseiro

Com as condições de contorno e malha definidas, conclui-se a etapa de pré-processamento, e pode-se executar a simulação no modelo desenvolvido a partir da

especificação de quais estudos serão feitos nesta análise. Desta forma, com intuito de observar a movimentação do mecanismo optou-se por realizar uma análise de deformação direcional no eixo Y, e para determinar quais componentes estariam sujeitos aos maiores esforços em uma colisão optou-se pela análise da tensão equivalente de Von Mises para o modelo completo e para o parafuso de união das chapas, conforme Figura 78, Figura 79 e Figura 80, respectivamente.

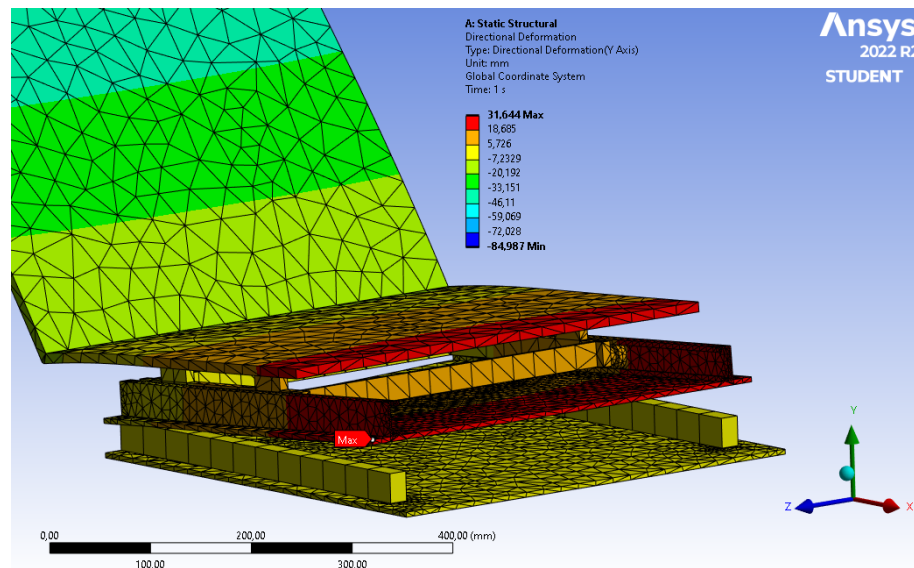


Figura 78: Deslocamento de plataforma superior no Eixo Y, em uma colisão traseira - sem suporte

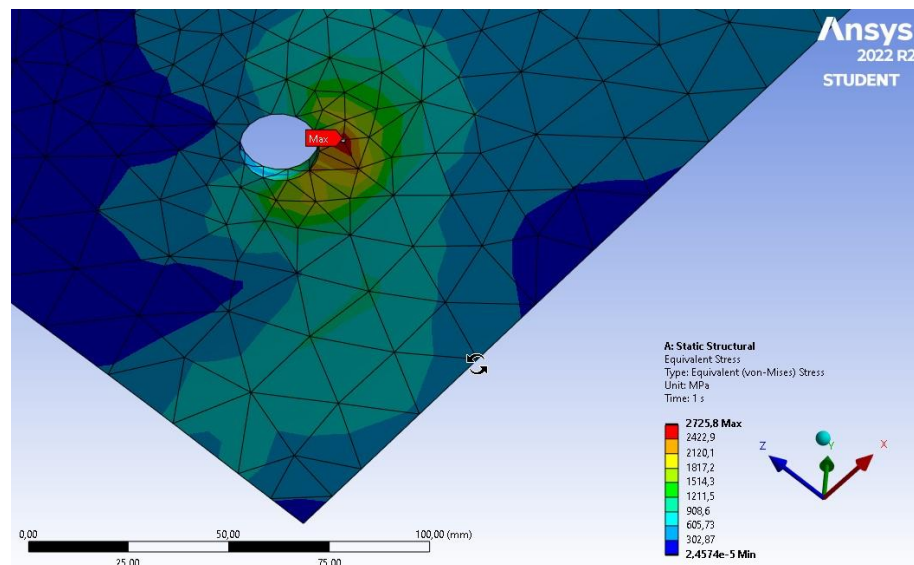


Figura 79: Tensão equivalente de Von Mises máxima, em uma colisão traseira - sem suporte

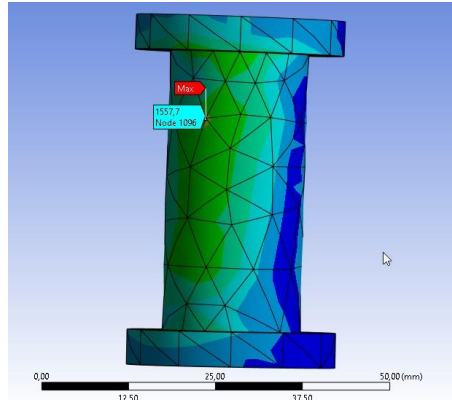


Figura 80: Tensão equivalente de Von Mises no parafuso, em uma colisão traseira - sem suporte

A partir desta análise, observou-se uma grande deflexão da chapa superior (Figura 78), e uma elevada tensão tanto na plataforma superior (Figura 79), quanto nos parafusos de conexão entre as chapas (Figura 80), que apresentaram tensão equivalente de Von Mises de 2.725,8 MPa e 1.557,7 MPa, respectivamente. Tensão simulada no parafuso muito superior à calculada (763,1 MPa), o que representa uma diferença de aproximadamente 50% ao se utilizar o método de elementos finitos.

Por isso, com intuito de diminuir o risco de falha no desenvolvimento deste mecanismo em uma colisão, optou-se por adotar um suporte lateral (Figura 81) e manter o dimensionamento do parafuso, para verificar se assim diminuiu a amplitude do movimento da plataforma superior. Suporte este, não observado em modelos comercializados, o que resulta no excessivo deslocamento da plataforma superior em eventuais colisões.

