



PROPOSTA DE REDUÇÃO DE PESO DE UM VEÍCULO PESADO ELÉTRICO DE TRANSPORTE DE PASSAGEIROS

JOSÉ PEDRO CASTRO CUNHA

julho de 2019

PROPOSTA DE REDUÇÃO DE PESO DE UM VEÍCULO PESADO ELÉTRICO DE TRANSPORTE DE PASSAGEIROS

José Pedro Castro Cunha
1140227

2018/2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



PROPOSTA DE REDUÇÃO DE PESO DE UM VEÍCULO PESADO ELÉTRICO DE TRANSPORTE DE PASSAGEIROS

José Pedro Castro Cunha
1140227

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação do Engenheiro Arnaldo Manuel Guedes Pinto e coorientação do Engenheiro João Manuel Pinho Ribeiro, Professores do Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto

2018/2019

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

JÚRI

Presidente

Francisco José Gomes da Silva

Professor Adjunto, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Arnaldo Manuel Guedes Pinto

Professor Adjunto, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Coorientador

João Manuel Pinho Ribeiro

Professor Assistente, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Filipe José Palhares Chaves

Professor Adjunto Convidado, Escola Superior de Tecnologia do Instituto Politécnico do Cávado e do Ave

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que tornaram a realização deste trabalho possível. Em especial, ao meu orientador no ISEP o Engenheiro Arnaldo Manuel Guedes Pinto, ao meu coorientador o Engenheiro João Manuel Pinho Ribeiro e ao meu orientador na empresa, o Engenheiro Joel Sousa, por toda a ajuda dada durante a realização deste trabalho e especialmente por me indicarem o caminho mais correto a seguir, mesmo quando este não era claro.

Também queria agradecer ao departamento de Engenharia de mobilidade elétrica da CaetanoBus por me receberem bem e tornarem mais fácil a minha integração na empresa, fazendo com que fosse mais fácil enfrentar os desafios que surgiram durante a realização deste projeto. Especialmente ao António Costa por todas as dúvidas que me esclareceu.

Por fim, mas não menos importante, gostaria de agradecer aos meus amigos que sempre se demonstram disponíveis para ajudar nos momentos mais difíceis. O vosso contributo foi essencial para a realização deste trabalho.

PALAVRAS CHAVE

Autocarros elétricos, redução de peso, autonomia, materiais leves, mudança de geometria, elementos finitos

RESUMO

Nos últimos anos tem sido cada vez maior a preocupação com o cumprimento das metas estabelecidas para as emissões de carbono equivalente. Uma vez que os veículos pesados de transporte de passageiros contribuem de uma forma bastante relevante para estas emissões, torna-se relevante a substituição dos motores de combustão interna por motorizações mais *eco-friendly*, dentro das quais se incluem os autocarros elétricos.

Estes veículos apresentam como principal limitação a sua reduzida autonomia. Dado que o peso do veículo tem influência direta na autonomia, os clientes de autocarros são cada vez mais exigentes com o valor da tara apresentado pelos fabricantes.

Este trabalho teve por objetivo a redução em 2% da tara de um autocarro elétrico. Para alcançar este objetivo foi necessário, numa primeira fase, realizar uma análise pormenorizada do veículo em estudo. Para tal efetuou-se um levantamento dos componentes que o constituem e dos respetivos pesos e materiais utilizados, com o objetivo de selecionar os mais passíveis de alteração no âmbito deste trabalho. Verificou-se ainda que o peso da carroçaria é o que mais contribui para a tara do mesmo.

Posteriormente a esta análise, desenvolveram-se várias propostas de redução de peso, que assentaram principalmente em dois tipos de alterações: mudança do material utilizado para um mais “leve” e/ou a alteração da geometria do componente.

Por fim, sendo necessário garantir a conformidade das propostas, recorreu-se ao *software Solidworks*, mais propriamente ao módulo de simulação, que permitiu realizar uma análise de elementos finitos nos componentes selecionados.

O *Solidworks* foi uma ferramenta essencial no desenvolvimento deste trabalho permitindo perceber como os componentes se conectavam, tornando a análise do veículo mais expedita e com o módulo de simulação disponível no mesmo, foi possível realizar a validação teórica das propostas.

No âmbito deste trabalho, com as soluções propostas, foi alcançada uma redução da tara do autocarro em estudo na ordem dos 2,87%.

KEYWORDS

Electric bus, weight reduction, range per charge, lightweight materials, geometry change, finite elements

ABSTRACT

In recent years, there has been increasing concern about meeting the targets set for carbon-equivalent emissions. Since heavy passenger vehicles make a significant contribution to these emissions, it is relevant to replace internal combustion engines with more eco-friendly engines, which include electric buses.

The major limitation of these vehicles is their reduced autonomy. This factor has led bus customers to become increasingly demanding with the value of the tare weight presented by the manufacturers, since the weight of the vehicle has a direct influence on the autonomy.

The goal of this work was to reduce the tare weight of an electric bus by 2%. In order to do that, a detailed analysis of the vehicle under study was carried out. Therefore, we analyzed the materials and weights of the components that constitute the vehicle. This study allowed us to understand their influence in the weight of the vehicle and select which ones we need to change. It was observed that the weight of the bus body is the most contributing factor to the tare weight of the bus.

After this analysis, several proposals of weight reduction were developed, which were based mainly on two types of alterations: change of the material used for a more "light" and/or the alteration of component geometry.

Finally, to ensure the conformity of the proposals, we used the Solidworks simulation module software, which allowed to perform a finite element analysis on the selected components.

Solidworks was an essential tool in the development of this work enabling us to understand how the components connected to each other, allowing a more expedite vehicle analysis and, with the simulation module, it was possible to carry out the theoretical validation of the proposals.

With the proposed solutions, it was achieved 2.87% reduction in the bus tare weight.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

ABS	Acrilonitrilo Butadieno Estireno
BTMS	<i>Battery Temperature Measure System</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CAE	<i>Computer Aided Engineering</i>
CFRP	<i>Carbon Fiber Reinforced Polymer</i>
EF	Elementos Finitos
GEE	Gases de Efeito de Estufa
GFRP	<i>Glass Fiber Reinforced Polymer</i>
HSS	<i>High Strength Steel</i>
MEF	Método de Elementos Finitos
PSM	<i>Power Measure System</i>

Lista de Unidades

GPa	Giga Pascal (1000 000 000 Pa)
hp	Horsepower
kg	Quilograma
kg/m ³	Quilograma por metro cúbico
km	Quilómetros (1000 m)
km/h	Quilómetros por hora
kW	Quilowatt (1000 W)
kW.h	Quilowatt hora
m	Metro
mm	Milímetros (0,001 m)
mm ²	Milímetros ao quadrado (0,000001 m ²)
MPa	Mega Pascal (1000 000 Pa)
N	Newton
N.m	Newton metro
N/mm ²	Newton por milímetro ao quadrado (= 1 MPa= 1000 000 Pa)
rpm	Rotações por minuto

Lista de Símbolos

E	Módulo de elasticidade
K1C	Tenacidade a fratura
ρ	Massa volúmica

GLOSSÁRIO DE TERMOS

Carbono Equivalente	Representação das emissões dos outros gases de efeito de estufa em emissões de carbono
<i>Gross Vehicle Weight (GVW)</i>	Massa total do Veículo, isto é, constitui a soma da Tara do autocarro com a massa dos passageiros na lotação máxima
Tara	Massa do veículo em vazio, com fluidos de arrefecimento e lubrificante, ferramentas e roda de reserva, quando esta seja obrigatória, acrescido de 75 kg para a massa do condutor e 90% do combustível

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - INSTALAÇÕES DA EMPRESA EM VILA NOVA DE GAIA	6
FIGURA 2 - PRIMEIRO TRANSPORTE COLETIVO MOTORIZADO, CRIADO POR KARL BENZ	11
FIGURA 3 – AUTOCARRO E.CITY GOLD	12
FIGURA 4 - A) DISTRIBUIÇÃO DE PESO NO VEÍCULO B) DISTRIBUIÇÃO DE PESO NA CARROÇARIA C) DISTRIBUIÇÃO DE PESO NO CHASSIS ROLANTE	14
FIGURA 5 - CHASSIS ROLANTE	15
FIGURA 6 - ESTRUTURA DA CARROÇARIA	16
FIGURA 7 - COMPARAÇÃO ENTRE OS VÁRIOS TIPOS DE AÇOS APLICADOS EM AUTOMÓVEIS (KEELER & MENACEN KIMSCHI, 2016)	18
FIGURA 8 - DIAGRAMA MÓDULO DE ELASTICIDADE - MASSA VOLÚMICA (F. ASHBY, 2011)	22
FIGURA 9 - DIAGRAMA TENSÃO DE CEDÊNCIA - MASSA VOLÚMICA (F. ASHBY, 2011)	23
FIGURA 10 - DIAGRAMA DE MÓDULO DE ELASTICIDADE – PREÇO RELATIVO (F. ASHBY, 2011)	23
FIGURA 11 – A) EFEITO GRÁFICO DE UMA SINGULARIDADE B) EXEMPLIFICAÇÃO DE APROXIMAÇÃO POR PONTOS GAUSSIANOS (SQEDIO, 2019)	25
FIGURA 12 - EXCERTO DA FOLHA DE CÁLCULO CRIADA	30
FIGURA 13 – A) CHAPEAMENTO TRASEIRO B) COLOCAÇÃO DO CHAPEAMENTO NO ESTRADO	35
FIGURA 14 - LOCALIZAÇÃO DO CHAPEAMENTO TRASEIRO NO AUTOCARRO	36
FIGURA 15 - A) CHAPAS DO SOALHO B) CHAPA DO RESGUARDO DO MOTOR	36
FIGURA 16 - RAIOS DE QUINAGEM MÍNIMOS DO AW 5754 H111 (STANDARD, 2018)	37
FIGURA 17 - CHAPA DE REFORÇO DO SOALHO E LOCALIZAÇÃO	38
FIGURA 18 - REPRESENTAÇÃO DA CUNHA	38
FIGURA 19 – A) REPRESENTAÇÃO DOS REFORÇOS B) REPRESENTAÇÃO DO REFORÇO EXISTENTE	39
FIGURA 20 – CARGA APLICADA E FIXAÇÕES	39
FIGURA 21 -A) GRÁFICO DA TENSÃO B) GRÁFICO DOS DESLOCAMENTOS DA CUNHA	40
FIGURA 22 - ESTADO DE TENSÃO DA CUNHA NA MALHA 1	41
FIGURA 23 - DESLOCAMENTO DA CUNHA NA MALHA 1	41
FIGURA 24 - ESTADO DE TENSÃO DA CUNHA NA MALHA 4	42
FIGURA 25 - DESLOCAMENTO DA CUNHA NA MALHA 4	42
FIGURA 26 - ESTADO DE TENSÃO DA CUNHA NA MALHA 6	43
FIGURA 27 - DESLOCAMENTO DA CUNHA NA MALHA 6	43
FIGURA 28 - CHAPA DE REFORÇO DO SOALHO	44
FIGURA 29 - REFORÇOS APLICADOS A CHAPA	44
FIGURA 30 - CARGA APLICADA E FIXAÇÕES	45
FIGURA 31 - A) GRÁFICO DA TENSÃO B) GRÁFICO DOS DESLOCAMENTOS NA CHAPA	46
FIGURA 32 -ESTADO DE TENSÃO APLICADO A CHAPA NA ITERAÇÃO FINAL	47
FIGURA 33 -DESLOCAMENTOS SOFRIDOS PELA CHAPA NA ITERAÇÃO FINAL	47
FIGURA 34 - ZONAS ASSINALADAS COMO SINGULARIDADES NA CHAPA (ZONAS A CINZENTO)	48
FIGURA 35 - TENSÕES NA VIZINHANÇA DA LOCALIZAÇÃO DE MAIOR TENSÃO NA CHAPA	49
FIGURA 36 - RESGUARDO DO MOTOR E SUA LOCALIZAÇÃO	50

FIGURA 37 – A) APLICAÇÃO DOS REFORÇOS NO RESGUARDO B) REFORÇOS APLICADOS	50
FIGURA 38 - CARGA E FIXAÇÃO APLICADOS AO RESGUARDO	51
FIGURA 39 - A) GRÁFICO DA TENSÃO B) GRÁFICO DOS DESLOCAMENTOS DO RESGUARDO	52
FIGURA 40 – DESLOCAMENTO DO RESGUARDO NA ITERAÇÃO FINAL	52
FIGURA 41 – ESTADO DE TENSÃO DO RESGUARDO NA ITERAÇÃO FINAL	52
FIGURA 42 - ZONAS ASSINALADAS COM SINGULARIDADES NO RESGUARDO	53
FIGURA 43 – VALORES DE TENSÃO REGISTADOS NO NÓ DE MAIOR TENSÃO E VIZINHANÇA NO RESGUARDO	54
FIGURA 44 – SUPORTE DE BATERIAS, BTMS E PSM	55
FIGURA 45 - LOCALIZAÇÃO DOS SUPORTES NO EXTERIOR DO AUTOCARRO	56
FIGURA 46 - PORMENOR DA FIXAÇÃO DO SUPORTE NO CASO NORMAL	58
FIGURA 47 - CARGAS APLICADAS E FIXAÇÃO DO SUPORTE NO CASO NORMAL	58
FIGURA 48 - A) GRÁFICO DAS TENSÕES B) GRÁFICOS DOS DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NO CASO NORMAL	59
FIGURA 49 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA1 NO ESTUDO NORMAL	60
FIGURA 50 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 1 NO ESTUDO NORMAL	60
FIGURA 51 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 3 NO ESTUDO NORMAL	61
FIGURA 52 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 3 NO ESTUDO NORMAL	61
FIGURA 53 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 6 NO ESTUDO NORMAL	62
FIGURA 54 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 6 NO ESTUDO NORMAL	62
FIGURA 55 - CARGAS E FIXAÇÃO NO SUPORTE NO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	63
FIGURA 56 - A) GRÁFICO DAS TENSÕES B) GRÁFICOS DOS DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NO CASO LOMBA + TRAVAGEM	64
FIGURA 57 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 1 DO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	64
FIGURA 58 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 1 DO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	65
FIGURA 59 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 3 DO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	65
FIGURA 60 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 3 DO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	66
FIGURA 61 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 6 DO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	66
FIGURA 62 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 6 DO ESTUDO LOMBA + TRAVAGEM	67
FIGURA 63 - IMAGENS OBTIDAS ATRAVÉS DO <i>ISO CLIPPING</i>	68
FIGURA 64 -VALOR DA TENSÃO NA VIZINHANÇA DA ZONA DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÕES	69
FIGURA 65 - A) PEÇA1 B) PEÇA 2	70
FIGURA 66 - LOCALIZAÇÃO DOS RESGUARDOS NO AUTOCARRO	71
FIGURA 67 - RAIOS MÍNIMOS DE QUINAGEM PARA O AW 5052 H32 (STANDARD, 2018)	72
FIGURA 68 - CARGA E FIXAÇÃO NO ESTUDO DA PEÇA 1	73
FIGURA 69 - A) GRÁFICO DAS TENSÕES B) GRÁFICO DOS DESLOCAMENTOS NA PEÇA 1	74
FIGURA 70 – ESTADO DE TENSÃO DA PEÇA 1 NA MALHA 1	75
FIGURA 71 - DESLOCAMENTOS DA PEÇA 1 NA MALHA 1	75
FIGURA 72 - ESTADO DE TENSÃO DA PEÇA 1 NA MALHA 4	76
FIGURA 73 - DESLOCAMENTOS DA PEÇA 1 NA MALHA 4	76
FIGURA 74 - ESTADO DE TENSÃO DA PEÇA 1 NA MALHA 6	77
FIGURA 75 - DESLOCAMENTOS DA PEÇA 1 NA MALHA 6	77
FIGURA 76 – CARGA E FIXAÇÃO NO ESTUDO DA PEÇA 2	78

FIGURA 77 - A) GRÁFICO DAS TENSÕES B) GRÁFICO DOS DESLOCAMENTOS NA PEÇA 2	79
FIGURA 78 - ESTADO DE TENSÃO NA PEÇA 2 NA MALHA 1	80
FIGURA 79 - DESLOCAMENTOS NA PEÇA 2 NA MALHA 1	80
FIGURA 80 - ESTADO DE TENSÃO NA PEÇA 2 NA MALHA 4	81
FIGURA 81 - DESLOCAMENTOS NA PEÇA 2 NA MALHA 4	81
FIGURA 82 - ESTADO DE TENSÃO NA PEÇA 2 NA MALHA 6	82
FIGURA 83 - DESLOCAMENTOS NA PEÇA 2 NA MALHA 6	82
FIGURA 84 - REFORÇO DOS BANCOS	85
FIGURA 85 - MONTAGEM DA PORCA RIVNUT RIVKLE DA BÖLHOFF DE DIÂMETRO M8	86
FIGURA 86 – CARACTERÍSTICAS DA PORCA DE REBITAR SELECIONADA	86
FIGURA 87 – VALOR DE PROOFLOAD DA PORCA DE REBITAR SELECIONADA	87
FIGURA 88 – MODELO FIXAÇÃO DO BANCO UTILIZADO NO ESTUDO	88
FIGURA 89 - CARGA E FIXAÇÃO	88
FIGURA 90 - REAÇÕES NA ZONA DE FIXAÇÃO	89
FIGURA 91 – A) REPRESENTAÇÃO DO SUPORTE B) REPRESENTAÇÃO DO SUPORTE MAIS DEPÓSITO	90
FIGURA 92 - LOCALIZAÇÃO DO SUPORTE NO AUTOCARRO	91
FIGURA 93 - RAIOS MÍNIMOS DE QUINAGEM PARA O AW 5052 H32 (STANDARD, 2018)	92
FIGURA 94 - CARGA E FIXAÇÃO DO SUPORTE DO DEPÓSITO	92
FIGURA 95 - A) GRÁFICO DAS TENSÕES B) GRÁFICO DOS DESLOCAMENTOS NO SUPORTE DO DEPOSITO	93
FIGURA 96 – ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 1	94
FIGURA 97 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 1	94
FIGURA 98 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 4	95
FIGURA 99 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 4	95
FIGURA 100 - ESTADO DE TENSÃO DO SUPORTE NA MALHA 6	96
FIGURA 101 - DESLOCAMENTOS DO SUPORTE NA MALHA 6	96
FIGURA 102 - PROBE DA ZONA DE MAIOR TENSÃO NA MALHA 6	97
FIGURA 103 – CARGA, FIXAÇÃO E APLICAÇÃO DA LIGAÇÃO APARAFUSADA	98
FIGURA 104 - DEFINIÇÕES APLICADAS NO SOFTWARE	98
FIGURA 105 - RESULTADOS OBTIDOS PARA A LIGAÇÃO APARAFUSADA	99

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - ESPECIFICAÇÕES DO AUTOCARRO E.CITY GOLD (“E.CITY GOLD CAETANOBUS,” N.D.)	13
TABELA 2 – PROPRIEDADES GERAIS DOS MATERIAIS (F. ASHBY, 2011)	21
TABELA 3 - COMPONENTES EM ESTUDO E SUA IMPORTÂNCIA PARA A TARA DO VEÍCULO	31
TABELA 4 - LISTA DE MATERIAIS ATUALMENTE UTILIZADOS	33
TABELA 5 - LISTA DE MATERIAIS A CONSIDERAR NAS PROPOSTAS DE ALTERAÇÃO DOS COMPONENTES	34
TABELA 6 – EVOLUÇÃO DOS PARÂMETROS DA MALHA APLICADA À CUNHA	40
TABELA 7 - MALHA DEFINIDA NA PRIMEIRA ITERAÇÃO DO ESTUDO DA CHAPA	46
TABELA 8 -PARÂMETROS DA MALHA NA ITERAÇÃO INICIAL DO RESGUARDO	51
TABELA 9 – EVOLUÇÃO DOS PARÂMETROS DA MALHA DURANTE O ESTUDO DO SUPORTE NO CASO NORMAL	59
TABELA 10 – EVOLUÇÃO DOS PARÂMETROS DA MALHA DURANTE O ESTUDO DO SUPORTE NO CASO DE LOMBA + TRAVAGEM	63
TABELA 11 - EVOLUÇÃO DOS PARÂMETROS DA MALHA UTILIZADA DURANTE O ESTUDO DA PEÇA 1	74
TABELA 12 - EVOLUÇÃO DOS PARÂMETROS DA MALHA DURANTE O ESTUDO DA PEÇA 2	79
TABELA 13 - EVOLUÇÃO DOS PARÂMETROS DA MALHA DURANTE O ESTUDO DO SUPORTE DO DEPÓSITO	93
TABELA 14 - RESULTADOS DAS PROPOSTAS	101

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	Enquadramento	3
1.2	Objetivo proposto	4
1.3	Importância da proposta.....	5
1.4	Apresentação da empresa	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	11
2.1	História dos autocarros.....	11
2.2	Autocarro e.City Gold.....	12
2.3	Principais constituintes do veículo.....	15
2.4	Alternativas para efetuar a redução de peso.....	17
2.5	Materiais a considerar	17
2.5.1	Aços avançados de alta resistência	18
2.5.2	Ligas de alumínio	19
2.5.3	Ligas de Magnésio	19
2.5.4	Polímeros e compósitos	20
2.5.5	Outros materiais a ter em consideração	20
2.6	Comparação de materiais	21
2.7	Importância da análise em elementos finitos. Singularidades	24
3	DESENVOLVIMENTO.....	29
3.1	Análise dos componentes	29
3.2	Materiais utilizados e possíveis alternativas.....	32
3.3	Propostas de alteração.....	35
3.3.1	Chapeamento traseiro.....	35
3.3.1.1	Reforço do soalho	37
3.3.1.1.1	Cunha na zona da coxia.....	38
3.3.1.1.2	Chapa de reforço do soalho central	44
3.3.1.2	Resguardo do motor	50

3.3.2	Estruturas de suporte das baterias e estrutura de suporte da BTMS e PSM	55
3.3.2.1	Teste em condições normais	57
3.3.2.2	Teste em situação de lomba + travagem	62
3.3.3	Resguardo de Pés	70
3.3.3.1	Método de fixação	83
3.3.4	Reforços para fixação dos bancos	85
3.3.4.1.1	Análise em Elementos finitos	87
3.3.5	Suporte do depósito	90
3.3.5.1	Análise em Elementos Finitos	92
3.3.5.2	Método de fixação	98
3.4	Resumo das propostas para a redução da tara do autocarro	99
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	105
4.1	CONCLUSÕES	105
4.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	106
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	109
6	ANEXOS	113
	ANEXO 1) – Desenhos do chapeamento Traseiro	115
	Anexo 1A) - Desenho da cunha	117
	Anexo 1B) - Desenho da chapa de reforço	119
	Anexo 1C) - Desenho do reforço aplicado a chapa	121
	Anexo 1D) - Desenho do resguardo	123
	Anexo 1E) - Desenho do reforço aplicado ao resguardo	125
	Anexo 2) – Desenhos do suporte das baterias e do suporte da BTMS e PSM	127
	Anexo 2A) – Desenho de Conjunto do suporte das baterias e do suporte da BTMS e PSM	129
	Anexo 2B) – Desenho do suporte de baterias	131
	Anexo 2C) – Desenho do suporte da BTMS e PSM	133
	Anexo 3) – Desenhos dos resguardos dos pés	135
	Anexo 3A) – Desenho da Peça 1	137

Anexo 3B) – Desenho da Peça 2.....	139
Anexo 4) – Desenhos do suporte do depósito.....	141
Anexo 5) – Fichas técnicas da parafusaria	143
Anexo 5A) – Parafuso M5 Inox.....	145
Anexo 5B) – Porca de rebitar M5 Inox	147
Anexo 5C) – Porca de rebitar Rivnut Rivkle.....	149
Anexo 6) – Cálculos do método de fixação da Peça 2.....	151

Página propositadamente deixada em branco

INTRODUÇÃO

- 1.1 Enquadramento
- 1.2 Objetivo proposto
- 1.3 Importância da proposta
- 1.4 Apresentação da empresa

1 INTRODUÇÃO

1.1 Enquadramento

Atualmente a preocupação com o meio ambiente tornou-se uma prioridade para todas as organizações a nível mundial. Desde 1970 que as emissões de gases de efeito de estufa (GEE) no setor dos transportes, duplicou e em 2016 as emissões produzidas pelos transportes constituíram 24,7% do carbono equivalente total emitido para a atmosfera em Portugal (“Emissões de Gases com Efeito de Estufa | Relatório do Estado do Ambiente,” n.d.).

Devido a esta necessidade de diminuir a poluição, tornou-se cada vez mais importante a existência de motorizações alternativas aos motores de combustão. Nestas condições, os veículos com motorização elétrica ganham especial relevância, visto que a alimentação do seu motor é feita através da energia elétrica armazenada nas baterias.

Contudo, não é só o fator da poluição tem visto a sua importância a crescer na sociedade em que vivemos. A segurança dos passageiros, os consumos dos veículos e a sua eficiência, são fatores cada vez mais importantes no dia-dia das empresas do setor automóvel. Efetivamente pode-se afirmar que caminhamos no sentido de uma mobilidade mais sustentável, mais inteligente mais confortável e mais amiga do ambiente.

Os veículos elétricos, em relação aos veículos de motor a combustão, apresentam diversas vantagens, mas, evidentemente, também apresentam algumas desvantagens. Uma destas desvantagens é a menor autonomia dos veículos elétricos que, por sua vez, condiciona a produção e comercialização deste tipo de veículos (Mruzek, Gajdáč, Kučera, & Barta, 2016).

Neste âmbito, muitos fabricantes optam por instalar baterias com maior capacidade energética. Contudo esta opção, geralmente, provoca um aumento do peso global do veículo prejudicando, assim, o ganho na autonomia. Portanto, por forma a otimizar a utilização destes meios de locomoção são necessárias outras alterações no veículo que permitam aumentar a sua autonomia. Estas alterações podem passar pela redução do seu peso, que pode ser conseguida através da alteração dos materiais utilizados por materiais mais “leves” e/ou da alteração no projeto de determinados componentes que o constituem.

No entanto, é sempre necessário testar e validar se os novos componentes conseguem cumprir com os requisitos mínimos de segurança, uma vez que estes são de maior importância para o setor de transporte de passageiros.

O presente trabalho assenta nestes pressupostos e durante a realização deste relatório serão estudadas alterações de diversos componentes do autocarro (e.City Gold) visando a redução do seu peso, mas mantendo as dimensões do veículo e a segurança dos passageiros. Para tal será necessário proceder a análise de esforços com recurso a *softwares* CAD/CAE, como o Solidworks, e a uma análise minuciosa das potencialidades das propostas desenvolvidas.

Neste relatório emprega-se inúmeras vezes os termos massa e peso de uma forma por vezes indistinta mas, como é sabido, massa e peso são grandezas diferentes. A primeira é medida através de uma balança enquanto a segunda é medida por um dinamómetro. A unidade de massa no Sistema Internacional é o quilograma (kg) e a do peso é o newton (N). O peso pode ser obtido a partir do produto da massa e da aceleração da gravidade, que no planeta terra podemos considerar de aproximadamente $9,81 \text{ m/s}^2$. Assim, no mesmo lugar, peso e massa são diretamente proporcionais.

1.2 Objetivo proposto

Este projeto tem como principal objetivo uma redução de 2% da tara do autocarro e.City Gold. Porém, esta deverá ser uma redução cuidada, uma vez que não deverá afetar negativamente a performance do veículo e a segurança dos passageiros que, como já referido anteriormente, é um fator importante neste setor. No final da proposta o veículo deverá conseguir realizar as mesmas funções que atualmente efetua, como por exemplo, deverá ser possível transportar o mesmo número de pessoas, fazer as mesmas rotas, etc.

Para atingir este objetivo principal foi necessário, numa primeira fase, realizar as seguintes tarefas:

1. análise do veículo em estudo
 - a. obtenção do peso dos componentes da estrutura;
 - b. identificação dos materiais utilizados.
2. escolha dos componentes a estudar
 - a. cálculo do impacto do peso dos componentes na tara do autocarro;
 - b. seleção dos componentes com mais impacto na tara.
3. formulação das propostas de redução de peso com base na alteração de projeto e/ou substituição do material.

Numa segunda fase deste projeto testarem-se as várias propostas através da análise dos componentes com recurso a métodos de elementos finitos (MEF) que englobou a:

- a. definição das condições fronteira;
- b. aplicação correta das cargas/forças exteriores;
- c. escolha da malha apropriada;
- d. avaliação dos resultados obtidos;

1.3 Importância da proposta

Para avaliar a importância deste projeto deve-se ponderar quais as principais características do autocarro que serão afetadas pela redução de peso.

Como referido anteriormente, a autonomia é uma das maiores limitações para um autocarro elétrico durante a sua vida útil. Este facto deve-se à limitação que ainda existe nos dias de hoje com as baterias. Existem diferentes tipos de baterias sendo que o tipo mais utilizado são as de íões de lítio. Estas são o tipo de baterias com a maior capacidade energética mas também são as mais pesadas, condicionando assim o ganho de autonomia do veículo (Berjoza & Jurgena, 2017).

Porém, a capacidade energética das baterias não corresponde diretamente à autonomia do autocarro, uma vez que não é apenas o motor elétrico que necessita da energia armazenada nas mesmas para funcionar. Outros sistemas também usufruem dessa energia como, por exemplo, o ar condicionado. Assim, é possível concluir que é necessária uma elevada capacidade energética para alimentar o motor elétrico, responsável pela locomoção, e de todos os sistemas que dela necessitem.

Uma forma de contornar este problema é realizar vários carregamentos durante o percurso diário do autocarro, de maneira a que nunca sejam comprometidos os níveis mínimos de energia, permitindo assim que este circule com normalidade.

Contudo, as baterias possuem um número limite de ciclos de carregamento que podem efetuar antes de serem consideradas não conforme. Todo o conjunto de baterias que possuam menos de 80% da sua capacidade energética inicial deverá ser substituído por um novo conjunto. Ou seja, para além de uma autonomia limitada, este tipo de veículos terá também no futuro um custo acrescido, em relação aos veículos a combustão, que é a substituição das baterias.

Este é um dos aspetos em que uma redução de peso pode ter uma contribuição bastante positiva. Com uma estrutura mais leve, o motor não necessitará de debitar tanta potência para movimentar o veículo, tendo por consequência o aumento da autonomia e a diminuição dos seus ciclos de carregamento permitindo, assim, a uma extensão da vida útil das baterias.

Contudo, a redução do peso do autocarro beneficia outros fatores para além da sua autonomia. De facto, os clientes têm requisitos cada vez mais exigentes em relação à tara do veículo. Para autocarros com especificações idênticas os clientes, darão preferência aos que apresentarem menor tara. Além disso, veículos propostos a concurso que não satisfaçam este requisito são, geralmente, rejeitados do mesmo logo numa fase inicial.

1.4 Apresentação da empresa

A CaetanoBus, empresa integrada no grupo Salvador Caetano, SA, iniciou a sua atividade oficialmente a janeiro de 2002, com o nome de CaetanoBus - Fabricação de Carroçarias, SA. No entanto, as suas origens remetem a 1946 ano em que nasce a empresa Martins Caetano & Irmão, Lda. que se dedicava ao fabrico de carroçarias de autocarros com estrutura totalmente em madeira.

Desde sempre a empresa pretendeu estar na vanguarda das novas técnicas utilizadas no setor, sendo que em 1955 foi a primeira empresa, em Portugal, a realizar a construção de autocarros totalmente em metal. Em 1966 conseguiu realizar a construção da sua primeira unidade fabril em Vila Nova de Gaia, sendo que na Figura 1 apresenta-se as atuais instalações da empresa.



Figura 1 - Instalações da empresa em Vila Nova de Gaia

Este foi um importante marco na história da empresa e que permitiu conquistar muitos outros como, por exemplo, os seguintes:

- em 1967 a exportação dos primeiros autocarros para Inglaterra;
- em 1990 foi lançada a linha COBUS, direcionada para plataformas de aeroporto;
- em 1994, no Reino Unido, o modelo Óptimo foi eleito “Autocarro Mini/Midi do Ano”.

Desde muito cedo o Grupo Salvador Caetano primou pela qualidade que tem sido reconhecida por diversas vezes na sua história:

- em 1989, certificação da Divisão Fabril de Gaia, de acordo com a norma Europeia NP EN 29002:1988, reconhecendo o seu Sistema de Qualidade (1º certificado do setor automóvel em Portugal);
- em 1996, é atribuída a certificação da Qualidade segundo a Norma NP EN ISO 9001:1995;
- em 1999, o Centro Português do Design atribui prémio ao modelo ENIGMA;
- em 2004, certificação segundo a NP EN ISO 14001:1999 pela APCER.

No ano de 2017 a CaetanoBus contava já com 574 colaboradores, tendo efetuado nesse ano um volume de vendas de cerca de 72 milhões de euros (“Our numbers | CaetanoBus buses and coaches,” n.d.).

Estas conquistas, juntamente com muitas outras, tornam a CaetanoBus uma empresa de referência nacional e internacional, que procura sempre inovar e estar a frente do seu setor, graças a um *Know-how* adquirido ao longo a sua história (“A Nossa História | Caetanobus,” n.d.).

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 História dos autocarros
- 2.2 Autocarro e.City Gold
- 2.3 Principais constituintes do veículo
- 2.4 Alternativas para efetuar a redução de peso
- 2.5 Materiais a considerar
- 2.6 Comparação de materiais
- 2.7 Importância da análise em elementos finitos. Singularidades

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 História dos autocarros

O primeiro transporte que se pode considerar como transporte coletivo de pessoas remonta a alguns séculos atrás, sendo constituído por uma carroça de madeira, puxada por um conjunto de animais, permitindo transportar um pequeno grupo de pessoas. No ano de 1826 o francês Stanislav Brudy, proprietário de umas instalações de banhos públicos, teve a ideia de criar um transporte que permitisse facilitar o acesso às suas instalações. Passado dois anos este criou uma empresa de transportes públicos, ainda movidos a cavalos, sendo que esta tipologia de transporte viria a ser adotada por Londres e Nova York em 1829.

Apenas em 1895, Karl Benz, criou o primeiro transporte coletivo motorizado, com motor de combustão, que conseguia transportar entre 6 a 8 pessoas, que é visível na Figura 2. Com um motor monocilíndrico com 5 hp de potência conseguia alcançar os 15 Km/h, ainda que a sua carroçaria se assemelhasse a um coche. Com o passar dos anos, a aparência exterior bem como o próprio motor sofreram significativas alterações de forma a melhorar diversos aspetos destes veículos.



Figura 2 - Primeiro transporte coletivo motorizado, criado por Karl Benz

Em 1938 foi incorporado o motor diesel, pelos irmãos Mack, num autocarro da sua própria empresa.

Em 1951 a Mercedes Benz introduziu a disposição que ainda vigora nos dias de hoje com o motor transversal localizado na parte de trás do veículo. Desta forma permitiu um melhor aproveitamento do espaço interior do veículo bem como o aumento das condições de trabalho para o motorista.

Ao longo dos anos os autocarros continuaram a evoluir, aparecendo com design cada vez mais arrojado e com materiais cada vez mais leves e resistentes. Devido a uma maior preocupação com o meio ambiente, começaram a surgir motorizações alternativas aos motores a combustão, como por exemplo os autocarros movidos a gás natural, hidrogénio ou a energia elétrica (“Una breve historia del autobús - Motor y Racing,” n.d.).

O presente trabalho incidiu num veículo pesado de transporte de passageiros, com motorização elétrica, o e.City Gold, apresentado no ponto seguinte.

2.2 Autocarro e.City Gold

O autocarro e.City Gold, visível na Figura 3, é um produto desenvolvido pela CaetanoBus de forma a dar resposta às necessidades ambientais do setor de transporte de passageiros em ambiente urbano. Destaca-se por ser um veículo 100% elétrico, silencioso, com baterias de última geração e uma elevada lotação. O autocarro encontra-se equipado com travagem regenerativa, que aproveita a energia gerada pela travagem para recarregar a baterias (“e.City Gold | CaetanoBus,” n.d.).



Figura 3 – Autocarro e.City Gold

O autocarro e.City Gold, em função das necessidades dos clientes, pode ser fabricado com diferentes especificações. Por exemplo, o comprimento pode ser entre 9,5 m e 18,7 m, podem apresentar 2, 3 ou 4 portas e o número de lugares sentados pode variar entre 25 e 51 lugares. As especificações do autocarro analisado neste trabalho estão indicadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Especificações do autocarro e.City Gold ("e.City Gold | CaetanoBus," n.d.)

Dimensões	
Comprimento [m]	12
Largura [m]	2,5
Altura [m]	Até 3,3
Distância entre eixos [m]	5,845
Lugares sentados	40
Número de portas	2
Gross Vehicle Weight (GVW) [kg]	18 996
Estrutura	
Chassis	Tipologia Low-floor ou Low-Entry
Carroçaria	Estrutura leve em alumínio
Motor	
Tipo	síncrono
Potência nominal [kW]	160 @ 1500 rpm
Binário nominal [N.m]	1500 @ 210A
Binário máximo [N.m]	2500 @ 350A
Rotação máxima [rpm]	3500
Velocidade máxima [km/h]	70
Baterias	
Capacidade das baterias [kW.h]	De 85 até 250
Autonomia [Km]	Até 200
As baterias podem ser carregadas através de um carregador a bordo trifásico ou por um carregador externo DC de 150 kWh	

Para este trabalho a especificação com maior importância é o peso do autocarro. Tal como apresentado na tabela anterior, o seu *Gross Vehicle Weight (GVW)*, que inclui o chassi, carroçaria, motor, fluidos do motor, combustível, acessórios, condutor, passageiros e carga, é de 18 996 kg. Tal como já foi referido o principal objetivo desta dissertação passa por reduzir a tara do autocarro em 2%. A tara, cuja definição se encontra no glossário (página XV), é evidentemente menor que o GVW.

Os gráficos da Figura 4 apresentam a distribuição dos pesos na globalidade do autocarro bem como nos dois principais grupos: a carroçaria e o chassi rolante. Estes gráficos foram obtidos através da determinação dos pesos dos vários componentes. Esta ação, que será descrita mais à frente, foi demorada mas fundamental para o desenvolvimento deste trabalho, porque só assim foi possível identificar os componentes passíveis de alteração e com maior impacto na redução do peso do autocarro.

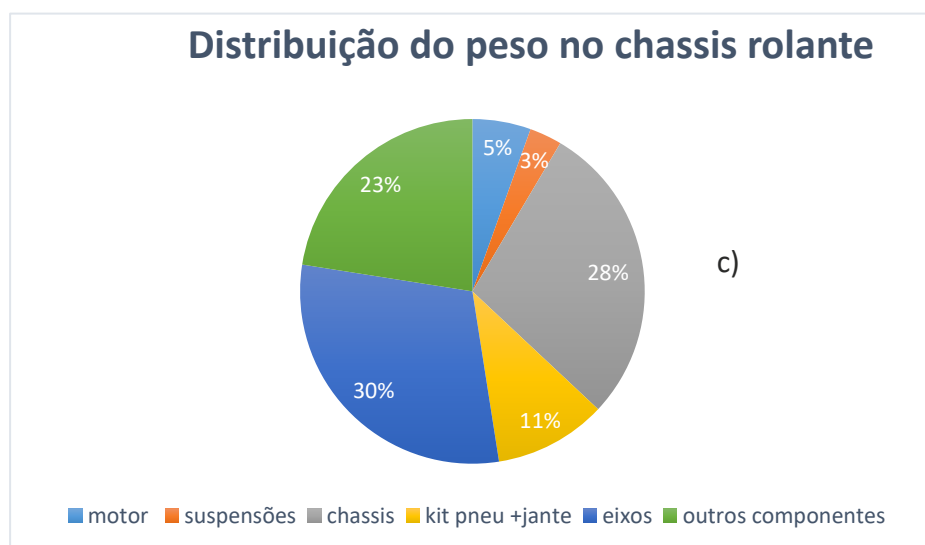
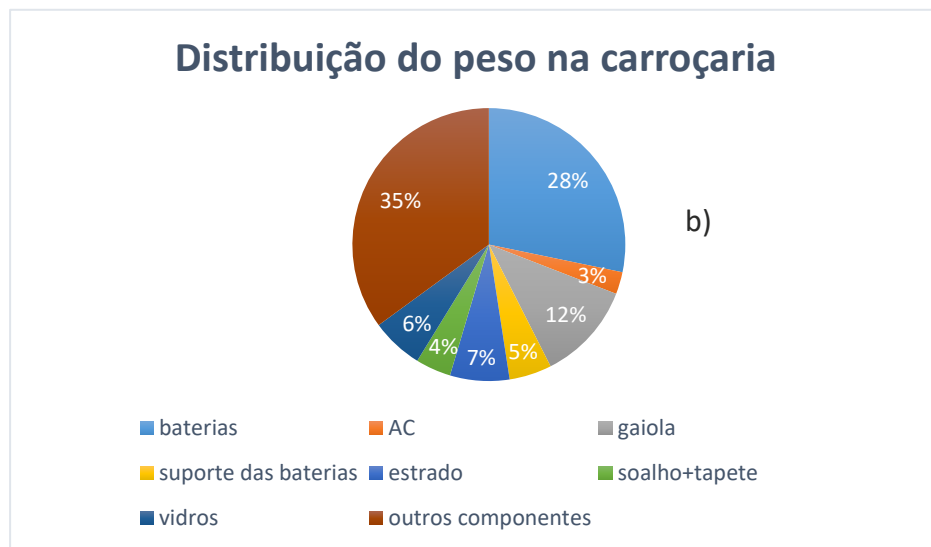
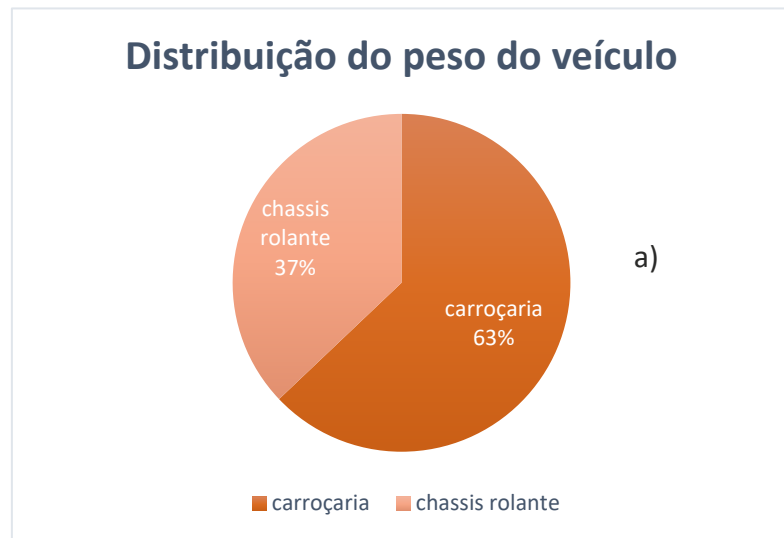


Figura 4 - a) Distribuição de peso no Veículo b) Distribuição de Peso na Carroçaria
c) Distribuição de Peso no Chassis rolante

Da análise do primeiro gráfico da Figura 4 podemos constatar que a carroçaria representa 63% do peso do veículo enquanto os restantes 37% referem-se ao chassis. Ou seja, o maior contributo para a tara do autocarro resulta do peso da carroçaria e por este motivo, mas não só, as propostas de redução de peso desenvolvidas neste trabalho vão recair sobre os componentes associados a este grupo.