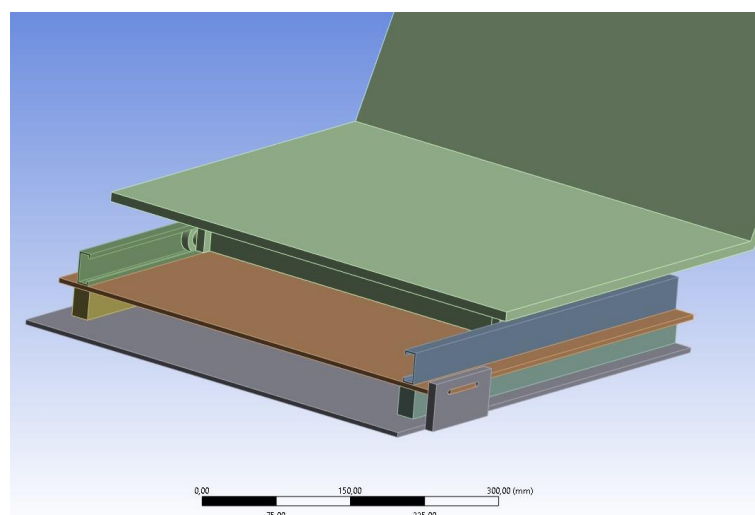


Figura 81: Suporte lateral adotado no estudo de colisão

Logo, a partir da implementação deste suporte lateral realizou-se uma nova análise, para avaliar os efeitos desta medida. Dentre elas, observou-se a redução do deslocamento direcional

no eixo Y (12,89mm) na extremidade da plataforma superior (Figura 82), redução da tensão equivalente de Von Mises (Figura 83), porém, superior a tensão de ruptura do material, tensão máxima de 931,09 MPa encontrada na região próxima ao furo do parafuso na plataforma superior, entretanto, não significa que está região sofrerá ruptura, mas sim uma deformação plástica, que conforme mencionado neste trabalho, no item 2.6.3, a norma permite deformações e até mesmo rupturas nos sistemas de deslocamento, desde de que não aumente o risco de lesões em uma eventual colisão. Porém, para se afirmar qual a intensidade da deformação seria necessária uma análise não linear da região, que embora seja importante, necessita de elevado grau de conhecimento em análises numéricas, deste modo sugere-se este tema para futuros trabalhos. Ao se analisar o parafuso (Figura 84) observou-se uma redução expressiva na sua tensão equivalente de Von Mises resultando em 629,44 MPa na primeira análise.

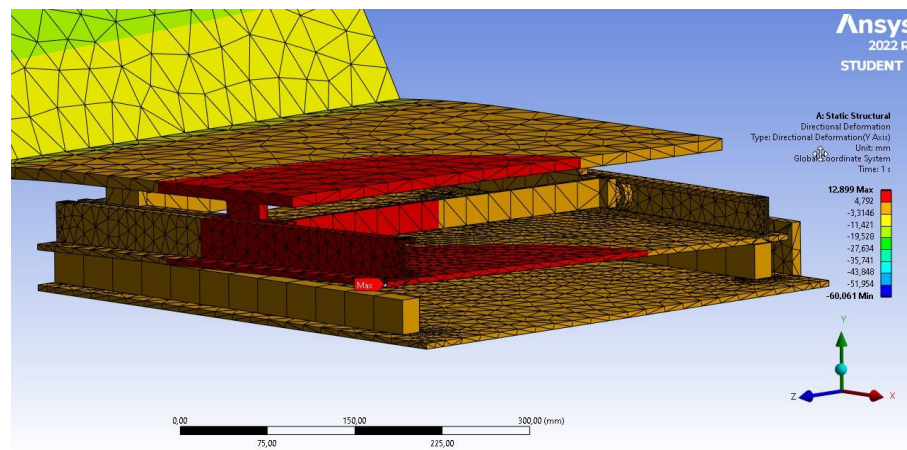


Figura 82: Deslocamento de plataforma superior no Eixo Y, em uma colisão traseira – com suporte

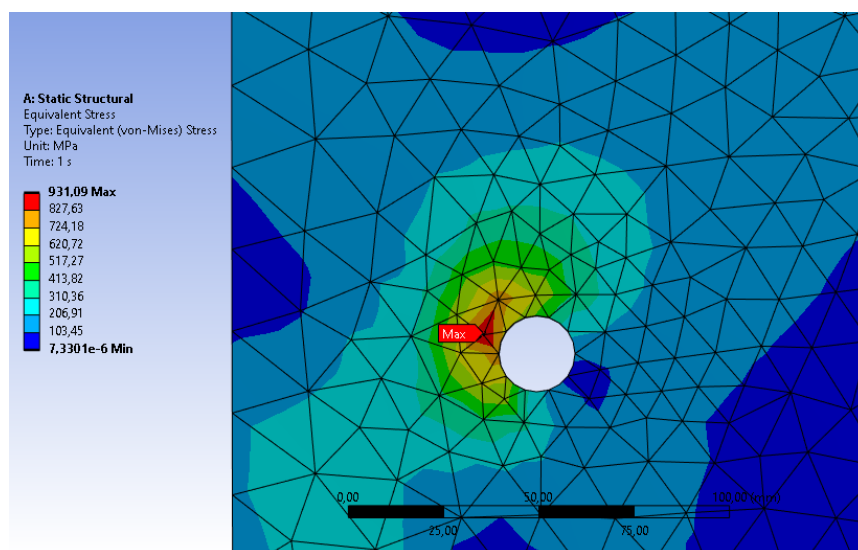


Figura 83: Tensão equivalente de Von Mises máxima, em uma colisão traseira - com suporte

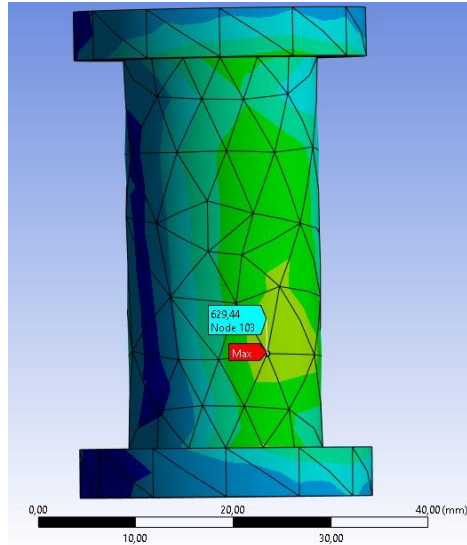


Figura 84: Tensão equivalente de Von Mises no parafuso, em uma colisão traseira - com suporte

A partir da primeira análise de tensão equivalente, inicia-se o processo de convergência manual através da redução do tamanho de elemento, utilizando a ferramenta “sizing”, aplicada nas arestas superiores e inferiores do furo na plataforma e do corpo do parafuso, realizando-se refinamentos locais na região de interesse, e para validar a convergência, a metodologia adotada foi a variação nos valores de tensão inferiores a 2%, entre os refinamentos.

A análise de convergência levou em consideração a primeira análise realizada, sem refinamento e análises posteriores a aplicação do refinamento, até se obter a convergência do resultado. Observa-se a tensão equivalente máxima após a convergência no furo e para o parafuso conforme Figura 85 e Figura 86, e posteriormente uma análise de convergência a partir destes dados analisados e apresentados nas Figura 87 e Figura 88.

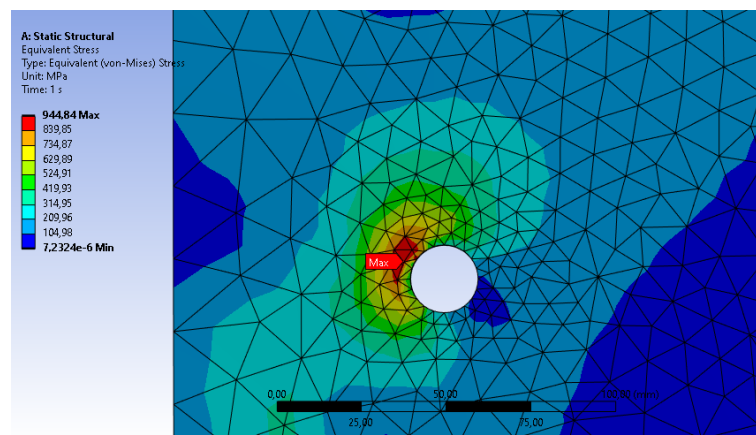


Figura 85: Tensão Equivalente de Von Mises máxima, após convergência - com suporte

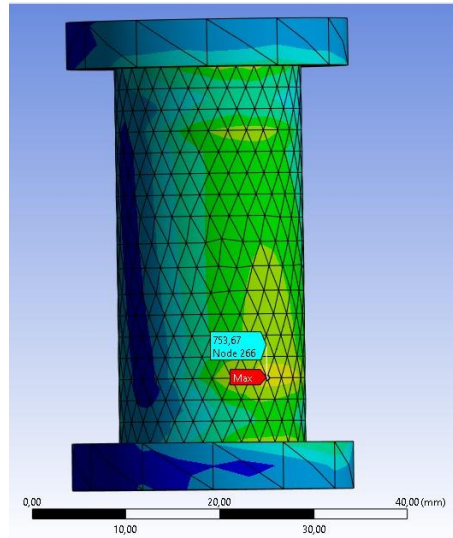


Figura 86: Tensão equivalente de Von Mises no parafuso, após convergência - com suporte

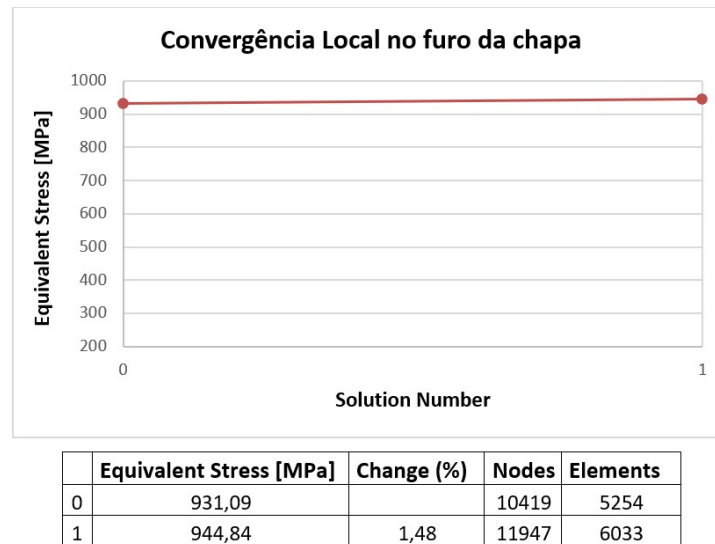


Figura 87: Gráfico de tensão equivalente, após convergência manual no furo da chapa, na análise de colisão - com suporte

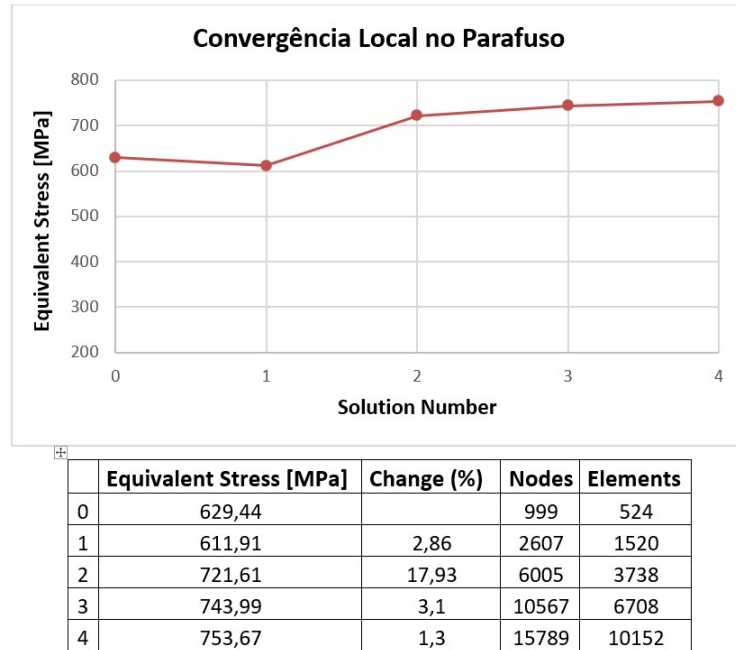


Figura 88: Gráfico de tensão equivalente, após convergência manual no parafuso, na análise de colisão - com suporte

Embora tenha se adotado muitas simplificações no desenvolvimento deste modelo, é importante ressaltar que a metodologia abordada nas duas situações é a mesma, algo que permite comparar os casos entre si. Deste modo, observa-se que tanto no modelo sem suporte, quanto no modelo com suporte lateral, obteve-se uma elevada tensão tanto no parafuso, quanto nos demais componentes presentes no mecanismo, algo que na maior parte do tempo não apresentará risco ao usuário, porém, em situações de impacto traseiro quando ocupante é projetado para trás, a falha em um dos componentes deste mecanismo pode colocar a vida dos ocupantes em perigo.