Relativamente à distribuição do peso na carroçaria, Figura 4 b), 35% é atribuído a outros componentes. Estes incluem diversos chapeamentos como, por exemplo, o chapeamento traseiro com 1% do peso associado à carroçaria, os compósitos de fibras de vidro exteriores e interiores com 4,6%, bancos com 3,7%, varões e anteparos com 2,6% entre muitos outros.

Quanto à distribuição do peso pelo chassis, Figura 4 c), 23% é referente a outros componentes que não foram citados. A direção com 3%, as cablagens com 4% e os sistemas elétrico com 2,34%, pneumático com 3,34%, refrigeração com 1,8% e uma grande variedade de outros componentes e suportes com 8,8%.

2.3 Principais constituintes do veículo

Atualmente, os autocarros são equipamentos cada vez mais completos e complexos de forma a proporcionar a melhor viagem possível aos seus utilizadores. Os vários constituintes de um autocarro podem ser divididos em três grupos: chassis, carroçaria e sistema elétrico.

Para além de dar o nome ao grupo, o chassis é o principal elemento estrutural do veículo. Este é responsável por suportar os diversos esforços a que o veículo está sujeito como, por exemplo, os de torção e flexão e as resultantes do peso dos vários componentes que o constituem. A base do chassis são as travessas e longarinas, cujo conjunto formam o quadro que por sua vez é responsável pela resistência de que o chassis necessita. Neste estão alocados outros componentes, como é o caso do motor de tração, suspensão, eixos e transmissões, travões etc. Contudo, quando inclui os componentes mecânicos que permitem a sua livre locomoção deixa de se designar apenas chassis e passa a ser designado de chassis rolante. Na Figura 5 pode-se observar o chassis rolante do veículo em estudo.



Figura 5 - Chassis rolante

A carroçaria é a parte da estrutura que dá a forma ao autocarro e o envolve. Geralmente é composta por tubos de secção retangular em aço que depois são revestidos. As superfícies planas deste tipo de tubos facilitam a fixação dos revestimentos, o corte e o posicionamento para soldadura (Ferreira, 2010). No caso específico do e.City Gold a estrutura é feita em alumínio de alta resistência, visível na Figura 6, que é um material com uma densidade significativamente mais baixa que a do aço contribuindo de forma positiva para a autonomia do autocarro. O espaço interior da carroçaria é onde circulam os passageiros e condutor, onde são colocados os bancos para os mesmos e todos os outros apoios.

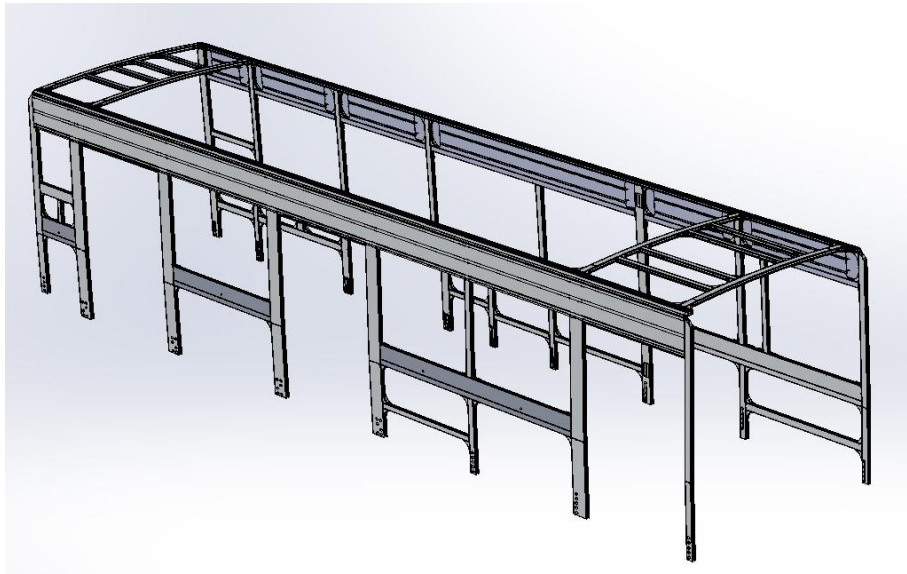


Figura 6 - Estrutura da carroçaria

O sistema elétrico caracteriza-se pelo conjunto de equipamentos eletrónicos que são responsáveis por controlar e gerir todos os sistemas do autocarro. Este sistema é cada vez mais importante nos autocarros uma vez que atualmente os componentes são, na sua maioria, controlados eletronicamente. Diversos tipos de autocarros, como é exemplo do e.City Gold, têm uma panóplia de equipamentos que permitem, por exemplo, controlar a potência debitada pelo motor, ou até mesmo ler a temperatura ambiente no interior do autocarro, permitindo assim efetuar um controlo otimizado do ar condicionado, aumentando a sua eficiência e, portanto, diminuindo o seu consumo de energia. O veículo também possui uma suspensão controlada eletronicamente que permite nivelar o piso, fazendo uma compensação de altura, em caso de curva ou baixar a altura do piso em relação ao chão para facilitar o acesso de passageiros de mobilidade reduzida.

2.4 Alternativas para efetuar a redução de peso

De forma a atingir o objetivo de reduzir o peso do autocarro podem ser escolhidos vários métodos. Dentro destas várias possibilidades podem-se encontrar os seguintes métodos (Cheah, 2010; Kumar Dama, Suresh Babu, & Rao, 2018; YADAV, PRASAD AKSHAY, SHINDE. YOGESH, GANGURDE. PANKAJ, 2016):

1. utilização de materiais “leves” (com menor massa volúmica);
2. alteração do projeto, que pode passar por mudança de geometria ou eliminação/substituição de componentes não críticos;
3. redução das dimensões do veículo.

Considerando assim os dois primeiros métodos, uma vez que no âmbito deste trabalho o terceiro não pode ser aplicado, como referido no ponto 1.2, foram consideradas as seguintes abordagens na realização deste projeto:

- mudança de geometria do componente em estudo, de forma a proporcionar a mesma ou maior resistência, mas com menos peso associado;
- alteração do material por um com menor massa volúmica, na maioria dos casos aço por alumínio;
- substituição do material por um com maior resistência mecânica.

Estas abordagens, dependendo do componente em causa, podem ser usadas de forma isolada ou podem ser combinadas entre si de modo a permitir uma mais eficiente redução de peso.

2.5 Materiais a considerar

Na maioria das estruturas metálicas aplicadas em autocarros, os construtores aplicam aços de carácter estrutural, sendo que o aço S355 é o mais recorrente. Isto deve-se principalmente à elevada relação resistência mecânica/preço que estes materiais possuem. No entanto, quando se pretende diminuir o peso dos veículos uma das vias possíveis passa por substituir o aço, que apresenta uma massa volúmica elevada, por materiais mais “leves”. Evidentemente que é possível fabricar estruturas mantendo o aço como material base e ainda assim diminuir o seu peso, mas será necessário utilizar aços com maior resistência mecânica (aços de alta resistência) que permitirão reduzir a secção das estruturas e conseqüentemente a sua massa.

Nos seguintes subcapítulos serão retratados os materiais mais utilizados quando se aborda o tema de redução de peso em veículos. Estes também poderão servir com “guia” para os materiais a usar nas propostas de redução de peso.

2.5.1 Aços avançados de alta resistência

Os aços avançados de alta resistência, designados por AHSS, do inglês *Advanced High Strength Steel*, são aços com uma composição química cuidadosamente selecionada e uma microestrutura com várias fases, obtida através de um controlo preciso do aquecimento e arrefecimento do processo termomecânico.

Os AHSS contêm duas ou mais fases que originam um aumento tanto da resistência mecânica como da ductilidade. Estes fenómenos não são possíveis de se verificar nos *High Strength Steel (HSS)* e nos *High Strength Low Alloy (HSLA)*, uma vez que estes possuem apenas uma fase (Keeler & menacen Kimschi, 2016). A ampla gama de propriedades de vários aços, incluindo os AHSS, é ilustrada no diagrama Resistência mecânica-Ductilidade da Figura 7.

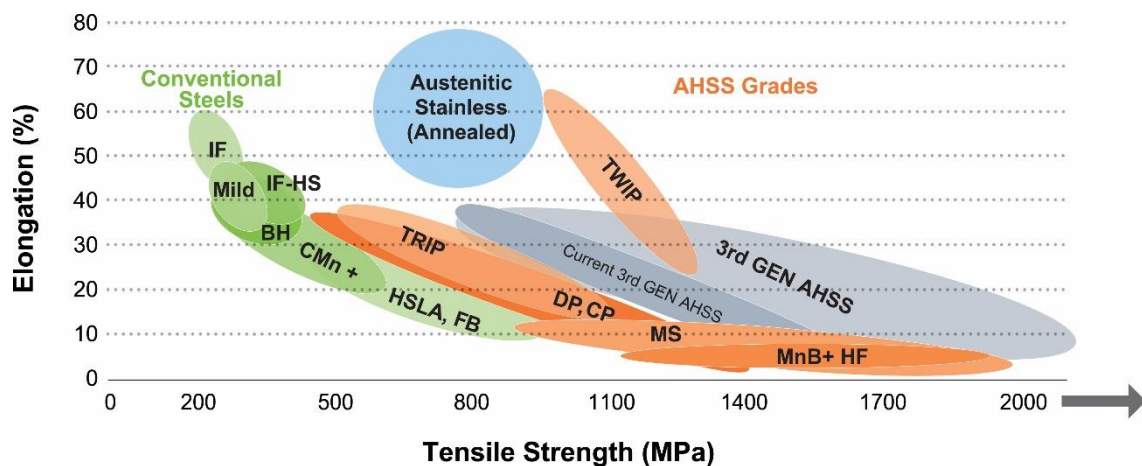


Figura 7 - Comparação entre os vários tipos de aços aplicados em automóveis (Keeler & menacen Kimschi, 2016)

Legenda:

- IF – *Interstitial-Free*
- IFHS – *Interstitial Free High Strength steels*
- Mild – *Mild or low carbon steel*
- BH – *Bake Hardenable*
- CMn – *Carbon-Manganese steel*
- HSLA – *High-Strength Low-Alloy*
- FB – *Ferritic-Bainitic*
- TRIP – *Transformation-Induced Plasticity*
- DP – *Dual Phase*
- CP – *Complex Phase*
- MS – *Martensitic*
- MnB – *Manganese-Boron steel*
- HF – *Hot-Formed*
- TWIP – *Twinning-Induced Plasticity*

Analisando a figura anterior consegue-se perceber que os aços mais convencionais apresentam, na sua maioria, uma elevada capacidade de deformação mas uma baixa tensão de ruptura. Já os AHSS apresentam uma maior resistência mecânica mantendo uma boa ductilidade. Por outro lado, os AHSS de terceira geração, na sua generalidade, possuem uma capacidade de deformação equivalente aos AHSS de primeira e segunda geração mas com uma maior tensão de ruptura.

A utilização dos AHSS na indústria automóvel permite satisfazer os requisitos de segurança, eficiência, emissões, processamento, durabilidade e custo. Estes aços, devido à sua elevada resistência mecânica, permitem reduzir a espessura dos componentes e, assim, o seu peso sem prejudicar o comportamento mecânico. De facto, nos últimos anos a utilização dos aços AHSS em veículos leves tem aumentado significativamente.

2.5.2 Ligas de alumínio

A propriedade que torna as ligas de alumínio tão atrativas para a redução de peso é a sua baixa massa volúmica, cerca de 1/3 da do aço. Estas ligas podem ser endurecidas por deformação plástica a frio e/ou tratamento térmico, originando ligas de alumínio de alta resistência, que podem apresentar uma tensão de cedência equiparada à de alguns aços, proporcionando assim uma grande vantagem do alumínio em relação ao aço, a sua resistência específica. Apesar das ligas de alumínio apresentarem um menor módulo de elasticidade, a sua rigidez específica destaca-se da dos aços devido ao baixo valor da sua massa volúmica. (Benedyk, 2010; Tisza & Czinege, 2018).

As ligas de alumínio são bastante versáteis pois apresentam uma grande variedade de processos pelos quais podem ser obtidas peças: fundição, extrusão, estampagem, maquinagem, etc. Isto deve-se principalmente à sua grande ductilidade e baixo ponto de fusão (Benedyk, 2010).

Um estudo da Associação Europeia do alumínio mostra que a quantidade de alumínio usado num automóvel aumentou de 50 Kg em 1990 para 140 Kg em 2012, sendo que a tendência é que este valor continue a aumentar, podendo chegar 180 Kg em 2020 (Stojanovic & Glisovic, 2016). No entanto, esta progressão é limitada pelo preço da liga quando comparado com o aço e por requerer cuidados especiais na soldadura. Além disso, é geralmente mais difícil de conformar plasticamente por estampagem e requer maior cuidado no seu manuseamento para evitar riscos, devido à sua baixa dureza superficial (YADAV, PRASAD AKSHAY, SHINDE. YOGESH, GANGURDE. PANKAJ, 2016).

2.5.3 Ligas de Magnésio

Este é caracterizado por ser o mais leve de todos os metais estáveis de uso industrial (Martins Da silva, Lino Alves, & Torres Marques, 2013), sendo que apresenta uma massa volúmica 30% inferior à do alumínio e 75% à do aço (Davis, 2010), apresentando boa maquinabilidade. Contudo, a maquinagem e a soldadura deste material exige cuidados especiais devido à sua inflamabilidade. Apresenta baixo módulo de elasticidade, menor resistência mecânica e dureza, que o seu principal concorrente, o alumínio (YADAV, PRASAD AKSHAY, SHINDE. YOGESH, GANGURDE. PANKAJ, 2016).

As ligas de magnésio, à semelhança das de alumínio, têm aumentando a sua percentagem na constituição do automóvel. No entanto, existem fatores que condicionam bastante este aumento, sendo estes: a baixa resistência à fluência para

aplicações a altas temperaturas, a baixa resistência à corrosão, a necessidade de melhorar os processos de fundição bem como a produção de peças e produtos por extrusão ou laminagem e o preço elevado em relação ao alumínio e aço (Cheah, 2010).

2.5.4 Polímeros e compósitos

Os polímeros e compósitos de matriz polimérica têm cada vez mais aplicação no ramo automóvel, sendo que estes têm uma cota de 10% a 15% no peso (Patil, Patel, & Purohit, 2017). Mesmo que para aplicação em autocarros estes números sejam mais baixos, apresentam um valor maior em Kg, que é resultante da diferença de massa entre um autocarro e um veículo ligeiro. Estes materiais desempenham um papel valioso na redução de peso, apresentando uma massa volúmica mais baixa do que os metais referidos acima, sendo que os substituem em aplicações não estruturais (Davis, 2010). No entanto, a baixa resistência mecânica limita, na maioria dos casos, a sua aplicação.

No passado utilizavam-se frequentemente materiais ferrosos nos revestimentos dos autocarros, enquanto nos dias de hoje a escolha recai mais sobre o uso de materiais compósitos, de forma a evitar a corrosão, mas o principal enfoque prende-se com a necessidade de procurar materiais mais avançados para a diminuição do peso dos autocarros elétricos e consequente aumento da autonomia (“Ignite Sessions e o futuro dos materiais | Caetanobus,” n.d.).

Os compósitos mais usados no ramo dos pesados de transporte de passageiros são os que utilizam fibra de vidro (GFRP). No entanto, a sua aplicação é maioritariamente limitada devido ao grande tempo de produção, uma vez que as peças fabricadas com este material são maioritariamente obtidas por moldação manual e pelo próprio custo das fibras (YADAV, PRASAD AKSHAY, SHINDE. YOGESH, GANGURDE. PANKAJ, 2016).

2.5.5 Outros materiais a ter em consideração

Para além dos materiais expostos acima existem outros que podem ser usados quando o fator peso assume uma grande importância num determinado projeto. Materiais como as ligas de titânio e os compósitos de fibra de carbono (CFRP) que possuem elevada resistência mecânica e uma massa volúmica bastante inferior do aço, apresentando por isso uma elevada resistência específica.

Estes materiais são considerados quando o peso é um fator importante e as cargas a que a estrutura está sujeita são elevadas. No entanto, o uso destes materiais é muitas vezes inviabilizado por causa do seu elevado preço, sendo que são essencialmente utilizados na indústria aeronáutica ou aeroespacial, bem como em veículos utilizados em provas de alta competição como, por exemplo, a fórmula 1. Por este motivo, materiais como as ligas de alumínio e os compósitos de fibra de vidro ganham importante destaque quando se pretende estruturas de peso mais reduzido.

2.6 Comparação de materiais

Na Tabela 2 apresenta-se algumas propriedades gerais dos materiais anteriormente referidos. Este valores foram obtido através do livro *“Material Selection in Mechanical Design”* escrito por Michael Ashby (F. Ashby, 2011).

Tabela 2 – Propriedades gerais dos materiais (F. Ashby, 2011)

Material	Massa volúmica [kg/m ³]	Tensão de cedência [MPa]	Módulo de elasticidade [GPa]	Preço relativo [1-10]
AHSS	7800-7900	400-1000	200-210	1
Alumínio	2500-2900	30-500	68-82	2
Magnésio	1740-1950	70-400	42-47	4
Titânio	4400-4800	250-1245	90-120	10
GFRP	1750-1970	550-1050	15-20	6
CFRP	1500-1600	110-192	69-150	8

Como referido anteriormente a análise das propriedades dos materiais utilizados deve ser bastante cuidada. Considerando o tema deste relatório é possível com uma rápida análise deduzir que as propriedades mais importantes são: a massa volúmica, o módulo de elasticidade e a resistência mecânica.

As figuras 8 a 10 mostram diagramas de propriedades retiradas do livro *“Material Selection in Mechanical Design”* (F. Ashby, 2011). Nestes diagramas os materiais estão divididos nos seguintes grupos: espumas, materiais naturais, elastómeros, polímeros, compósitos, cerâmicos tradicionais, cerâmicos técnicos e metais.

Convém salientar que alguns destes grupos de materiais não são adequados para o tema em análise neste trabalho. Por exemplo, as espumas e os elastómeros, apesar da baixa massa volúmica, apresentam reduzidas propriedades mecânicas. Os cerâmicos, por sua vez, não são adequados devido à elevada fragilidade. Os materiais naturais têm uma reduzida aplicação na constituição dos autocarros e, por este motivo, não foram considerados na análise realizada neste capítulo. Contudo, sendo um autocarro elétrico, mais amigo do ambiente, fará todo o sentido em aumentar a utilização de materiais naturais em detrimento dos plásticos. Assim, os materiais mais relevantes para este trabalho são os pertencentes aos grupos dos metais e dos compósitos.

Estes diagramas permitem observar, dentro dos respetivos grupos, quais as famílias de materiais que apresentam a melhor combinação relativamente à rigidez, resistência à tração, custo e massa volúmica.

As propriedades anteriormente referidas têm maior importância, relativamente a outras, porque neste trabalho pretende-se diminuir o peso do autocarro sem prejudicar

o comportamento mecânico e a um custo aceitável. No entanto, outras propriedades como a tenacidade à fratura, a resistência à corrosão e facilidade de processamento também são relevantes para o caso em estudo.

Neste estudo, em certos casos, será importante que o material selecionado apresente a maior rigidez possível com a menor massa volúmica (rigidez específica) tornando, assim, a peça mais resistente a esforços como por exemplo a flexão, mas maximizando a diminuição da massa, que é o principal objetivo do estudo. Analisando a Figura 8 verifica-se que as famílias de materiais mais indicadas são as ligas de titânio, de alumínio, magnésio, os GFRP e CFRP.

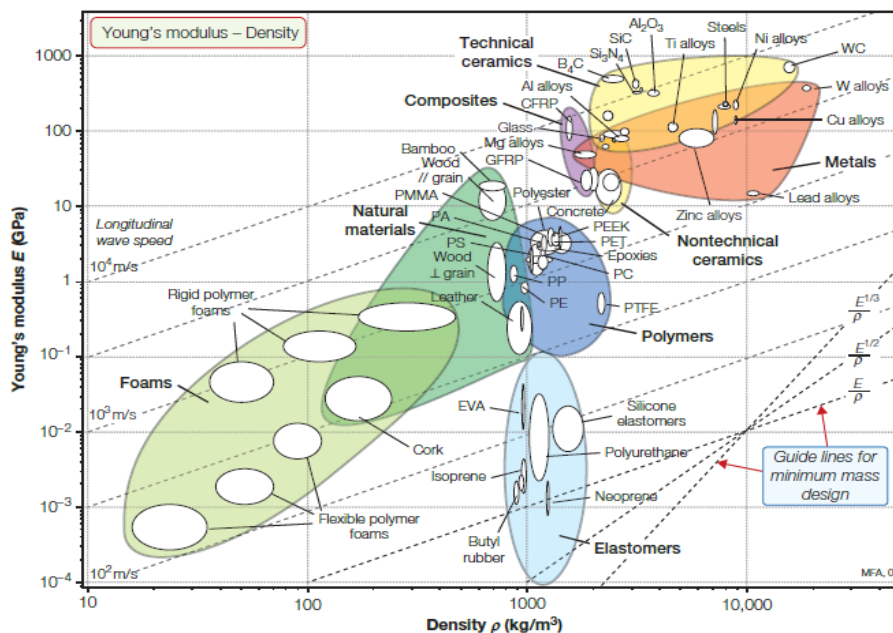


Figura 8 - Diagrama Módulo de elasticidade - Massa volúmica (F. Ashby, 2011)

Noutros caso, nomeadamente em componentes estruturais, será mais importante que o material apresente uma boa relação entre a tensão de cedência e a sua massa volúmica (resistência específica), permitindo que este resista aos esforços sem causar deformação fora do domínio elástico, mas com a menor massa possível. Assim, é possível que a peça resista aos mais variados esforços sem alterar permanentemente a sua geometria. Observando a Figura 9, as famílias que apresentam melhor relação são as ligas de alumínio, as de titânio, as de magnésio e os GFRP e CFRP.