Por isso, enquanto não se desenvolver um estudo não linear para entender as deformações plásticas que o modelo está sujeito, ou até mesmo, o desenvolvimento de um ensaio mecânico em um assento veicular acoplado ao mecanismo de deslocamento, é mais prudente a utilização de uma trava que impeça o deslocamento da plataforma superior, no lado livre. Logo, desenvolve-se um novo modelo que leve em consideração a utilização de uma trava que impeça o deslocamento na extremidade livre da plataforma superior, conforme Figura 89.

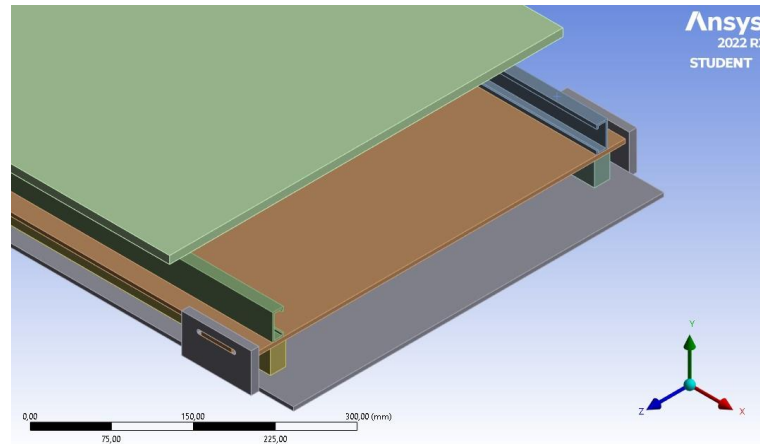


Figura 89: Trava adotada no estudo de colisão

Portanto, a partir da implementação da trava no mecanismo realizou-se uma nova análise, para avaliar os efeitos desta medida. Dentre elas, observou-se um deslocamento direcional no eixo Y (1,91mm) no centro da extremidade da plataforma superior (Figura 90), uma tensão equivalente máxima de 739,73 MPa (Figura 91), que não é significativo para a análise pois foi observado na chapa que representa o assento veicular, desta forma, analisando-se somente o sistema de deslocamento, o qual apresenta como ponto crítico o trilho de deslocamento do assento veicular (Figura 92), com tensão de 430,18 MPa, que demonstra, uma provável deformação plástica neste componente, algo costumeiramente observado nos componentes de deslocamento originais de veículos, quando submetidos a esforço desta magnitude, conforme discutido por (LANA, 2009) e apresentado resultados na Figura 93. Esta deformação normalmente não apresenta risco para os usuários, algo que também pode ser analisado em um futuro estudo não linear.

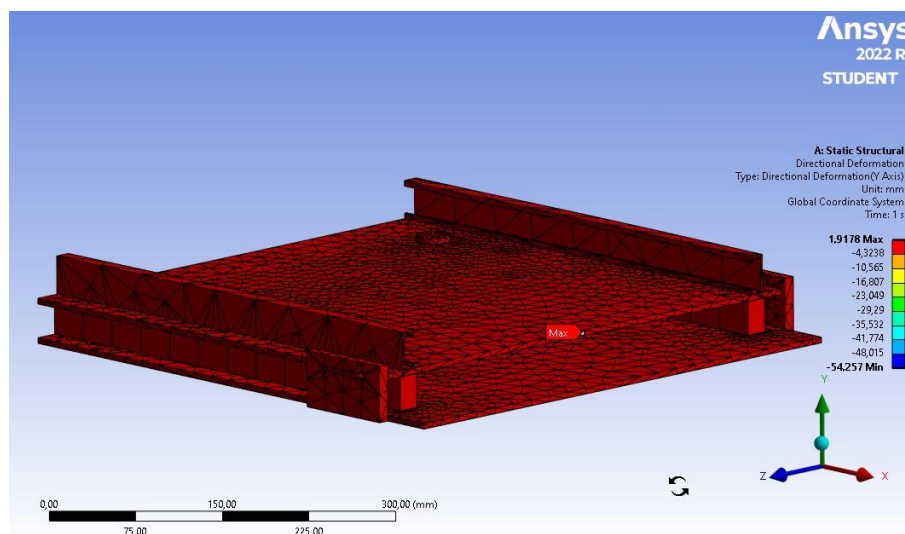


Figura 90: Deslocamento de plataforma superior no Eixo Y, em uma colisão traseira – com trava

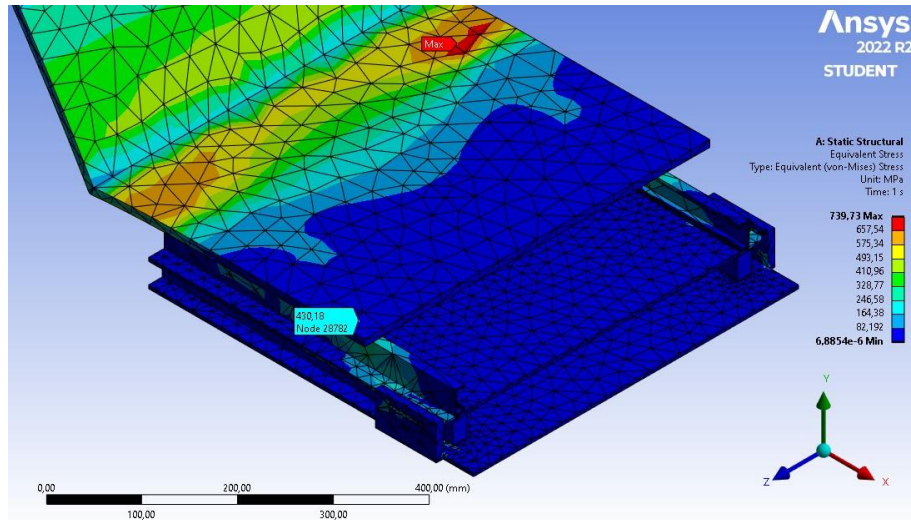


Figura 91: Tensão equivalente de Von Mises máxima, em uma colisão traseira - com trava