O preço é sempre um fator a ter em conta em qualquer projeto, podendo este muitas vezes inviabilizar a conceção do mesmo. Por isso, torna-se necessário encontrar materiais que apresentem boas propriedades mecânicas ao mais baixo preço. Sendo que o módulo de elasticidade pode em muitos casos ser um fator condicionante quando se procura reduzir secções a uma dada peça, observando a Figura 10, é possível verificar que os materiais que apresentam melhor relação entre módulo de elasticidade e preço

são as ligas de alumínio e zinco, os ferros fundidos e os aços ao carbono. As ligas de magnésio, quando comparadas com o alumínio, apresentam menor módulo de elasticidade e maior custo sendo, no entanto, mais leves. As ligas de titânio e o CFRP são fortemente penalizados pelo preço.

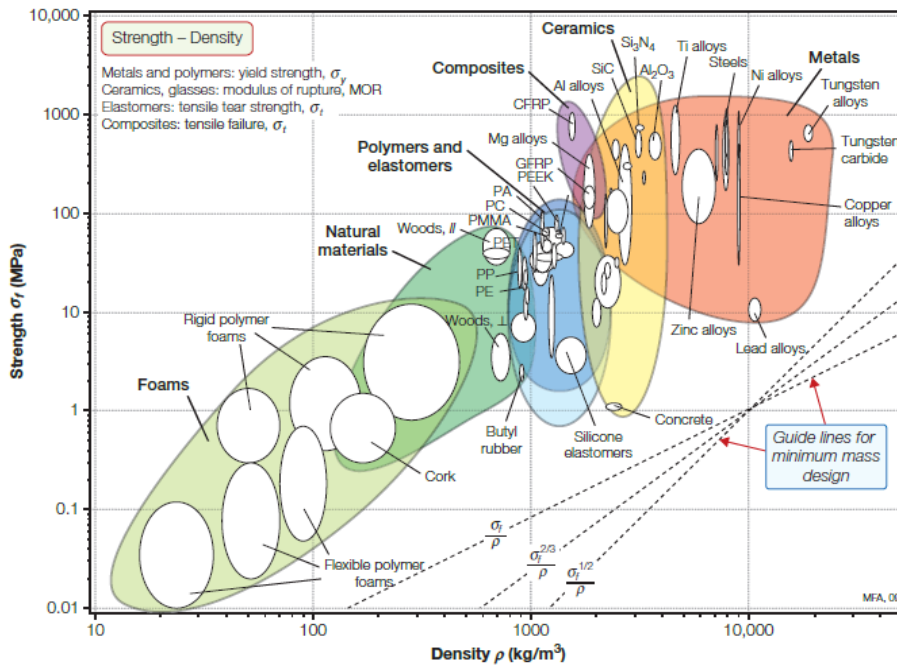


Figura 9 - Diagrama Tensão de cedência - Massa volúmica (F. Ashby, 2011)

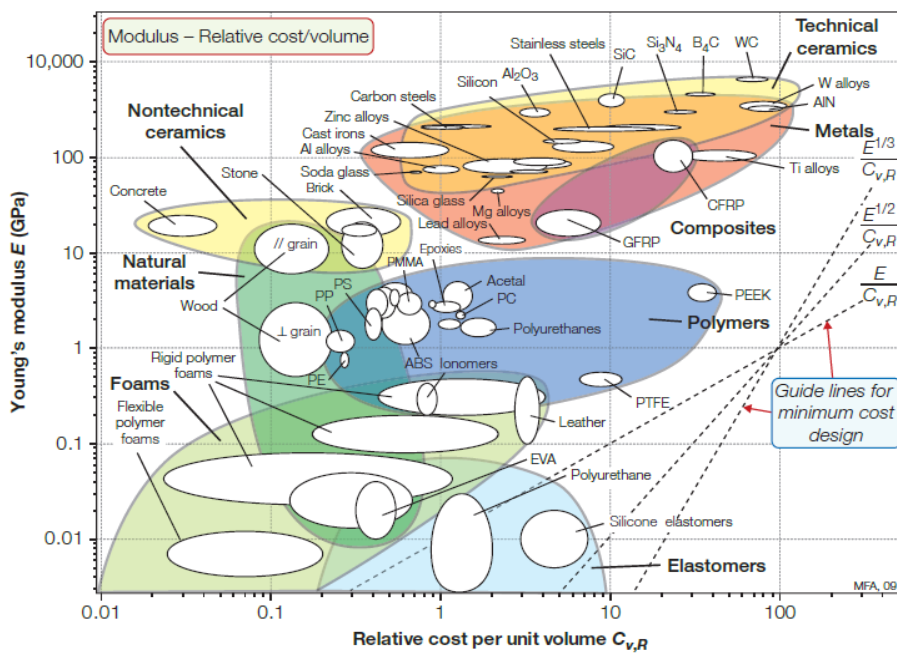


Figura 10 - Diagrama de Módulo de Elasticidade – Preço relativo (F. Ashby, 2011)

Assim sendo pode-se considerar que os materiais mais indicados na realização deste estudo, para realizar a substituição dos aços ao carbono e inoxidáveis já existentes, são as ligas de alumínio, as de magnésio, os GFRP e os AHSS. No entanto, cada material tem os seus pontos fortes e fracos, como por exemplo as ligas de titânio têm uma alta tensão de cedência, mas também tem uma relativamente alta densidade e um custo ainda mais alto, que acaba por inviabilizar a sua aplicação no contexto deste trabalho.

2.7 Importância da análise em elementos finitos. Singularidades

Muitos fenómenos da engenharia podem ser descritos com base em leis e equações, no entanto, na maioria dos casos estas possuem simplificações que num problema real podem não se verificar ou muitas vezes estas são obtidas para geometrias muito simples, não correspondendo a uma aplicação real. Por isso, em diversas situações não é viável a sua aplicação tendo de se recorrer a outras metodologias como a análise por elementos finitos.

Recorrendo a análises de elementos finitos, torna-se possível resolver problemas de geometria complexa. O método de elementos finitos constitui uma estimativa numérica de equações integrais ou diferenciais que se estabelecem para um elemento ou um conjunto deles. Através destas é possível calcular os deslocamentos entre os vários pontos da malha gerada pelo programa e assim, derivado destes, obter as tensões (Campilho, 2012).

A partir deste método resultam soluções bastante aproximadas dos estados de tensão e deformação real sofrida pelo componente, permitindo assim a otimização dos mesmos. Realizando este tipo de estudo pode-se verificar se um componente está sobredimensionado e a partir desses dados realizar uma proposta de alteração. Será também possível averiguar se depois das alterações efetuadas ao componente, este será capaz de suportar a carga aplicada.

Com o recurso a softwares de simulação, neste caso ao módulo de simulação do Solidworks®, é possível obter os campo de tensões, os deslocamentos e até mesmo obter o coeficiente de segurança para aquele componente, podendo desta forma validar teoricamente a peça.

Na realização deste projeto foi escolhido o *software* Solidworks®, na sua componente de simulação, para realizar a validação teórica das propostas de redução de peso. Este *software* tem mostrado uma clara evolução ao longo dos anos, permitindo atualmente realizar análises com o método de elementos finitos com um preço de aquisição inferior ao de outros *softwares*, como por exemplo, o *software* CATIA®.

Durante as várias simulações realizadas para se obter o estado de tensões aplicado a um dado componente, podem ocorrer problemas que podem dificultar a análise e não permitir a obtenção de uma fácil e direta leitura dos resultados.

Um dos problemas que podem surgir são denominados de Singularidades. Estas caracterizam-se por uma irregularidade na malha devido à geometria do componente em estudo e que confinadas com os esforços a que este está sujeito, elevam a valores excessivos (não reais) de tensões em zonas específicas.

O MEF vai calcular os deslocamentos de cada ponto da malha devido às cargas impostas. A partir desses é obtida uma curva e a tensão é dada pelo declive da reta tangente à curva nesse ponto.

As singularidades dão-se precisamente quando existe uma alteração muito brusca no declive da reta, exemplificado na Figura 11 a). Assim, tentando contornar este facto são utilizados pontos gaussianos para calcular as tensões, Figura 11 b).

Estes pontos localizam-se a uma distância muito pequena do ponto em que ocorre a singularidade. O procedimento do *software* passa por calcular a tensão nesses pontos e posteriormente por extrapolação obtém a tensão no ponto de singularidade. Por isso quanto mais refinada for a malha, mais pequena é a distância entre o ponto de singularidade e os pontos gaussianos. Sendo que quando o raio tende para zero as tensões vão tender para infinito, ou seja, quando ocorre este fenómeno quanto maior o refinamento da malha mais visível é o seu efeito.

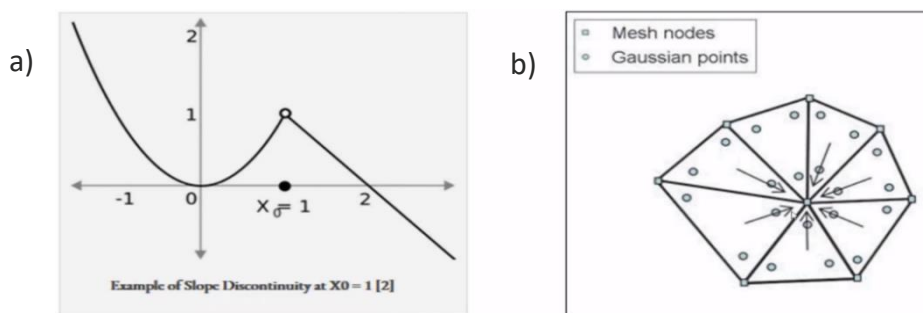


Figura 11 – a) Efeito gráfico de uma singularidade b) exemplificação de aproximação por pontos gaussianos (sqedio, 2019)

O recomendado é que seja efetuado um estudo mais rigoroso à peça de forma a perceber onde ocorrem estas singularidades e como estas afetam o campo de tensões obtido, uma vez que as tensões resultantes não representam valores reais podem ser ignoradas (sqedio, 2019).

DESENVOLVIMENTO

- 3.1 Análise dos componentes
- 3.2 Materiais utilizados e possíveis alternativas
- 3.3 Propostas de alteração
- 3.4 Resumo das propostas para a redução da tara do autocarro

3 DESENVOLVIMENTO

3.1 Análise dos componentes

Antes de iniciar a realização da proposta de redução de peso do autocarro e.City Gold, em 2% do valor da tara, foi necessária uma análise pormenorizada do veículo em estudo. Esta permitiu determinar aqueles componentes em que se terá uma maior vantagem em modificar visto que, para a mesma redução percentual de peso, o impacto na tara do autocarro será maior através da redução da massa de um componente mais pesado do que de um mais leve.

Para tal realizou-se uma identificação dos vários componentes que fazem parte do autocarro em análise e posterior levantamento dos respetivos pesos. De forma a obter estes pesos foram utilizadas duas abordagens:

1. determinação do peso através do *software* Solidworks;
2. obtenção do peso através da pesagem real dos componentes.

A primeira abordagem foi a mais utilizada pois torna mais expedita a obtenção dos pesos. A segunda foi sobretudo utilizada para a obtenção do peso dos componentes que por algum motivo não foi possível através do Solidworks ou para confirmação de alguns pesos, que serviu como validação para o obtido através dos modelos em Solidworks.

Os pesos dos diversos componentes do autocarro foram inseridos numa folha de cálculo, tal como se pode observar na Figura 12. Com esta folha de cálculo foi possível constatar a importância (impacto) de cada componente da carroçaria para a tara do autocarro.

Contudo, não só componentes com elevada importância foram tidos em consideração neste trabalho. Também foram considerados componentes de baixa importância, mas cuja redução de massa seria fácil de obter através da simples mudança de geometria e/ou material. Além disso, e tendo em consideração o tempo disponível para a realização deste trabalho, esta abordagem permite alcançar de uma forma mais expedita o objetivo proposto (redução de 2% da tara do autocarro e.City Gold).

item	mat. Atual	Quantidade	Peso Uni. [Kg]	Peso Total [Kg]	Contributo do peso em %
Estrutura Carroçaria				2301,68	26,096%
Estrutura Suporte Baterias C/AC	conjunto	1		89,22	1,012%
PORCA REBITAR M8 A0009845421 ZNB	Aço	6	0,07	0,44	0,005%
Paraf Sext Flang 8.8 M12x45x1.75 znb	Aço	8	0,07	0,54	0,006%
Paraf. Sext. Flang. M10x30-10.9	Aço	4	0,04	0,16	0,002%
Paraf. Sext. Flang. M8x30-10.9	Din 267-8.8 (aço)	6	0,02	0,13	0,001%
Parafuso Sext M6x20 Inox	Aço	2	0,01	0,01	0,000%
Anilha Chapa M6 Inox	EN 10088-2: X5CrNi 18-10/ AISI 304	2	0,001	0,00	0,000%
Anilha M12x30	EN 10025: S355 J2	8	0,02	0,14	0,002%
Estrutura POWERBOX/AC	EN 10025: S355 J2	1	20,78	20,78	0,236%
Topo Tubo 40X80	EN 10025: S355 J2	2	0,06	0,12	0,001%
Tubo do suporte das Baterias	EN 10219-1: S355 J2H	1	17,69	17,69	0,201%
Tubo do suporte das Baterias	EN 10219-1: S355 J2H	1	17,2	17,20	0,195%
Tubo Ligação Suporte Baterias	EN 10219-1: S355 J2H	2	0,92	1,84	0,021%
Tubo Suporte Baterias	EN 10219-1: S355 J2H	1	8,9	8,90	0,101%
Tubo Suporte Baterias	EN 10219-1: S355 J2H	1	8,66	8,66	0,098%
Chapa Ligação Bateria	EN 10025: S355 J2	2	0,56	1,12	0,013%
ApoioTubos	EN 10025: S355 J2	1	0,04	0,04	0,000%
Estrut- suporte tubos BTMS	EN 10088-2: X5CrNi 18-10/ AISI 304	1	0,566	0,57	0,006%
Sapata Suporte Baterias	sub conjunto	1		4,60	0,052%
Elemento da Sapata Suporte Baterias	EN 10025-2: S355 JR	1	2,89	2,89	0,033%
Elemento da Sapata Suporte Baterias	EN 10025-2: S355 JR	1	1,71	1,71	0,019%
Sapata Suporte Baterias	sub conjunto	1		4,30	0,049%
213,53	EN 10025-2: S355 JR	1	2,89	2,89	0,033%
Elemento da Sapata Suporte Baterias	EN 10025-2: S355 JR	1	1,41	1,41	0,016%
Apoio Suporte Baterias	sub conjunto	4		1,98	0,022%
Patilha Caixa	EN 10130: DC01	1	0,044	0,04	0,000%
Porca Rectangular M12	EN 10025-2: S355 JR	1	0,04	0,04	0,000%
Apoio Suporte Baterias	EN 10025: S355 J2	1	0,41	0,41	0,005%
Estrutura Suporte Baterias	conjunto	2	177,33	354,66	4,021%

Figura 12 - Excerto da folha de cálculo criada

Durante a realização deste projeto os componentes foram classificados como estruturais ou não-estruturais.

Segundo o Euro código EC 1-1-1 (Acções, 2009), para ações em estruturas, elemento estrutural é aquele que faça parte da estrutura principal e das estruturas de apoio. Enquanto os não estruturais englobam os elementos de acabamento, complementares e acessórios aplicados à estrutura.

Neste estudo foram considerados componentes estruturais aqueles que contribuem para o funcionamento do autocarro, ou seja, aqueles que têm como função suportar uma dada carga. Esta poderá derivar do peso de algum componente do autocarro ou dos passageiros. Também foram considerados elementos estruturais aqueles que têm como função resistir a um impacto e aqueles que contribuem para a rigidez e resistência do veículo.

Componentes não-estruturais são todos aqueles que não tem uma funcionalidade estrutural, ou seja, como diz a definição, são aqueles que são acessórios à estrutura e que esta consegue executar a sua função sem eles.

Esta distinção permitiu perceber em que componentes teria de se realizar uma análise mais profunda da sua funcionalidade e um estudo mais pormenorizado, com recurso a *softwares* que permitissem uma análise com elementos finitos. Assim seria possível garantir que os componentes estruturais após alteração conseguem cumprir todos os requisitos. Por oposição, nos componentes não-estruturais apenas seria necessário cumprir os requisitos de geometria, resistência à corrosão, etc.

A Tabela 3 apresenta componentes estudados neste trabalho. A seleção destes componentes teve em conta os seguintes fatores:

- a importância do componente para o valor da tara do autocarro, isto é, componentes com maior contributo para a tara têm preferência na seleção;
- componentes em que a diminuição do peso fosse conseguida através de alterações mínimas como, por exemplo, através da simples substituição do material e/ou da diminuição da espessura;
- a potencialidade de redução de peso do componente, ou seja, componentes que já se encontrem otimizados não serão estudados no âmbito deste trabalho;
- a complexidade da análise do componente no estudo através de MEF.

Tabela 3 - Componentes em estudo e sua importância para a tara do veículo

Item	Designação	Classificação do componente/conjunto*	Massa [kg]	Importância do Componente em %
1	Chapeamento traseiro	Não-Estrutural [#]	151,03	1%
2	Estrutura Suporte BTMS e PSM	Estrutural	88,31	0,63%
3	Estrutura Suporte Baterias	Estrutural	351,93	2,50%
4	Resguardo dos pés Peça 1	Não-Estrutural	2,01	0,014%
5	Resguardo dos pés Peça 2	Não-Estrutural	3,34	0,023%
6	Reforço do Banco	Não-Estrutural	21,23	0,15%
7	Suporte do depósito	Estrutural	2,03	0,014%
8	Soalho em wisa	Estrutural	217,13	1,53%
9	Tapete em Geoflor	Não-Estrutural	150,20	1,07%
10	Complementos do Painel Esquerdo	Estrutural	49,15	0,35%
11	Complementos do Painel Direito	Estrutural	23,02	0,16%
12	Revestimento Ext - Chapeamento	Não-Estrutural	73,58	0,522%
13	Chapeamento interior	Não-Estrutural	44,5	0,316%

*Classificação atribuída segundo a designação apresentada para o contexto deste trabalho.

#A maioria dos componentes deste conjunto são classificados como não-estruturais, no entanto existem três que têm classificação de estruturais. Este pormenor será abordado no ponto 3.3.1.

3.2 Materiais utilizados e possíveis alternativas

Sem dúvida que a escolha do material a utilizar em cada componente é um fator de extrema importância para sua eficiência.

A evolução das tecnologias de fabrico, bem como dos próprios materiais, faz com que exista atualmente uma grande panóplia de matérias disponíveis no mercado para cumprir os requisitos impostos ao autocarro. Assim sendo torna-se difícil escolher um material, sendo que existem vários que podem satisfazer as necessidades dos construtores. Por isso, normalmente são selecionados materiais de elevada resistência mecânica com um baixo custo como, por exemplo, os aços. No entanto, como já referido, devido à sua elevada massa volúmica, estes, por inúmeras vezes, não são a melhor opção quando o peso é um fator de elevada importância.

Tendo em consideração o fator peso, que é fundamental no ramo dos transportes, materiais mais leves que os aços começam a ganhar relevância. É assim que materiais como o alumínio, os compósitos de fibra de vidro e o ABS (Acrilonitrilo Butadieno Estireno) são cada vez mais utilizados nos mais diversos veículos.

Portanto torna-se necessário realizar uma pesquisa de materiais alternativos aos já utilizados pela CaetanoBus, que quando aplicados de forma correta permitam uma redução do peso do autocarro. Estes não são só importantes para as propostas de redução de peso bem como podem servir como referência para a empresa usar no desenvolvimento de futuros projetos.

Na Tabela 4, em seguida, é apresentada uma lista com os materiais que são aplicados com maior frequência no autocarro em estudo e respetivas propriedades. Estes serão considerados nas propostas de alteração apresentadas no Ponto 3.3, bem como os novos materiais sugeridos.

Tabela 4 - Lista de materiais atualmente utilizados

Material	Módulo de Young [GPa]	Massa Volúmica [Kg/m ³]	Tensão de rotura [MPa]	Tensão de cedência [MPa]	Resistência à corrosão (1-5)	K1C MPa.√m*	Custo [€/kg] *
EN 10088-2: X5CrNi 18-10	200	7900	600	400	5	62	3,41
EN 10088-2: X2CrNi12	220	7700	450	250	5	62	2,84
EN 10088-3: X5CrNi 18-10	200	7900	400	600	5	62	3,41
EN 10088-3: X2CrNi12	220	7700	450	260	5	62	2,84
EN 10025-2: S 355 J2	210	7800	510	355	2	53,5	0,47
EN 10219-1: S355 J2H	210	7800	510	355	2	53,5	0,47
EN 10489-2: S355 MC	210	7850	490	355	2	52,5	0,53
EN 10025-2: S 275 JR	210	7800	430	275	2	54,5	0,46
EN 10130: DC01	210	7800	270	140	2	56	0,46
NP 485-2: AW 6082 T6	72	2670	310	260	4	34	1,99
NP 485-2: AW 5754 H111	70	2660	190	80	3	33	1,99
NP 485-2: AW 1050A H24	69	2705	105	75	4	33,5	1,94

* Valores obtidos através do CESedupack, suscetíveis a alterações, consultado em 15/02/2019.