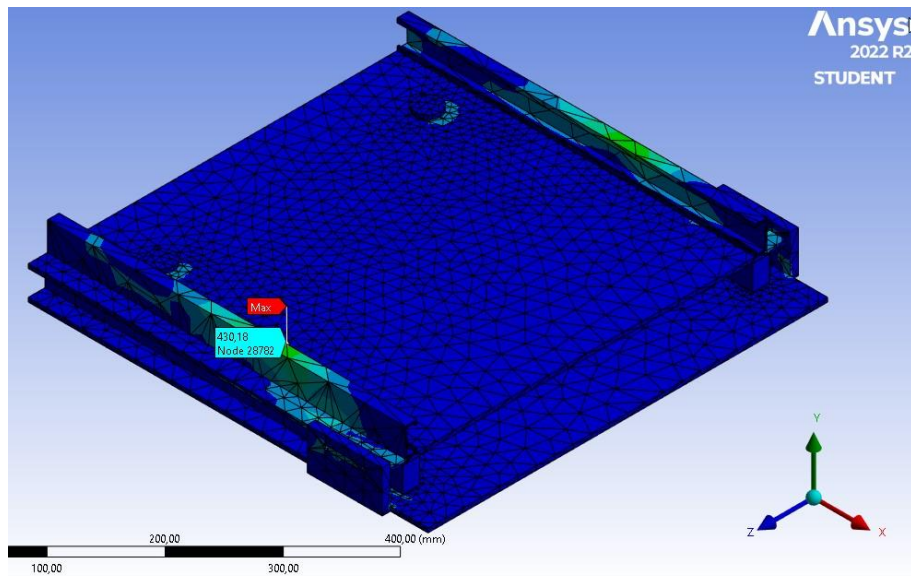


Figura 92: Tensão equivalente de Von Mises máxima no mecanismo de deslocamento, em uma colisão traseira - com trava



Figura 93: Deformação do sistema de deslocamento após ensaios mecânicos (LANA, 2009)

Logo, desenvolve-se o estudo de convergência no trilho de deslocamento do assento veicular através da redução do tamanho de elemento, utilizando a ferramenta “body sizing”, aplicada a peça inteira, e para validar a convergência, adota-se a variação nos valores de tensão inferiores a 2%, entre os refinamentos.

Após a análise de convergência observa-se a tensão equivalente máxima para o trilho na Figura 94 e análise de convergência na Figura 95.

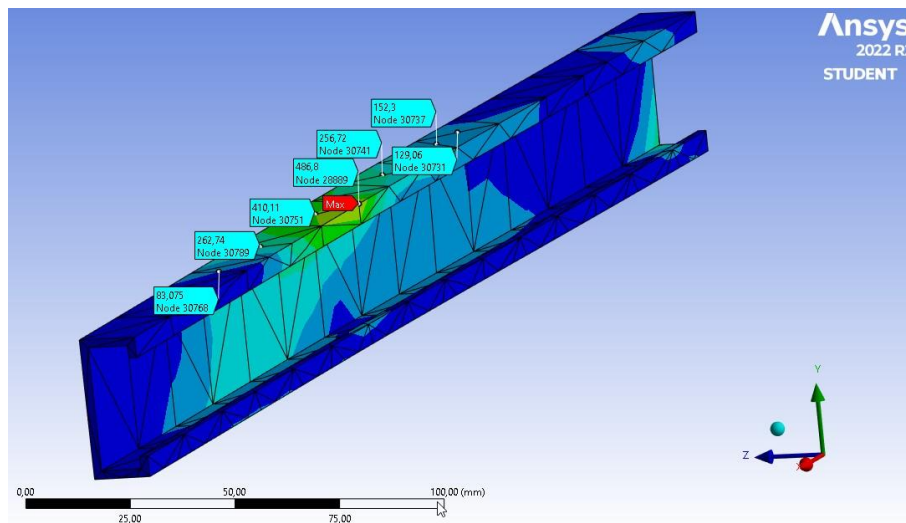
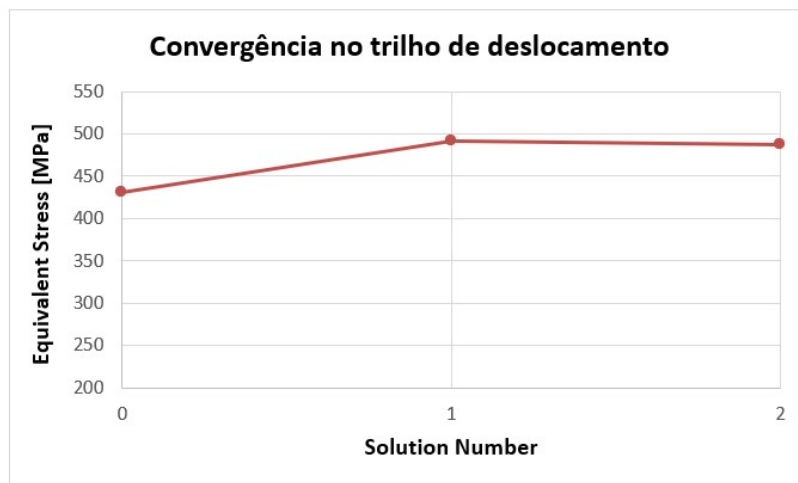


Figura 94: Tensão Equivalente de Von Mises máxima, após convergência no trilho de deslocamento - com trava



	Equivalent Stress [MPa]	Change (%)	Nodes	Elements
0	430,18		960	556
1	491,9	14,35	1442	761
2	486,8	1,05	2770	1396

Figura 95: Gráfico de tensão equivalente, após convergência manual no trilho de deslocamento, na análise de colisão - com trava

Logo, como as hipóteses abordadas nas três situações foram as mesmas, a comparação entre os modelos desenvolvidos é válida e permite observar o efeito de uma colisão em sistemas sem o suporte lateral, com suporte lateral e com suporte lateral e trava juntos.

Desta forma, pode-se concluir que o último modelo apresentado é o mais seguro, entretanto, como a utilização de dispositivos de segurança nem sempre é respeitada pelos usuários, o desenvolvimento de um modelo que não necessite de travas é algo a ser considerado, e por isso, observa-se a necessidade de desenvolvimento dos estudos na análise das deformações presentes no modelo com suporte lateral, a fim de preservar a vida dos passageiros.