Na Tabela 5, a baixo apresentada, encontram-se os materiais que poderão ser utilizados como substitutos para os que são usados atualmente pela empresa. Entre estes apresentam-se aços de construção, aços de alta resistência e várias ligas de alumínio. Todos estes materiais foram selecionados com objetivo de permitir efetuar uma eficiente redução de peso.

Tabela 5 - Lista de materiais a considerar nas propostas de alteração dos componentes

Material	Módulo de Young [GPa] *	Massa Volúmica [Kg/m ³]	Tensão de rotura [MPa]	Tensão de cedência [MPa]	Resistência à corrosão (1-5)	K1C MPa.√m *	Custo [€/kg] *
EN 10025-2: S450 J0	210	7850	550	450	2	/	/
EN 10219-1: S460 NLH	210	7850	540	460	2	/	/
EN 10489-2: S960 MC	210	7850	980	960	2	/	/
NP 485-2: AW 2014 T6	74,5	2800	440	390	4	30,2	2,22
NP 485-2: AW 2024 T4	73	2780	425	275	4	39	2,23
NP 485-2: AW 5052 H32	70	2680	210	130	4	32	2
NP 485-2: AW 7075 T6	72,5	2800	540	460	4	26,7	2,07

* Valores obtidos através do CESedupack, suscetíveis a alterações, consultado em 15/02/2019

/ valor não encontrado, no entanto estima-se que seja semelhante aos valores apresentados para os restantes aços.

3.3 Propostas de alteração

Neste capítulo pretende-se demonstrar metodologias e conceitos utilizados que permitiram efetuar as propostas de redução de peso dos vários subconjuntos. Para tal serão aplicadas noções que foram anteriormente introduzidas no capítulo 2.

De notar que nem todos os componentes do veículo alterados serão retratados neste capítulo, devido a limitações impostas à dimensão deste documento. No entanto, estarão presentes neste capítulo todos aqueles componentes considerados relevantes, quer pela sua importância para o desempenho da estrutura, quer pelos conceitos utilizados para a sua otimização ou até mesmo pela sua contribuição para a redução do peso do autocarro.

3.3.1 Chapeamento traseiro

Atualmente este componente é constituído por um conjunto de chapas em aço (Figura 13 a)) e colocado sobre o estrado traseiro (Figura 13 b)), em zonas em que não é colocado soalho, de forma permitir a colocação do tapete Geoflor que é aplicado sobre o próprio chapeamento e sobre o soalho, conferindo um melhor aspeto visual, bem como um maior conforto ao autocarro. Na Figura 14 é possível ver a localização do chapeamento no autocarro.

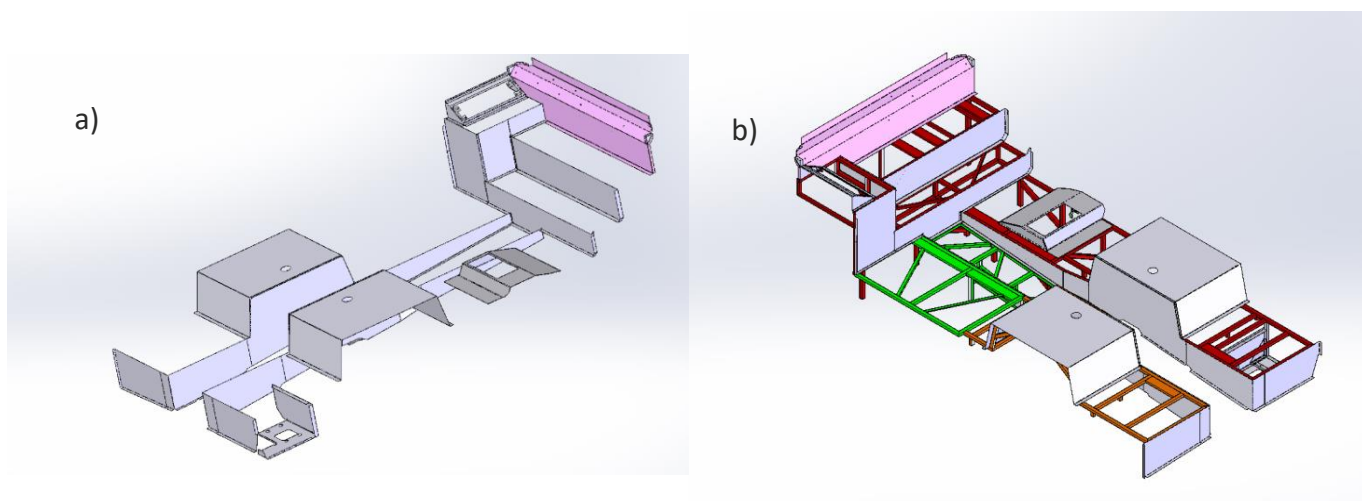


Figura 13 – a) Chapeamento traseiro b) colocação do chapeamento no estrado

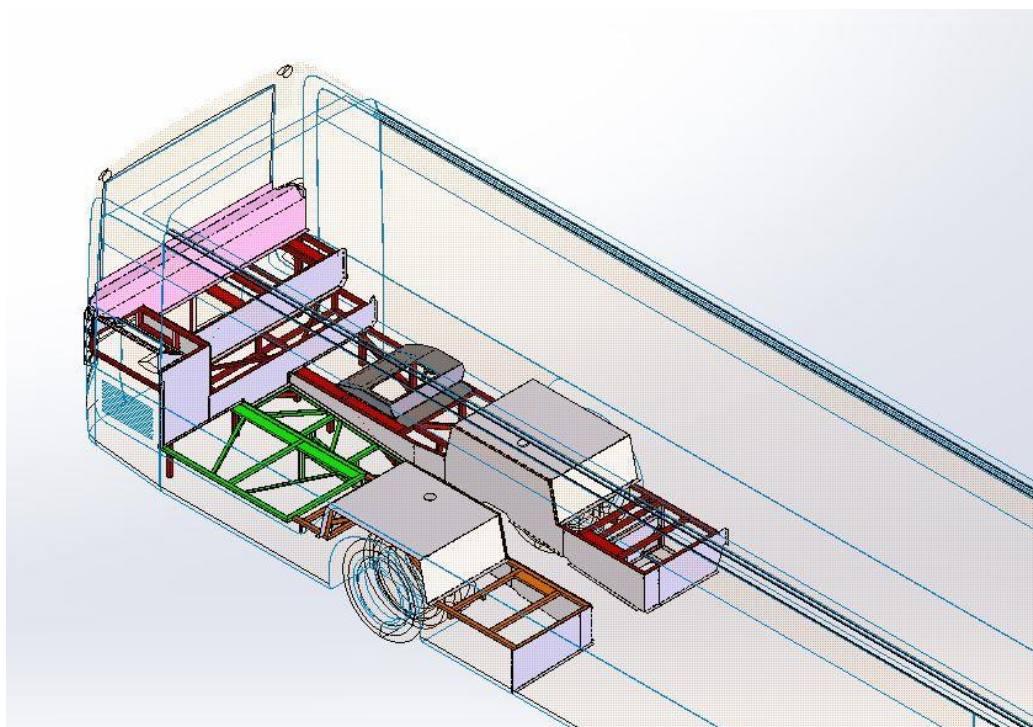


Figura 14 - Localização do chapeamento traseiro no autocarro

Tendo em conta a funcionalidade do chapeamento, este foi considerado como elemento não estrutural, uma vez que as chapas não se encontram em zonas críticas, não estão sujeitas a cargas exigentes. Ressalvando que existem três componentes, visíveis na Figura 15, duas chapas no corredor de passagem de passageiros, Figura 15 a), e outra que serve de resguardo ao motor, Figura 15 b), que vão ser sujeitas a outro tipo de proposta, descrita mais abaixo.

Foi decido estudar o chapeamento traseiro devido ao seu grande peso (141,74 kg) que resulta de o material utilizado no seu fabrico ser o aço. Como é um componente não estrutural, não tem necessidade de ser fabricado com um material tão resistente a nível estrutural, com a exceção dos três componentes referidos no parágrafo anterior.

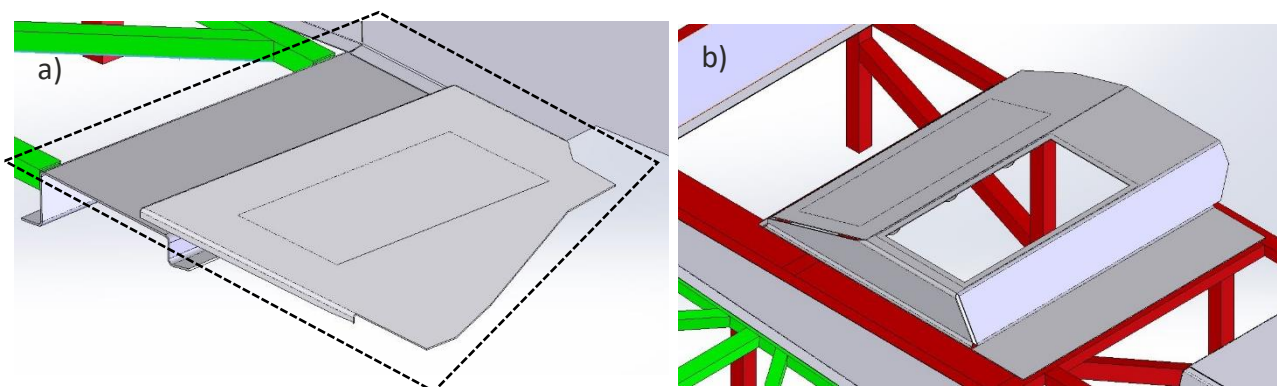


Figura 15 - a) Chapas do soalho b) Chapa do resguardo do motor

Devido à sua natureza não-estrutural optou-se pela substituição do aço DC01 pelo alumínio NP 485-2. AW 5754 H111, um material que a empresa já possui (logo seria de fácil acesso para a mesma) e uma redução da espessura das chapas para 1,2 mm. No entanto, apesar deste não ser considerado um componente estrutural, deverá cumprir especificações geométricas como os raios de quinagem mínimos, apresentados na norma.

Consultando a norma EN 485-2:2016 (Standard, 2018) é possível retirar que para o material escolhido os raios mínimos recomendados, são os indicados na Figura 16. Para uma chapa de 1,2 mm de espessura o raio mínimo de quinagem será de 0,6 mm, sendo que neste caso se pode optar por um raio de quinagem de 0,8 mm.

Temper	Specified thickness		Tensile strength		Yield strength		Elongation min.		Bend radius ^a		Hardness ^a
	mm		R _m MPa		R _{p0,2} MPa		%				
	over	up to	min.	max.	min.	max.	A ₅₀ mm	A	180°	90°	HBW
H111	0,2	0,5	190	240	80		12		0,5 t	0 t	52
	0,5	1,5	190	240	80		14		0,5 t	0,5 t	52
	1,5	3,0	190	240	80		16		1,0 t	1,0 t	52
	3,0	6,0	190	240	80		18		1,0 t	1,0 t	52
	6,0	12,5	190	240	80		18			2,0 t	52
	12,5	100,0	190	240	80			17			52

Figura 16 - Raio de quinagem mínimos do AW 5754 H111 (Standard, 2018)

Nesta proposta do chapeamento traseiro, excluindo a cunha, a chapa de reforço do soalho e o resguardo conseguiu-se alcançar uma redução de peso de 76,19 kg.

3.3.1.1 Reforço do soalho

Foi decidido estudar estes componentes, uma vez que estão inseridos dentro do chapeamento traseiro, que já se encontrava em análise. No entanto, como referido anteriormente estes não vão sofrer o mesmo tipo de análise, uma vez que são considerados componentes estruturais.

Estas chapas de reforço, visíveis na Figura 17, são fabricadas em chapa de 3 mm de aço de construção S355 e são colocadas na zona em que acaba o estrado e começa o piso do chassis. Uma vez que existe um desnível entre estes dois componentes, as chapas têm como função corrigir o mesmo, tornado assim nivelado o piso do autocarro (evitando a existência de um degrau).

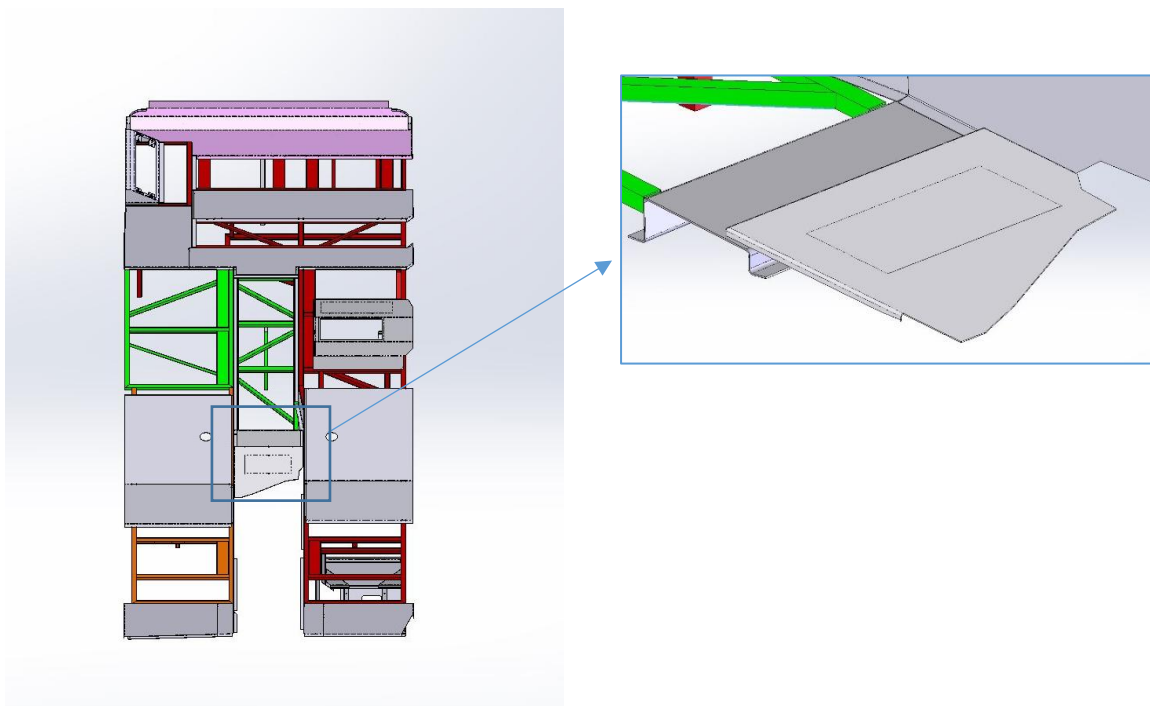


Figura 17 - Chapa de reforço do soalho e localização

3.3.1.1.1 Cunha na zona da coxia

Na Figura 18 pode-se observar a cunha colocada para fazer a nivelção do piso do autocarro e assim permitir a correta colocação do tapete, disponível no Anexo 1 A).

No caso da cunha, optou-se por efetuar uma redução da espessura para 1,5 mm e a mudança de material para o aço de estrutural EN 10025-2: S450 J0.

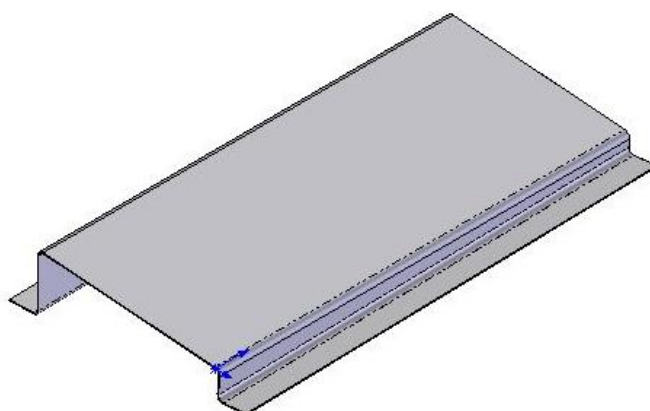


Figura 18 - Representação da Cunha

Para evitar deslocamentos verticais (flecha) excessivos e uma vez que se está a diminuir a espessura da chapa, foram acrescentados dois reforços na face interior da cunha, ilustrados na Figura 19 a), à semelhança do reforço já existente, Figura 19 b).

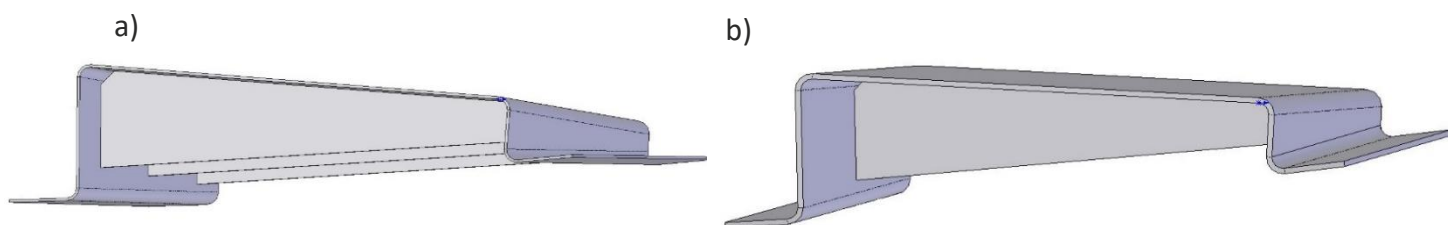


Figura 19 – a) Representação dos reforços b) representação do reforço existente

Para a análise pelo MEF, o valor da força é obtido considerando que a cunha está a suportar a massa de uma pessoa de 120 kg multiplicada por um fator de segurança de 1,30 e pela aceleração gravítica. Nestas condições a força a considerar é dada pela equação 3.1.

$$F = 120 * 1,30 * 9,81 = 1530,36 N \quad (3.1)$$

Ao nível da fixação, esta foi considerada fixa nas zonas em que assenta no chassis. Quer a aplicação da carga quer a fixação são visíveis na Figura 20.

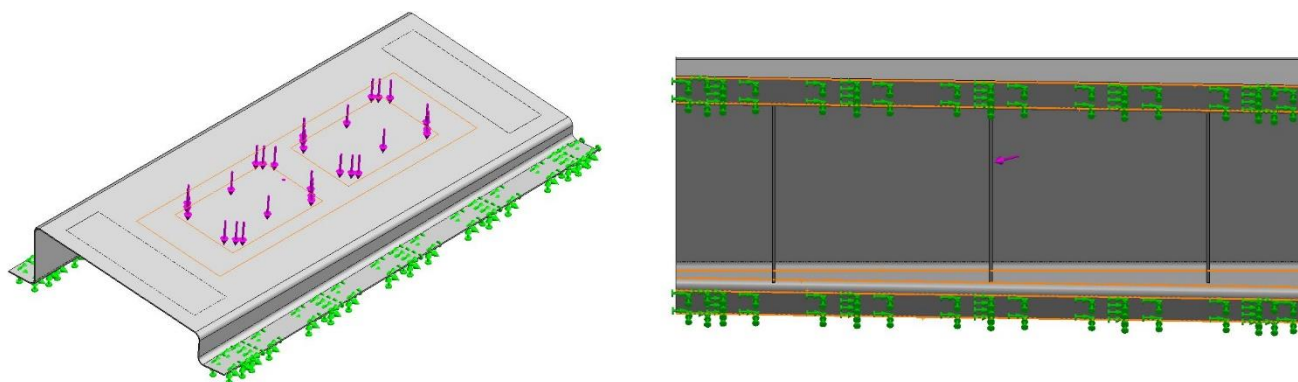


Figura 20 – Carga aplicada e fixações

Na Tabela 6 é possível visualizar a evolução dos parâmetros da malha aplicada durante o estudo.

Tabela 6 – Evolução dos parâmetros da malha aplicada à cunha

Simulação	1	2	3	4	5	6
Malha	standard	standard	Curvature Based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based
Tamanho máximo dos elementos [mm]	11,383	5,645	11,572	5,645	5,645	5,645
Tamanho mínimo dos elementos [mm]	0,564	0,282	3,858	1,882	2,258	1,176
Números de elementos	5571	21756	10602	58174	43843	74659
Tensão [MPa]	240,837	236,363	255,28	248,788	242,254	242,517
Deslocamento [mm]	1,991	1,991	2,004	1,989	1,994	1,994
Figura	Figura 22 e 23	-	-	Figura 24 e 25	-	Figura 26 e 27

Na Figura 21 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência das tensões, Figura 21 a), e dos deslocamentos, Figura 21 b).

Estes gráficos foram retirados usando a ferramenta *Trend Tracker* do módulo de simulação do *Solidworks*.