5.2.4. Resultados

Para as situações teóricas de tensão no parafuso, obteve-se a tensão de 850,17 MPa para rosca fina, 577,75 MPa para rosca grossa e tensão equivalente de 763,1 MPa no parafuso M20. Enquanto pela simulação, obteve-se uma tensão de 1.557,7MPa na análise sem suporte, caso similar ao calculado analiticamente o que resulta em uma diferença de 50% comparando-se as tensões equivalentes obtidas pelo método analítico e numérico.

Já para o segundo modelo, a tensão encontrada foi de 753,67MPa, o que resulta em uma redução de aproximadamente 50% da tensão no parafuso mais solicitado, quando comparado os modelos sem suporte e com suporte lateral, uma redução expressiva que justifica a implementação de sistemas que impeçam o deslocamento vertical da plataforma superior.

Dando continuidade ao estudo do segundo modelo (com suporte lateral), após a análise de convergência, observou uma tensão máxima de 944,89 MPa, tensão muito superior a tensão de ruptura do material utilizado no sistema de deslocamento, algo extremamente preocupante, pois por mais conservador que seja este modelo, dificilmente este mecanismo trabalhará fora do regime plástico em situações de impacto.

Entretanto, quando se tem como premissa básica, o desenvolvimento de um projeto como foco na segurança do usuário, não se pode adotar critérios hipotéticos de que é seguro ou não. Por isso, enquanto não se desenvolver um estudo não linear para entender as deformações plásticas que o modelo com suporte lateral está sujeito, ou até mesmo, o desenvolvimento de um ensaio mecânico em um assento veicular acoplado ao mecanismo de deslocamento, é mais prudente a utilização de uma trava. De forma, que seja facilmente removida pelos usuários, possibilitando o movimento de giro da plataforma superior e assim garantir a funcionalidade do mecanismo, quando houver a necessidade de deslocamento do assento.

Todavia, cabe ressaltar que estas travas precisam ser eficientes e seguras para impedir o deslocamento da plataforma superior, no lado livre, e conseqüentemente, gerar a mesma estabilidade e segurança que sistemas de deslocamento originais dos possuem.

6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

6.1. Estimativa de preço

Visto que o objetivo central deste trabalho, é o desenvolvimento de um sistema mais barato que promova uma maior acessibilidade dos cadeirantes, a realização de um orçamento adequado é fundamental para saber se o projeto será competitivo frente as opções encontradas no mercado. Contudo, por se tratar de um protótipo, realizou-se esta estimativa de acordo com o preço de varejo, para componentes comprados e matéria prima dos itens fabricados, e para mão de obra foi feito um orçamento para produção de 10 protótipos, chegando ao preço de R\$350,00 por item fabricado, no prazo de 5 dias uteis.

Desta forma, conclui-se que o preço estipulado será maior do que quando produzido em larga escala, pois o preço praticado no varejo para componentes e matéria prima é maior, além de redução no custo de mão de obra, considerando-se que a estimativa de preço será baseada em homem-hora.

Com isso, desconsiderando os encargos tributário do trabalhador e tomando como base o valor de homem-hora adotado para um soldador, segundo o site osalario, em 22 de junho de 2023, um soldador recebe em média R\$14,95 por hora trabalhada, e de acordo com o tempo de produção do orçamento realizado para as 10 unidade, estima-se 4 horas para a produção de cada equipamento, chegando ao preço de mão de obra R\$ 59,80 por unidade fabricada em larga escala, o que representa uma redução de aproximadamente 85% do valor orçado para mão de obra. (OSALARAIO, 2023)

Tomando como base a presente argumentação, foi realizado um orçamento simplificado no pior cenário, de modo que se pode alcançar um preço competitivo, ao se produzir em grande escala e, com isso obter valores inferiores, o que promove uma maior adesão ao produto. A estimativa simplificada dos itens para produção é apresentada na Tabela 13 para os componentes e na Tabela 14 para os materiais utilização na construção das peças fabricadas.

Portanto, ao se contabilizar todos os custos, chegou ao valor de R\$1.883,81 para a produção de uma cadeira de rodas adaptada, composta por base sobre rodas, mecanismo de deslocamento e assento simplificado projetado neste trabalho. Valor bem inferior ao comercializado atualmente no mercado nacional, o que comprova a possibilidade de sucesso comercial, da solução apresentada neste trabalho.

Tabela 13: Estimativa de preço dos componentes

COMPONENTES				
Descrição	Preço unitário	Qtd. utilizada	Valor total	
Base de deslocamento				
Porcas M8	R\$ 1,30	8	R\$	10,40
Parafusos M8	R\$ 2,35	28	R\$	65,80
Porcas M20	R\$ 10,99	2	R\$	21,98
Parafusos M20	R\$ 13,99	2	R\$	27,98
Rolamentos	R\$ 3,51	4	R\$	14,04
Base Sobre Rodas				
Rodas Traseira	R\$ 112,00	2	R\$	224,00
Eixo engate rápido	R\$ 56,21	2	R\$	112,42
Suporte para eixo traseiro	R\$ 33,20	2	R\$	66,40
Garfo dianteiro completo com roda	R\$ 80,00	2	R\$	160,00
Suporte para os pés	R\$ 100,00	2	R\$	200,00
Assento Projetado				
Assento e encosto em tecido	R\$ 49,90	1	R\$	49,90
Rolamentos	R\$ 3,51	4	R\$	14,04
			Total	R\$ 966,96

Tabela 14: Estimativa de preço para matéria prima

MATÉRIA PRIMA						
Descrição	Dimensões	Qtd. Por lote	Preço por unidade	Qtd.utilizada	Valor	
Base de deslocamento						
Chapa de Aço ASTM A36	-	1 kg	R\$ 18,10	13,82	R\$	250,09
Base Sobre Rodas						
Tubo Liga ABNT 6061-T6	25,4 x 6000 x 1,59	1000 mm	R\$ 40,00	4,5	R\$	180,00
Chapa de Alumínio ABNT 6061-T6	-	1 kg	R\$ 38,80	0,432	R\$	16,76
Assento Projetado						
Tubo Liga ABNT 6061-T6	25,4 x 6000 x 1,59	1000 mm	R\$ 40,00	3	R\$	120,00
				Total	R\$	566,85

6.2. Conclusão

O trabalho apresentado, teve como objetivo o projeto de um mecanismo de transposição de assento veicular para cadeira de rodas, com o intuito de facilitar o deslocamento de cadeirantes, além de baratear e democratizar a utilização deste sistema. O trabalho teve enfoque no estudo estrutural de um sistema de deslocamento e econômico para uma solução que promova uma maior acessibilidade.