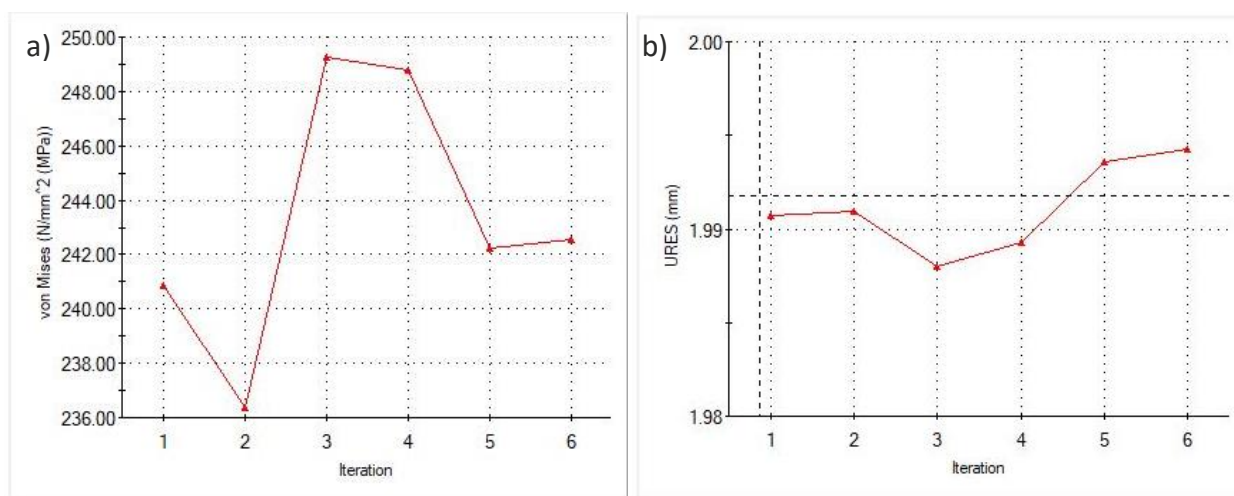


Figura 21 -a) Gráfico da tensão b) Gráfico dos deslocamentos da cunha

Nas figuras 22 a 27 é possível observar as tensões e deslocamentos resultantes no componente em algumas malhas utilizadas durante o estudo, identificadas na Tabela 6.

Malha 1

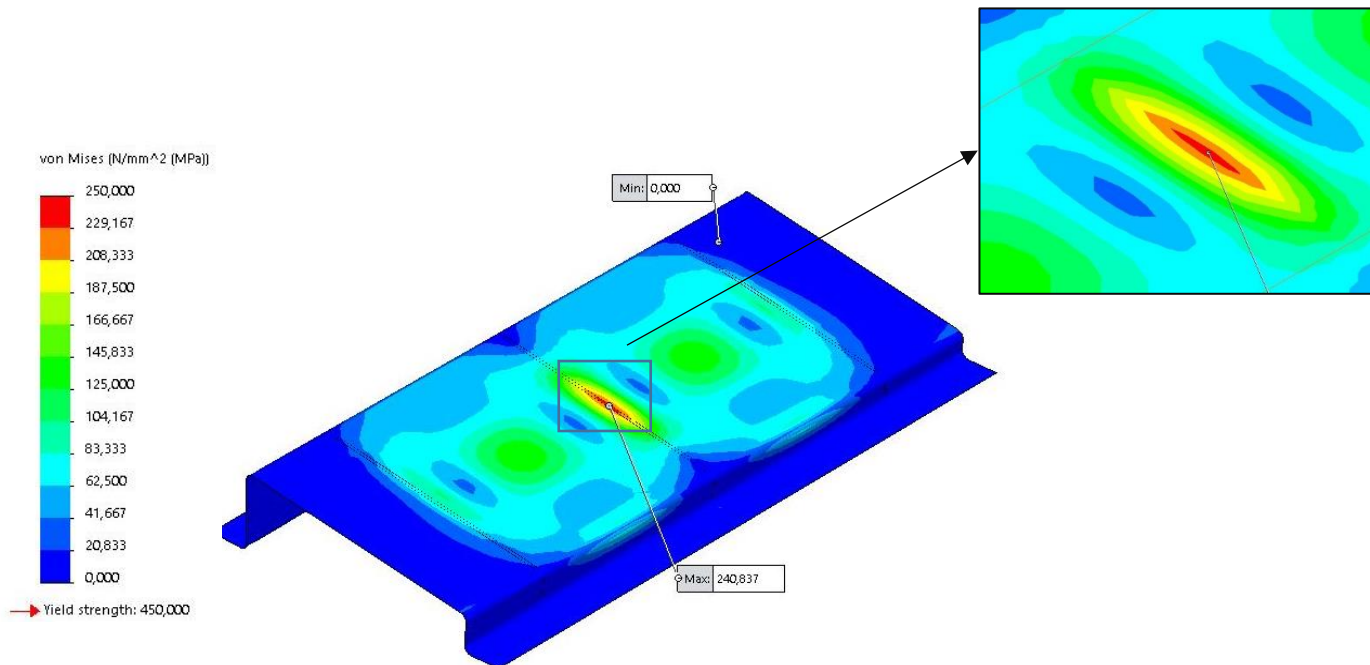


Figura 22 - Estado de tensão da cunha na malha 1

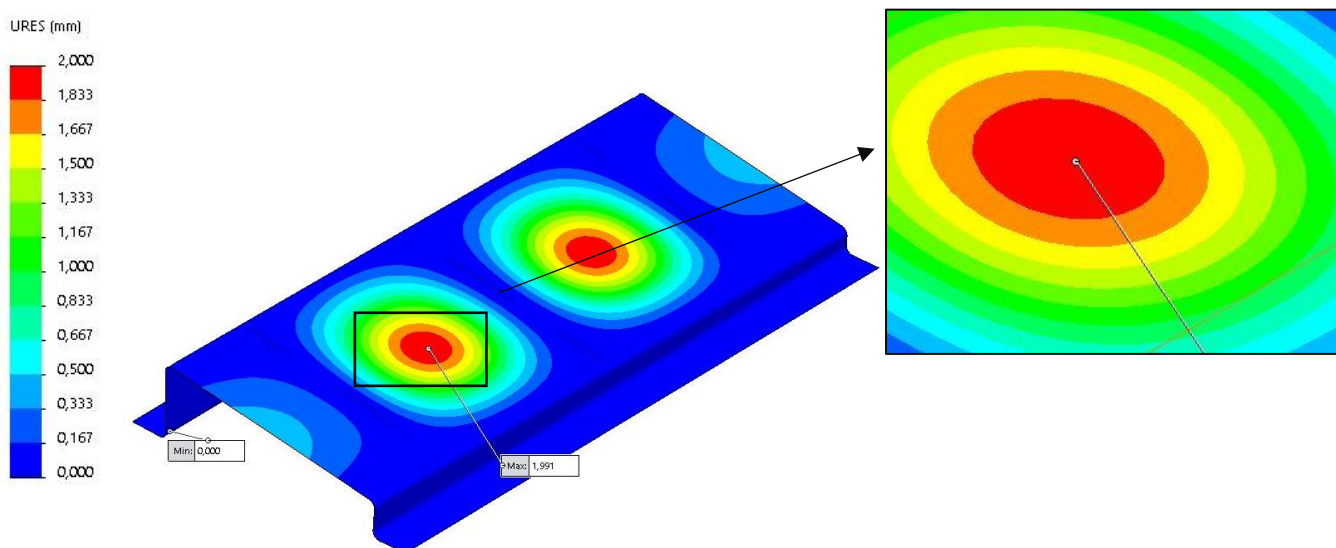


Figura 23 - Deslocamento da cunha na malha 1

Malha 4

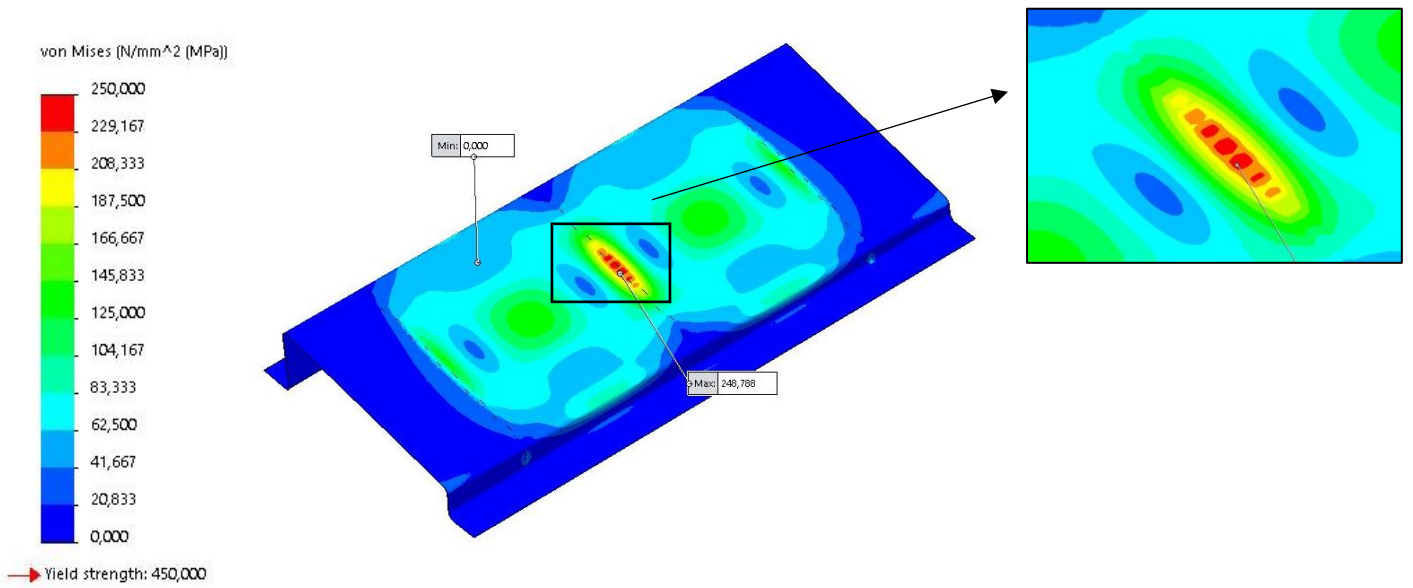


Figura 24 - Estado de tensão da Cunha na malha 4

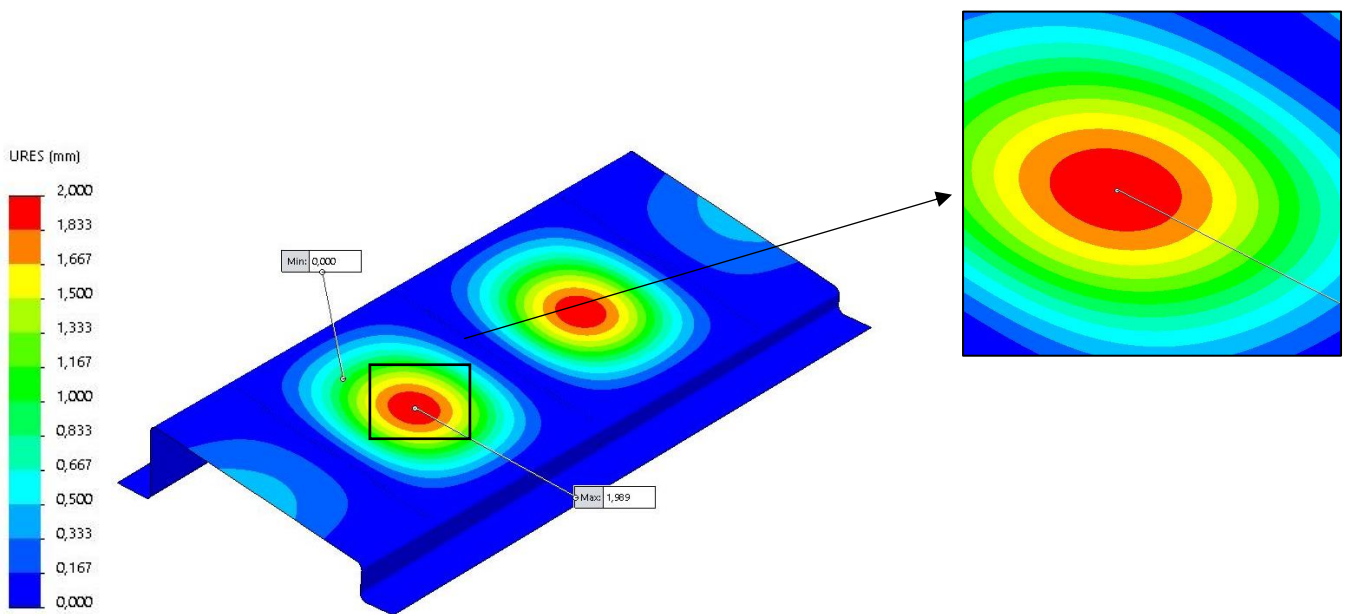


Figura 25 - Deslocamento da cunha na malha 4

Malha 6

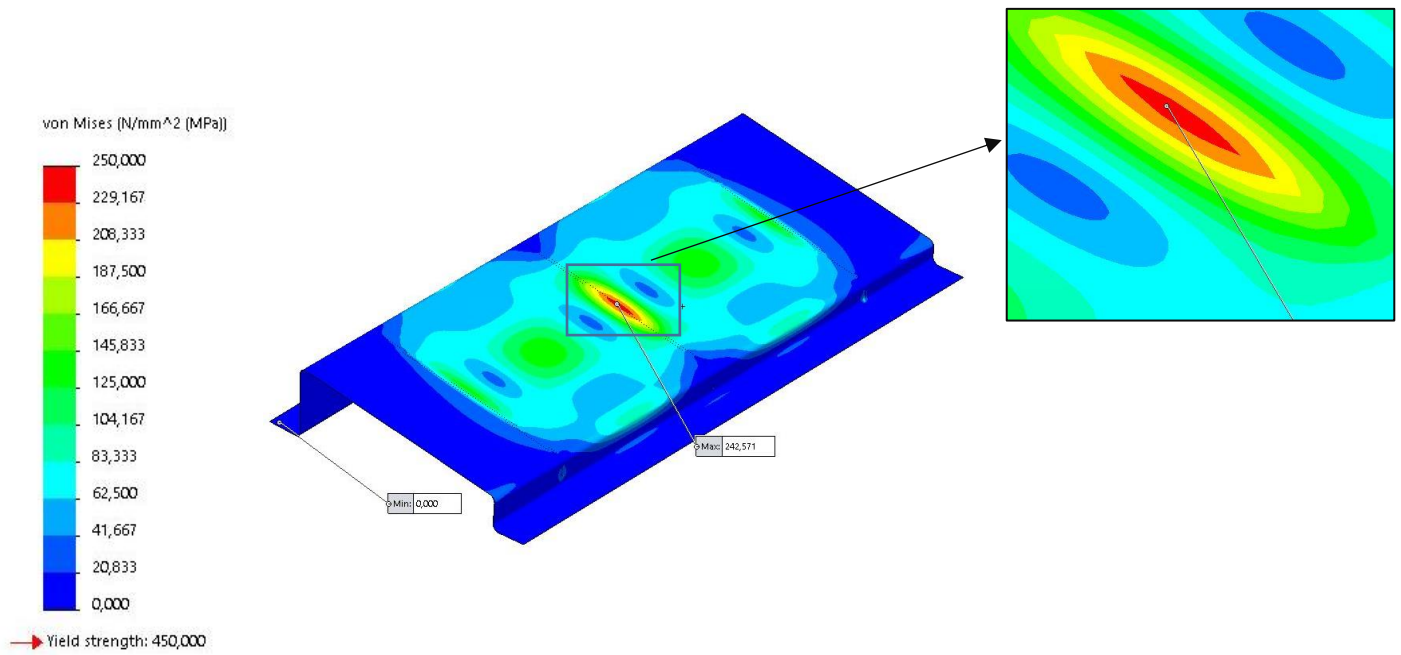


Figura 26 - Estado de tensão da cunha na malha 6

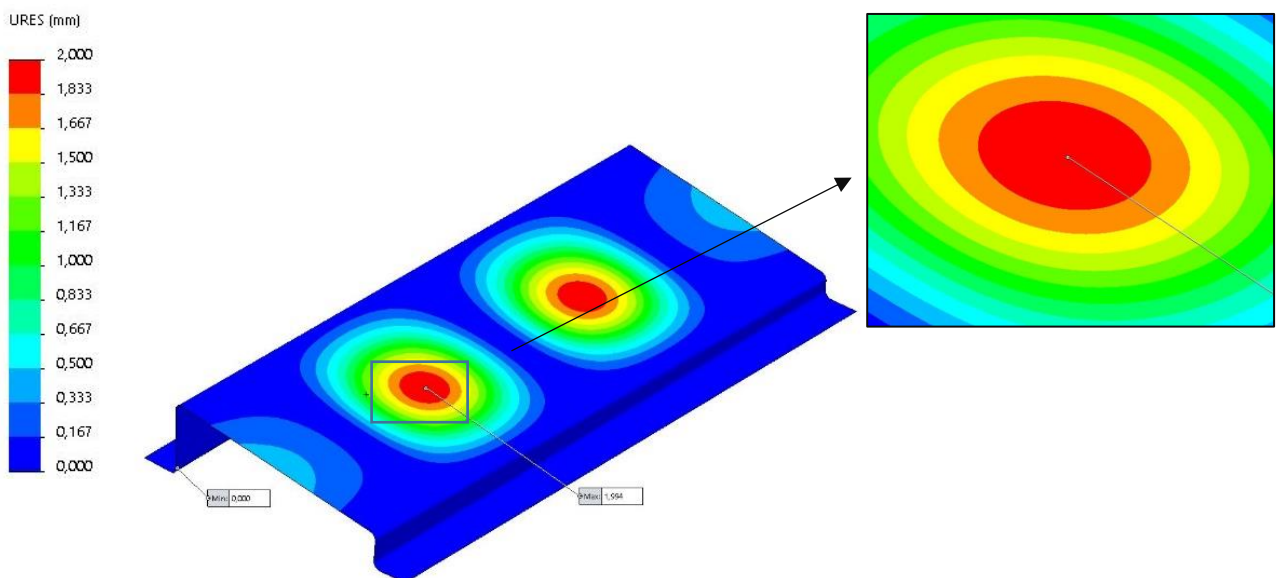


Figura 27 - Deslocamento da cunha na malha 6

Posto isto, é possível verificar que para os parâmetros utilizados na malha 6, o suporte aguenta com o esforço aplicado, sendo que se instala uma tensão máxima de aproximadamente 242,5 MPa. Atendendo a que a tensão de cedência do material é de 450 MPa, o componente apresenta-se um coeficiente de segurança de 1,86.

Relativamente ao deslocamento, este apresenta um valor máximo de aproximadamente 2 mm, sendo este um valor aceitável de deslocamento para o componente em estudo.

Na proposta de redução de peso da cunha prevê-se ter reduzido 2,50 kg.

3.3.1.1.2 Chapa de reforço do soalho central

Na Figura 28 pode-se observar a chapa colocada para fazer a nivelção do piso do autocarro e assim permitir a colocação do tapete. Para evitar deslocamentos excessivos no eixo vertical, uma vez que se pretende a diminuir a espessura da chapa, foram colocados três reforços na face interior da mesma. Esses reforços encontram-se ilustrados na Figura 29 a), e foram desenhados para não interferirem na montagem dos componentes já existentes. Exemplo disso, é o “recorte” feito no lado esquerdo do reforço, Figura 29 b). Desenhos disponíveis nos Anexo 1B) e 1C).

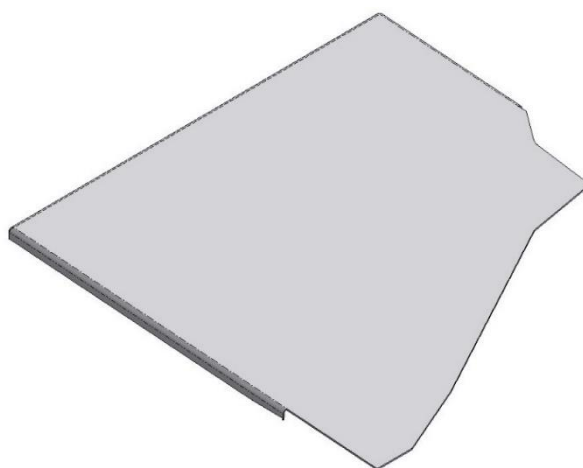


Figura 28 - Chapa de reforço do soalho

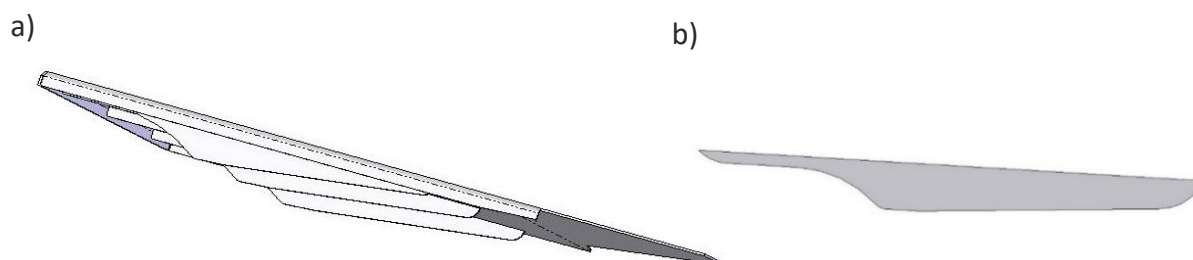


Figura 29 - Reforços aplicados a chapa

No caso deste componentes, optou-se por efetuar uma redução da espessura para 2 mm e a mudança de material para o aço de construção EN 10025-2: S450 J0.