O estudo começou pela busca histórica de sistemas de locomoção por meio de rodas, desde a Grécia antiga, até os dias atuais, com foco na evolução de sistemas que aumentem a acessibilidade de cadeirantes, mostrando que muito ainda precisa ser feito para aumentar a inclusão de pessoas com limitações físicas, principalmente, com relação a popularização de equipamentos que promovam maior acessibilidade ao usuário, como por exemplo o mecanismo projetado neste trabalho, que embora já exista no mercado apresenta um valor elevado, impossibilitando o uso de pessoas com baixo poder aquisitivo.

Direcionado o estudo para sistemas semelhantes ao desenvolvido, realizou-se uma análise dos produtos oferecidos no mercado, observando a possibilidade de desenvolvimento de uma cadeira de rodas adaptada mais leve, segura e adequadas as normas vigentes. Com isso, iniciou-se o desenvolvimento deste projeto no com a modelagem das peças do projeto no software SolidWorks.

Através de uma abordagem simplificada (2D) do estudo analítico das plataformas de deslocamento e com o auxílio do software FTool para plotar os diagramas de esforço normal e de momentos, verificou-se que o sistema de deslocamento idealizado não apresenta risco ao sistema de deslocamento original do veículo, uma vez que a tensão equivalente máxima obtida para a condição crítica, quando o assento se encontra no ponto crítico, foi inferior ao limite de escoamento do material.

Posteriormente, foram feitas as análises utilizando o pacote comercial de elementos finitos Ansys, para verificar a estrutura tridimensionalmente com os esforços solicitantes para os dois casos críticos, o primeiro, similar ao estudo com o modelo analítico, que analisa a plataforma superior com ocupante em sua extremidade. E o segundo, para simular uma colisão traseira. Verificou-se no primeiro, uma diferença de aproximadamente 12 % entre os resultados obtidos com o método de elementos finitos e analítico. No segundo, verificou-se uma diferença de aproximadamente 50 %, comparando os resultados obtidos com o método de elementos finitos e analítico.

Outra vantagem observada ao se utilizar o método de elementos finitos, foi a possibilidade de analisar o efeito da implementação de melhorias, comparando-se modelos similares. Desta forma, ao se implementar o suporte lateral no modelo inicial, que é similar aos modelos comercializados e ao modelo analítico, obteve-se uma redução de 48% para a tensão equivalente máxima no parafuso, no caso de uma colisão traseira, representando uma melhoria no modelo frente aos modelos comercializados.

Porém, mesmo ao se adotar uma metodologia mais conservadora, frente aos produtos comercializados, a modificação que incluiu o suporte de lateral, não se mostrou completamente eficaz em gerar segurança ao usuário e por isso optou-se pela inclusão de uma trava que impedisse o deslocamento da plataforma superior.

Nesta nova análise, foi observada a redução dos valores de tensão e deformação máximos nos pontos críticos encontrados nos modelos anteriores, resultando em uma tensão máxima no trilho de deslocamento, conforme observa-se nos sistemas veiculares originais, quando submetidos a situações de impacto.

Finalizando o projeto, realizou-se um estudo de viabilidade e a sugestão de trabalhos futuros, através da implementação de melhoria no modelo desenvolvido, ou até mesmo o desenvolvimento de sistemas que aumentem a acessibilidade dos usuários.

6.3. Sugestões de Trabalhos Futuros

A partir da elaboração deste trabalho, foram identificadas duas hipóteses possíveis para trabalhos futuros, que podem ser através da implementação de melhorias no modelo desenvolvido, ou pelo desenvolvimento de sistemas que aumentem a acessibilidade dos usuários. Com isso, seguem-se as sugestões de trabalho futuro abaixo:

- Estudo do efeito da deformação no trilho de deslocamento, durante a transposição do assento, com o intuito de analisar se esta deformação impedirá a locomoção do assento veicular ao longo do trilho de deslocamento.

- Aperfeiçoamento do sistema de união das chapas, através da implementação de parafusos mais resistentes, com dimensões menores, e de meios que permitam distribuir os esforços por regiões maiores.

- Desenvolvimento de análise não linear, para verificar a ocorrência de plasticidade nos componentes do sistema de deslocamento, quando submetidas a esforços provenientes de uma colisão traseira.

- Realização de ensaio mecânico de acordo com a ABNT – NBR 15283, para simular o assento veicular fixado ao sistema de deslocamento projetado neste trabalho, para analisar os efeitos do impacto no sistema de deslocamento projetado, verificando as deformações provenientes do ensaio, com o objetivo de garantir a segurança do cadeirante em eventuais colisões.

- Desenvolvimento do projeto estrutural da base sobre rodas e do assento simplificado idealizados neste trabalho, com a finalidade de concluir o projeto da cadeira de rodas adaptada a veículos.

- Projeto de sistema de recolhimento automático da cadeira de rodas, similar ao mostrado na Figura 9, com a finalidade de proporcionar uma maior autonomia para o cadeirante, pois ao se utilizar este sistema ele não necessitaria da ajuda de outra pessoa para guardar a base sobre rodas.

7. REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ERGONOMIA (ABERGO). **O que é ergonomia.**

Disponível em: <http://www.abergo.org.br/internas.php?pg=o_que_e_ergonomia>. Acesso em: 14 Outubro 2019.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR 9050:**

Acessibilidade a edificações, mobiliário, espaços e equipamentos urbanos. Rio de Janeiro. 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR ISO 7176-5:**

Determinação das dimensões, massa e espaço para manobra. Rio de Janeiro. 2015.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR15283: Veículos**

rodoviários automotores – Resistência dos bancos, suas ancoragens e apoio de cabeça. Rio de Janeiro. 2013.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR6055: Planos,**

linhas e pontos de referência para o posicionamento de ocupantes em veículos rodoviários. Rio de Janeiro. 2008.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS (ABNT). **NBR9386-2:**

Plataforma de elevação motorizadas para pessoas com mobilidade reduzida – Requisitos para segurança, dimensões e operação funciona. Rio de Janeiro. 2012.

AUTOESPORTE, R. **Atraso Estrutural: carros brasileiros fabricados com estruturas inseguras.** 2014. Disponível em:

<<https://revistaautoesporte.globo.com/Noticias/noticia/2014/05/atraso-estrutural-carros-brasileiros-sao-fabricados-com-material-de-qualidade-inferior-aos-europeus.html>>. Acesso em: 5 Outubro 2019.

AUTOESPORTE, R. **Você pode dirigir.** 2016. Disponível em:

<<https://autoesporte.globo.com/carros/noticia/2016/07/voce-pode-dirigir.ghtml>>. Acesso em: 5 Outubro 2019.

AZEVEDO, A. F. M. **Método dos Elementos Finitos.** Engenharia da Universidade do Porto, 2003.

BENZLEY, S. E. . P. E. . M. K. . C. B. **A Comparison of All Hexagonal and All Tetrahedral Finite Element Meshes for Elastic and Elasto-Plastic Analysis.** Brigham Young University . 1995.

BRAUNABILITY. **Stowing solutions.** Disponível em: <

<https://www.braunability.eu/en/products/stowing-solutions/>>. Acesso em: 05 Dez. 2020.

BRAUNABILITY. **Carony Classic.** Disponível em:

<<https://www.braunability.eu/en/products/getting-seated/carony-classic/>>. Acesso em: 05 Dez. 2020.

BRAUNABILITY. **GS Seat**. Disponível em:

<<https://www.braunability.eu/en/products/getting-seated/vehicle-seats/#tab5>>. Acesso em: 05 Dezembro 2020.

CADRODAS. **História da cadeira de Rodas**. Disponível em:

<<https://projetcadrodas.wordpress.com/2015/07/03/historia-da-cadeira-de-rodas/>>. Acesso em: 14 Outubro 2019.

CASADAPTADA. **Como Surgiu e sua evolução histórica**. Disponível em:

<<https://casadaptada.com.br/2015/10/cadeira-de-rodas-como-surgiu-e-sua-evolucao-historica/>>. Acesso em: 14 Outubro 2019.

Conselho Nacional do Ministério Público. **Acessibilidade**. Disponível em:

<<https://www.cnmp.mp.br/portal/acessibilidade#:~:text=Acessibilidade%20pode%20ser%20definida%20como,e%20comunica%C3%A7%C3%A3o%2C%20bem%20como%20de>>. Acesso em: 7 Outubro 2019.

FADIEL. **Base Giratória** Disponível em: <<https://www.fadiel.com/ausili-al-trasporto/base-girevole-per-sedili/base-girevole-sedile-disabili-e-persone-limitata-capacita-motoria.html>> Acesso em: 05 Jun. 2020.

FIAT. **VENDA DE PEÇAS**. Disponível em: <<https://www.fiat.com.br/vendas-diretas.html>> Acesso em: 05 Dez. 2020.

FLÁVIO, P. G. E. A. **Projeto de Graduação: Simulação Numérica de banco veicula Dianteiro - Impacto Traseiro**. 2015.

HIBBELER, R. **Resistencia de Materiais**. 7. ed. Person Education, 2010.

INTERNATIONAL ERGONOMICS ASSOCIATION (IEA). **What Is Ergonomics**.

Disponível em: <<https://iea.cc/about/what-is-ergonomics/>>. Acesso em: 06 Junho 2023.

LANA, C. J. **Avaliação Estrutural de Bancos Dianteiros de Automóveis de Passageiros**. Pontifícia Universidade Católica de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2009.

LIU, H. et al. Evaluation of aluminum ultralight rigid wheelchairs versus other ultralight wheelchairs using ANSI/RESNA standards. **Journal of Rehabilitation Research and Development**, v. v.47 , p. p.441-456, 2010.

MAINMOBILITY. **ATC Wheelchair Accessible - Mobility Products at United Access**.

Disponível em: <<http://www.mainmobility.com/>>. Acessado em 03 jan. 2021.

MCCONVILLE, J. **Anthropometric Relationships of Body and Body Segments Moments of Inertia Anthropology Research Project**. Disponível em:

<<https://msis.jsc.nasa.gov/sections/section03.htm>>. Acesso em: 31 Outubro 2019.

MECANICABETO. **Banco de Transferência Manual**. Disponível em:

<<https://mecanicabeto.com.br/>>. Acesso em: 05 Junho 2023.

Ministério da Saúde. **Acessibilidade**. Disponível em:

<<http://www.saude.gov.br/acessibilidade>>. Acesso em: 07 Outubro 2019.

MOBILITY BRASIL. **Modelos de cadeiras de rodas**. Disponível em:

<<https://www.mobilitybrasil.com.br/cadeira-de-rodas>>. Acesso em: 30 nov. 2020.

NORTON, R. L. **Projetos de Máquinas – Uma abordagem Integrada**. 2. ed. São Paulo: Artmed, 2000.

NSK. **Catálogo de Rolamentos NSK**. Disponível em:

<[https://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK\(1\).pdf](https://www.nsk.com.br/upload/file/Cat%C3%A1logo%20Geral%20NSK(1).pdf)> Acesso em: 31 Outubro 2019.

OSALARIO. **Salário Soldador**. Disponível em:

<<https://www.salario.com.br/profissao/soldador-cbo-724315/>> Acesso em: 22 junho 2023.

SHIGLEY, J. E. **Elementos de máquina**. 8. ed. Porto Alegre: Mc Graw, 2011.

SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica**. 7. ed. Porto Alegre: Bookman, 2005.

SILVA, O. M. D.; DEL'ACQUA, R. J. Centro de Referência Faster. **Tecnologia assistiva**. Disponível em: <<http://www.crfaster.com.br/Cadeira%20Rodas>>. Acesso em: 09 Outubro 2019.

VERVER, M. **Numerical tools of comfort analysis of automotive seating**, Technische - Universiteit Eindhoven, 2004. Disponível em:

<<https://pure.tue.nl/ws/files/1914760/200410713.pdf>>. Acesso em: 05 Novembro 2019.

WESTIN, M. F. R. R. T. S. **Método dos Elementos Finitos na Simulação de Tensão e Elasticidade em Placas**. Universidade federal de Minas Gerais. Belo Horizonte. 2015.