Para a análise pelo MEF, considerou-se que a chapa suporta uma carga gerada pela massa de uma pessoa de 120 kg, multiplicada por um fator de segurança de 1,30 e pela aceleração gravítica, resultando numa força de (equação 3.2):

$$F = 120 * 1,30 * 9,81 = 1530,36 N \quad (3.2)$$

Ao nível da fixação, a chapa foi considerada fixa nas zonas em que assenta no chassis e nas suas laterais, apoiadas nos chapeamentos em redor. Quer a aplicação da carga quer a fixação são visíveis na Figura 30.

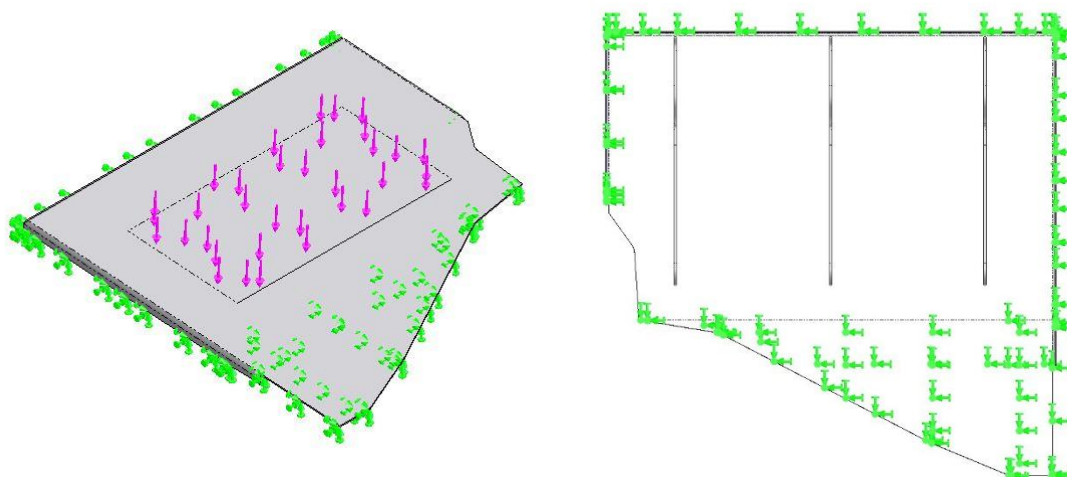


Figura 30 - Carga aplicada e fixações

Para este caso de estudo utilizou-se a ferramenta do módulo de simulação que quando ativada, permite fazer sucessivos refinamentos da malha de forma automática. Estes refinamentos têm em conta a geometria do componente e permitem obter uma malha que se adapte melhor ao mesmo.

Foi utilizado o método H-adaptativo com cinco iterações e precisão de 99%. Ou seja, a ferramenta vai parar as iterações à quinta iteração ou quando a variação da energia de deformação (*strain*) entre duas iterações sucessivas for igual ou inferior 1%. Neste caso assume-se que tenha parado devido ao limite imposto de cinco iterações, uma vez que não parou as iterações antes de atingir o mesmo.

Na Tabela 7 é possível visualizar os parâmetros que definem a malha inicial do estudo.

Tabela 7 - Malha definida na primeira iteração do estudo da chapa

	Tipo	Tamanho máximo dos elementos [mm]	Tamanho mínimo dos elementos [mm]	Número de elementos
Malha inicial	Blended Curvature-based	31,030	6,207	57364

Na Figura 31 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência das tensões, Figura 31 a), e dos deslocamentos, Figura 31 b).

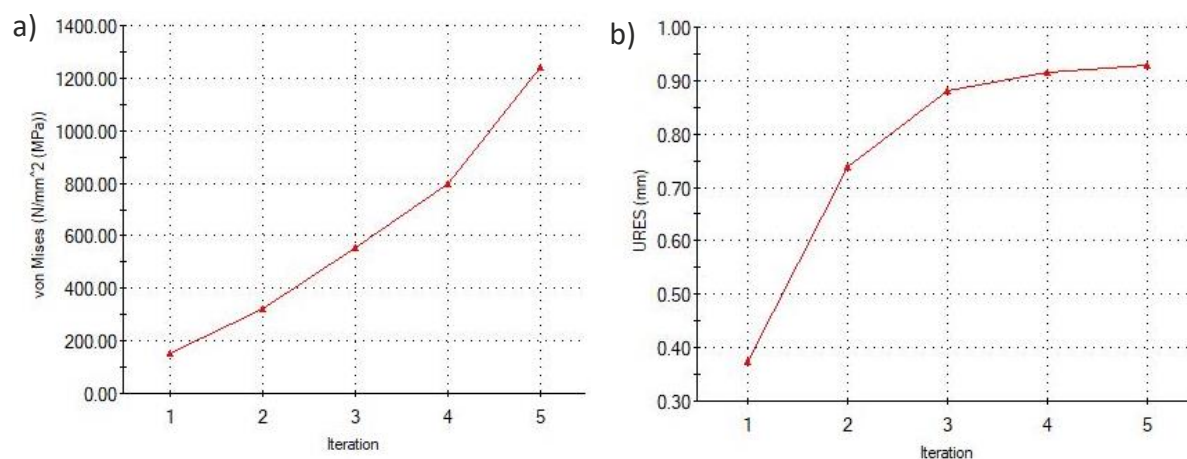


Figura 31 - a) Gráfico da tensão b) Gráfico dos deslocamentos na chapa

Resultados obtidos na iteração final

Nas Figuras 32 e 33 apresentam-se o estado de tensão e os deslocamentos resultantes no componente na malha final.

Malha 1

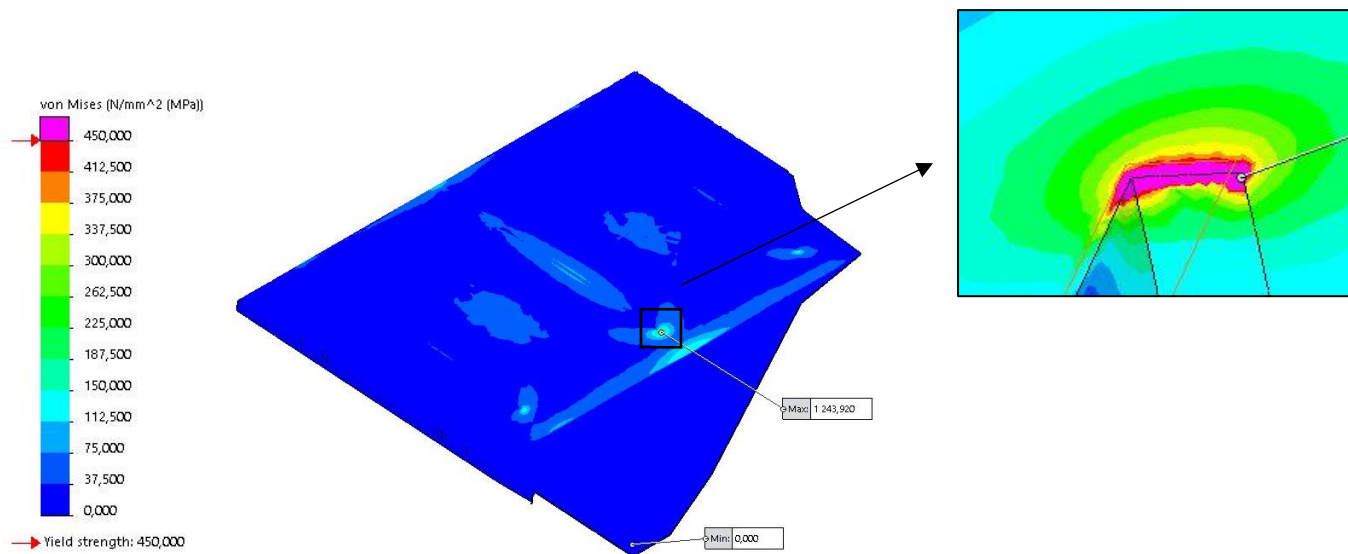


Figura 32 -Estado de tensão aplicado a chapa na iteração final

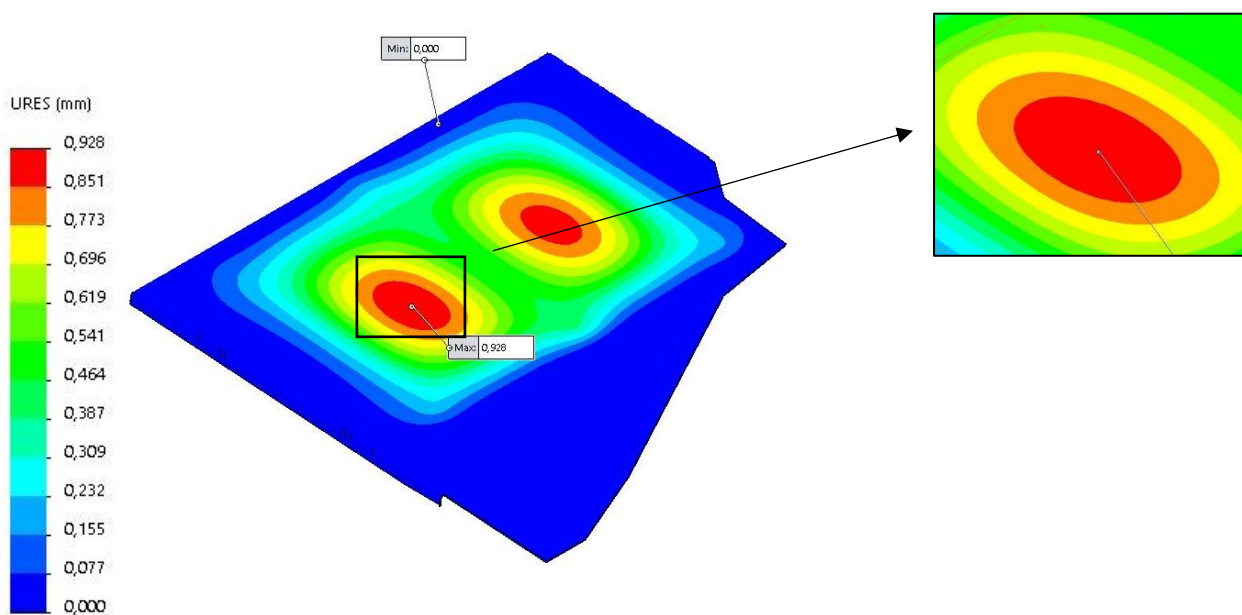


Figura 33 -Deslocamentos sofridos pela chapa na iteração final

Como é possível verificar com recurso às Figura 31 a) e Figura 32 existe uma singularidade no componente. Constata-se que os deslocamentos aumentam pouco de iteração para iteração e apresentam um patamar ligeiramente abaixo de 1 mm, Figura 31 b). Relativamente às tensões, o seu valor aumenta de iteração para iteração com tendência para o infinito.

A zona de singularidade localiza-se na união da chapa com os reforços. Esta tensão, na zona da singularidade, não representa uma tensão real mas sim uma limitação do método de elementos finitos. Mesmo assim realça-se que esta será uma zona crítica, caso contrário não haveria qualquer tensão de destaque por parte do software, apenas que estas tensões são potenciadas pela singularidade.

Na Figura 34, obtida através da ferramenta *Stress Hot Spot Diagnostics*, disponível no módulo de simulação do *Solidworks*, estão representas as zonas que para aquela geometria, malha e esforços vão apresentar singularidades.

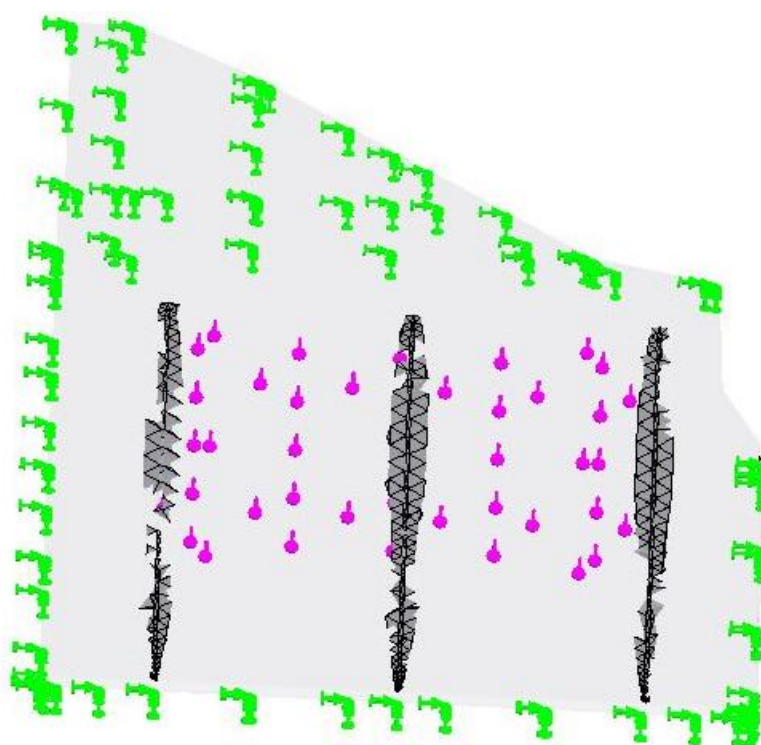


Figura 34 - Zonas assinaladas como singularidades na chapa (zonas a cinzento)

Como se pode verificar na Figura 35 (obtida com recurso a ferramenta *probe*, disponível no módulo de simulação do Solidworks) existe uma grande discrepância entre o maior valor assinado e as tensões que ocorrem nos nós da vizinhança, sendo que a diferença entre o valor de tensão no nó em que se verifica a tensão máxima tem uma diferença de cerca de 56% para o nó imediatamente a seguir, sendo que esta diferença deveria andar por volta dos 5%.

Observando os valores da mesma figura, foi assumido que a tensão instalada, não deverá ultrapassar os 280 MPa. Assim obtém-se um coeficiente de segurança de 1,6, sendo que este não é um fator muito alto, mas é aceitável para o componente em questão.

Relativamente ao deslocamento, estes não são afetados pela singularidade, sendo mesmo o parâmetro que o *software* calcula com maior exatidão. O deslocamento apresenta um valor de 0,928 mm, inferior a 1 mm, o que se pode considerar um valor de deslocamento extremamente baixo, para o estudo em questão.

Com as alterações propostas para esta chapa prevê-se uma redução da sua massa em 1,60 kg.

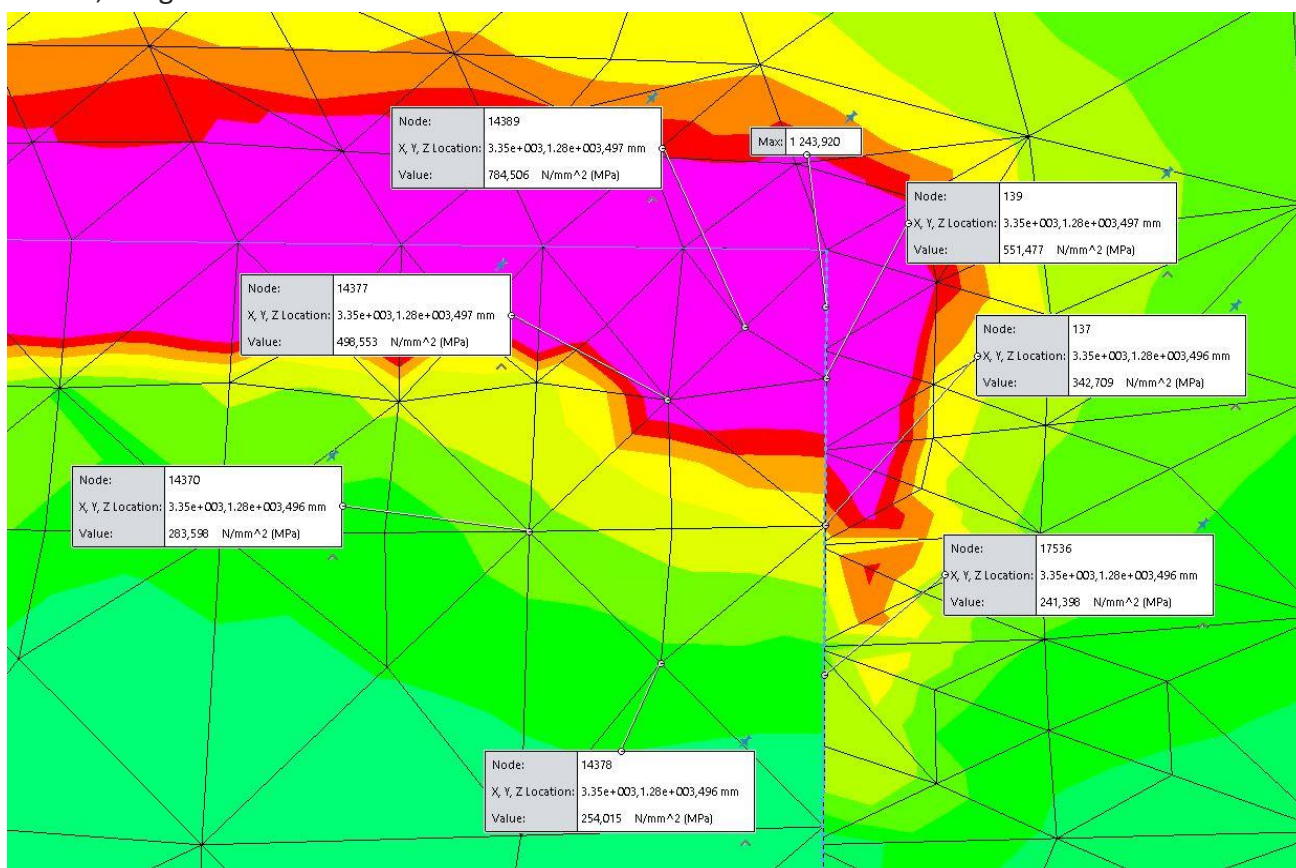


Figura 35 - Tensões na vizinhança da localização de maior tensão na chapa

3.3.1.2 Resguardo do motor

Atualmente o resguardo, visível na Figura 36, é feito em chapa de aço S355 com 3 mm de espessura e tem como função facilitar o acesso ao motor pelo interior do autocarro. Esta chapa localiza-se perto de uma zona onde se sentam pessoas, por isso pode ser sujeita a cargas derivadas dos movimentos das mesmas. O desenho deste componente encontra-se no Anexo 1D).

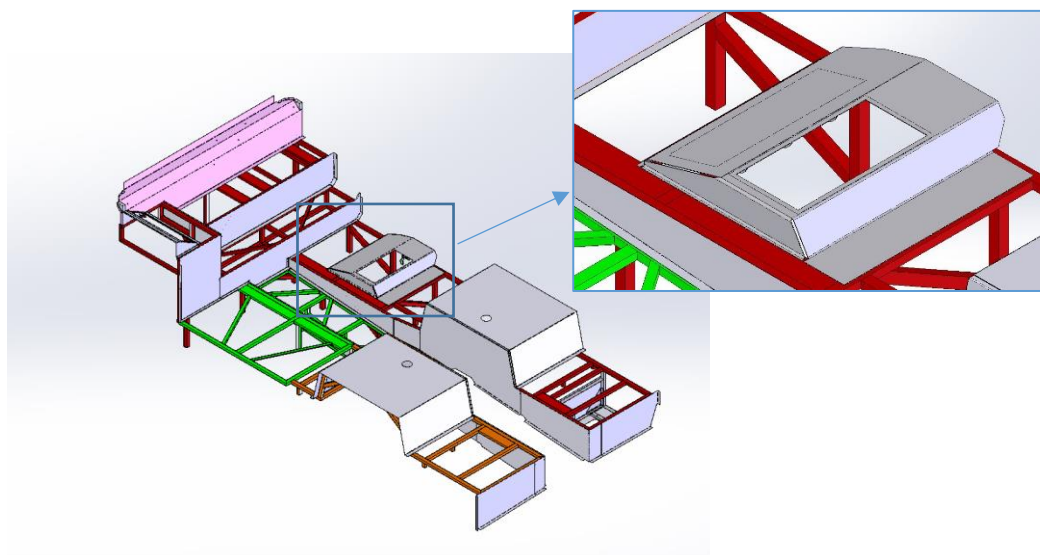


Figura 36 - Resguardo do motor e sua localização

Foi decidido estudar este componente pelas mesmas razões apresentadas para o estudo da cunha e da chapa de reforço do soalho.

No caso do resguardo, optou-se por efetuar uma redução da espessura para 2 mm e a mudança de material para o aço de construção EN 10025-2: S450 J0. Foram também adicionadas três chapas de reforço, visíveis na Figura 37a) e b) abaixo, por forma a diminuir o deslocamento na direção vertical, que ocorria após aplicação das cargas, se as chapas de reforço não fossem aplicadas. Os reforços foram desenhados para evitar a colisão com outros componentes como, por exemplo, as cablagens ou o estrado. O desenho dos reforços está disponível no Anexo 1 E).

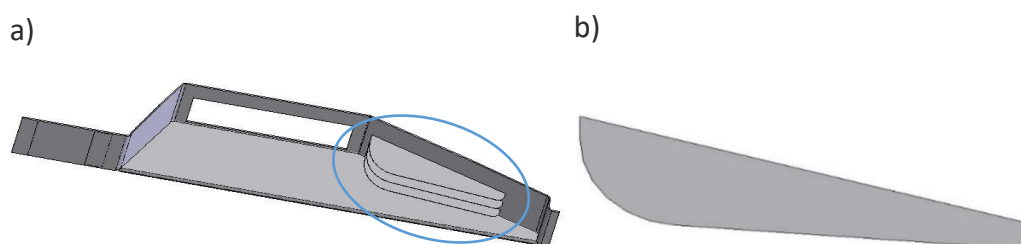


Figura 37 – a) aplicação dos reforços no resguardo b) Reforços aplicados

Para a análise pelo MEF foi considerado que o suporta a massa de uma pessoa de 120 kg multiplicada por um fator de segurança de 1,30 e pela aceleração gravítica, resultando numa força de (equação 3.3):

$$F = 120 * 1,30 * 9,81 = 1530,36 N \quad (3.3)$$

Ao nível da fixação, o resguardo foi considerado fixo nas zonas em que assenta no chassis e nos chapeamentos em redor, exemplificado na Figura 38.

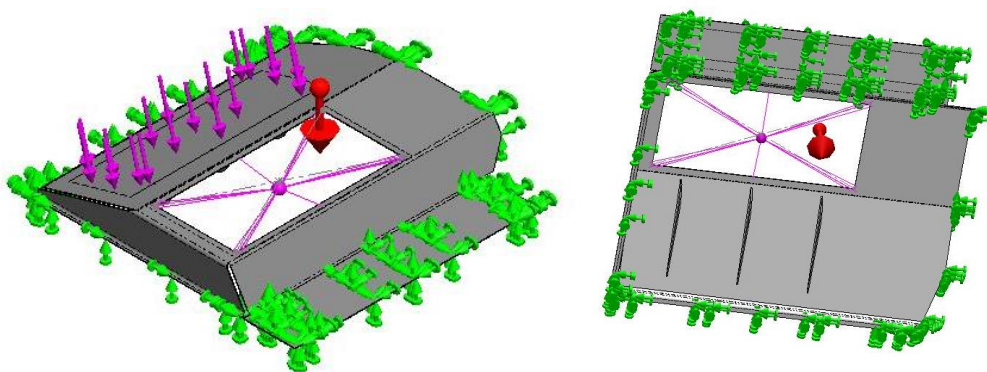


Figura 38 - Carga e fixação aplicados ao resguardo

Neste caso de estudo, optou-se pela mesma metodologia que no caso anterior (chapa de reforço do soalho).

Na Tabela 8 é possível visualizar os parâmetros que definem a malha inicial do estudo.

Tabela 8 -Parâmetros da malha na iteração inicial do resguardo

	Tipo	Tamanho máximo dos elementos [mm]	Tamanho mínimo dos elementos [mm]	Número de elementos
Malha inicial	Blended Curvature-based	23,565	4,713	132739

Na Figura 39, abaixo, é possível observar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência das tensões, Figura 39 a), e dos deslocamentos, Figura 39 b).

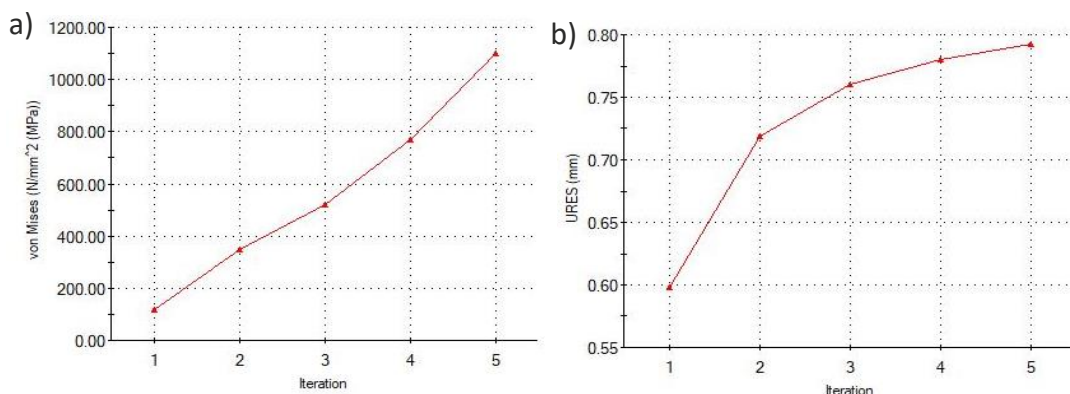


Figura 39 - a) Gráfico da tensão b) Gráfico dos deslocamentos do resguardo

Nas figuras 40 e 41 é possível visualizar as tensões e deslocamentos resultantes no componente em algumas malhas utilizadas durante o estudo.

Resultados obtidos na iteração final

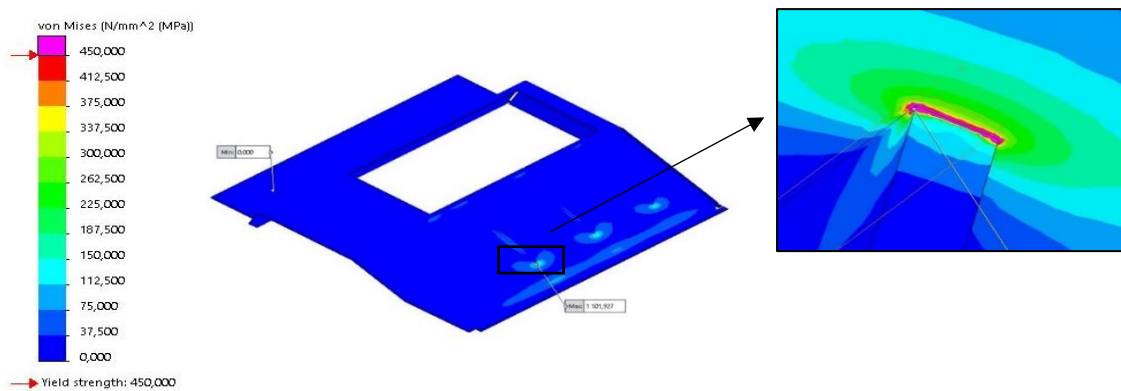


Figura 41 – Estado de tensão do resguardo na iteração final

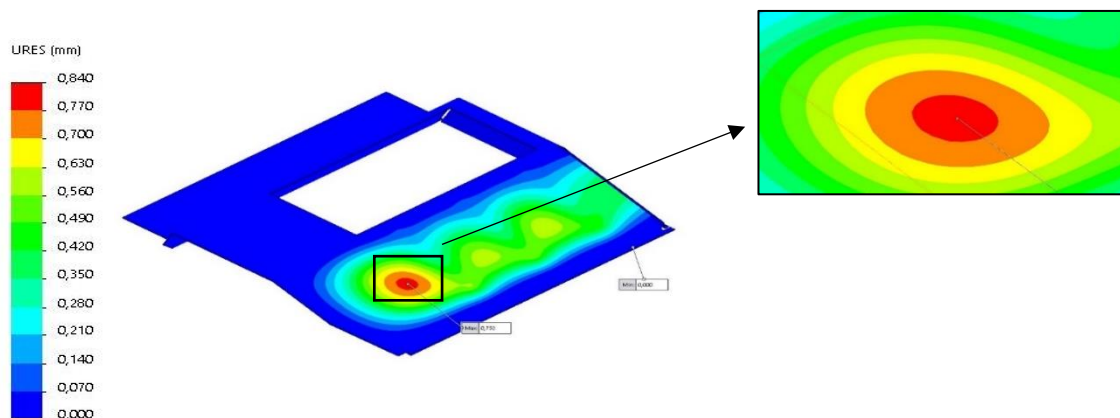


Figura 40 – Deslocamento do resguardo na iteração final

Como é possível verificar com recurso à Figura 39 a) e à Figura 41, existe uma singularidade no componente. Relativamente aos deslocamentos, o seu valor aumenta pouco de iteração para iteração, sendo que a evolução flecha máxima apresenta um patamar de ligeiramente abaixo de 0,80 mm, Figura 39 b). Relativamente às tensões, o seu valor também aumenta de iteração para iteração, mas com tendência para o infinito.

A zona de singularidade que surgiu localiza-se na união da chapa com os reforços. Esta tensão, na zona da singularidade não representa uma tensão real, mas sim uma limitação do método de elementos finitos. Mesmo assim realça-se que esta será uma zona crítica, caso contrário não haveria qualquer destaque por parte do software, apenas que estas tensões são potenciadas pela singularidade.

Na Figura 42, obtida através da ferramenta *Stress Hot Spot Diagnostics*, estão representadas as zonas que para aquela geometria e malha e esforços vão apresentar singularidades.

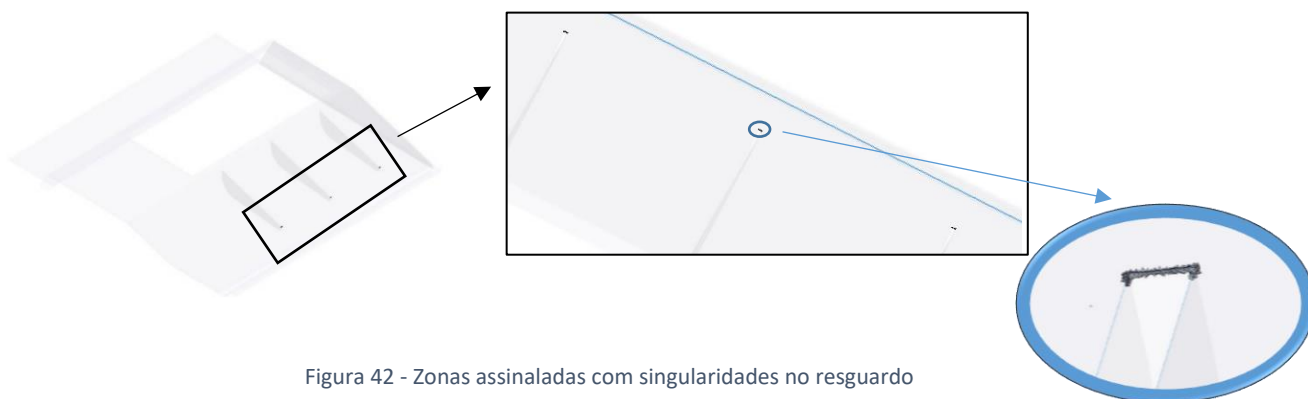


Figura 42 - Zonas assinaladas com singularidades no resguardo

Como se pode verificar na Figura 43 (obtida com recurso a ferramenta *probe*) existe uma grande discrepância entre o maior valor assinalado e as tensões que ocorrem nos nós da vizinhança, sendo que a diferença entre a o valor de tensão no nó em que existe tensão máxima tem uma diferença de cerca de 55% para o nó imediatamente a seguir.

Observando os valores da mesma figura, foi assumido que a tensão instalada não deverá ultrapassar os 290 MPa. Assim obtém-se um coeficiente de segurança de 1,55, sendo que este não é um fator muito alto, mas é aceitável para o componente em questão.

O deslocamento apresenta um valor de 0,840 mm, valor inferior a 1 mm, sendo assim um valor de deslocamento extremamente baixo para o componente estudo.

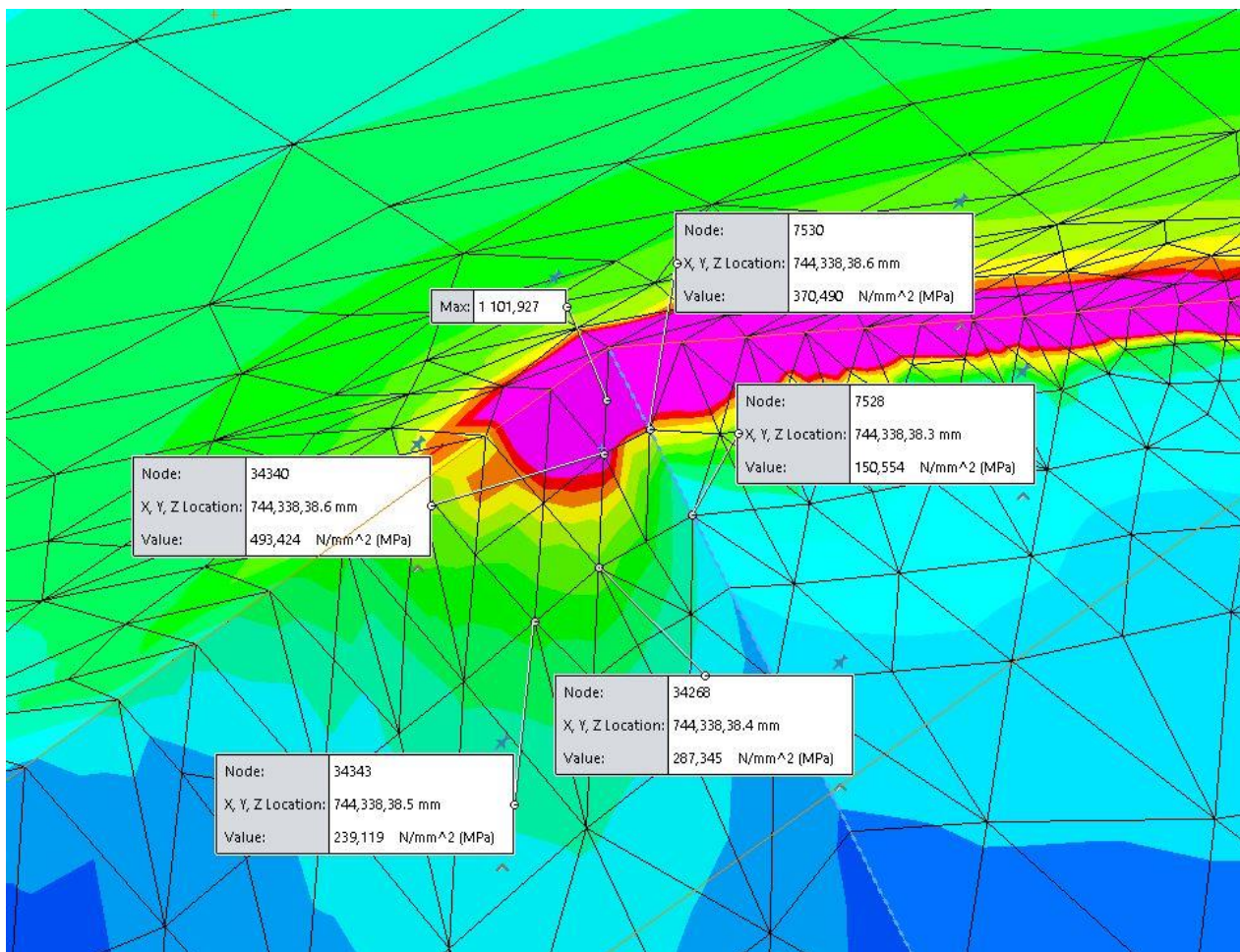


Figura 43 – Valores de tensão registados no nó de maior tensão e vizinhança no resguardo

Com as alterações propostas para este componente prevê-se uma redução da sua massa em 3,74 kg

3.3.2 Estruturas de suporte das baterias e estrutura de suporte da BTMS e PSM

Nesta análise serão considerados dois conjuntos: o Suporte das baterias e o suporte da BTMS (*Battery Temperature Measure System*) e PSM (*Power Measure System*), visíveis na Figura 44 e desenhos disponíveis nos anexos 2A) a 2C).

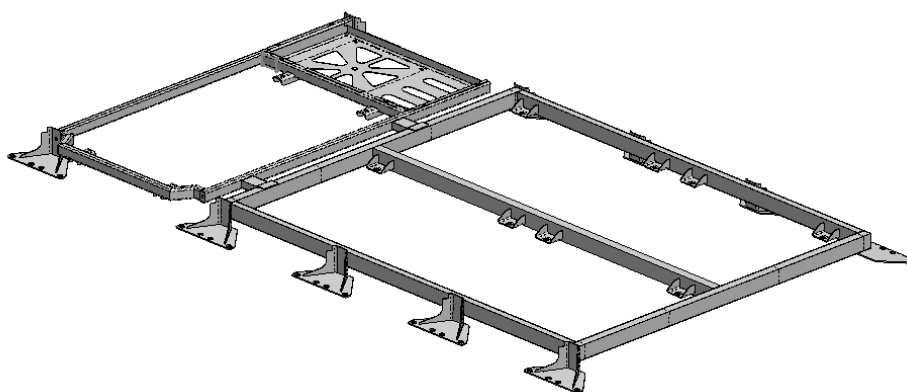


Figura 44 – Suporte de baterias, BTMS e PSM

Optou-se pelo estudo em conjunto destes elementos uma vez que o suporte da BTMS se encontra apoiado no suporte as baterias. Assim sendo o deslocamento sofrido pelo suporte da BTMS é propagado ao suporte das baterias, o que implica o estudo em conjunto destes dois suportes.

No presente momento, estas estruturas são constituídas, na sua maioria, por tubos de perfil retangular/quadrangular em aço EN 10219-1: S355 J2H e por chapas de EN 10025-2: S355 J2 e os componentes de menos importância estrutural são obtidas em EN 10025-2: S275 JR.

A função por parte destes dois conjuntos é suportar o peso das baterias e dos sistemas BTMS e PSM, ou seja, suporta o peso do sistema responsável por armazenar energia e o peso do sistema que garante o bom funcionamento do primeiro. Por esse motivo, e pelo facto do conjunto de baterias apresentar um elevado peso (aproximadamente 2 toneladas), esta estrutura é considerada um componente estrutural de extrema importância.

Estas estruturas encontram-se localizadas no exterior do autocarro, visível na Figura 45, no tejadilho, protegidas por uma cúpula fabricada em compósito de fibra de vidro que as resguarda do meio ambiente adverso. Por essa razão é fácil garantir que estes suportes não sofrem corrosão que possa comprometer a sua resistência e durabilidade.

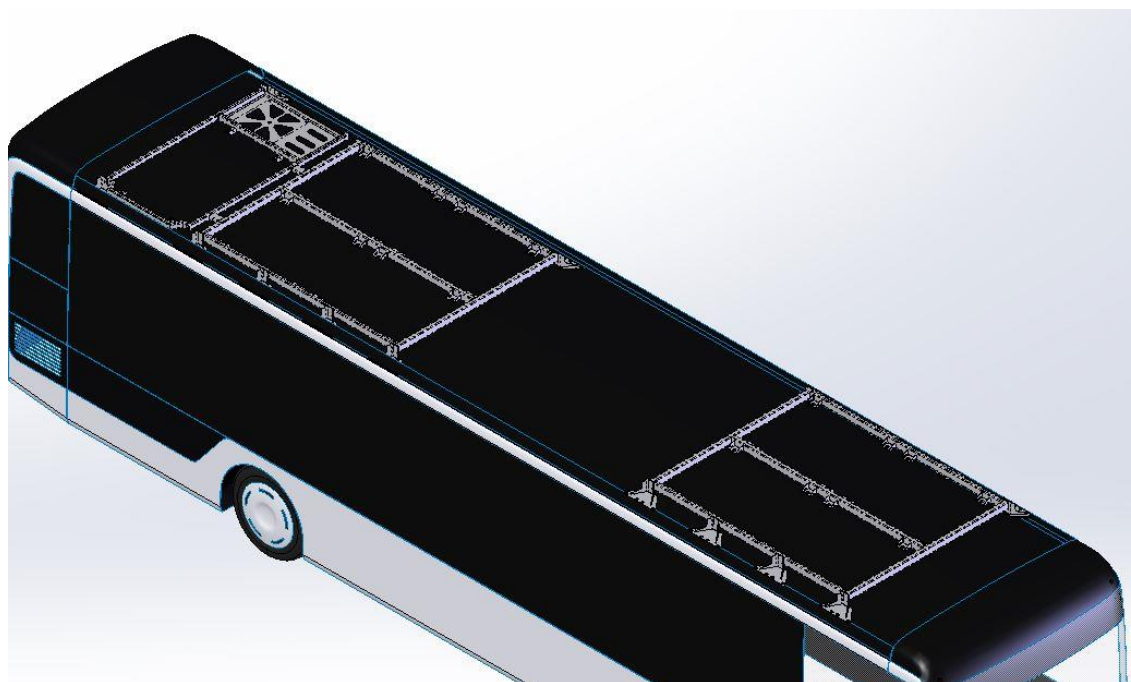


Figura 45 - Localização dos suportes no exterior do autocarro

Como referido anteriormente, estes componentes estão sujeitos a grandes cargas, logo a tensão de cedência e módulo de elasticidade do material serão fatores de extrema importância para o dimensionamento das estruturas. Uma propriedade também importante será a capacidade de o material resistir à propagação de fendas (K1C), que são potenciadas pelas condições das estradas em que o veículo circula. Por fim o custo é sempre um fator a considerar, com a agravante de que este veículo já por si só apresenta um preço bastante elevado.

Numa abordagem inicial, optou-se por realizar a redução de secção dos tubos presentes nos suporte de baterias e do suporte da PSM. A análise foi iniciada tendo por base o tubo de 80x50x3 mm utilizado nos suportes de bateria em outro modelo da linha e.City Gold.

Relativamente ao suporte da PSM, a metodologia de análise escolhida foi iniciar a alteração com um tubo 60x60x3 mm e a partir daí ir diminuindo a secção resistente enquanto os valores de tensão e deslocamento fossem aceitáveis.

Devido à importância da estrutura, é necessário estudar o seu comportamento nos casos mais graves, excluindo o teste de impacto e capotamento que tem os seus próprios testes e regulamentos, os quais não fazem parte do conteúdo deste trabalho.

Os casos analisados são:

1. Curva lateral a esquerda, em que se considera que será aplicada uma aceleração de 1,25 vezes a aceleração gravítica (1,25G);
2. Travagem repentina, em que se considerou que seria aplicada à estrutura uma aceleração igual à aceleração gravítica (1G);
3. Lomba, em que se considerou que seria aplicada a estrutura uma aceleração de 3 vezes a aceleração gravítica (3G).

Apesar de terem sido realizados vários estudos ao conjunto foi decidido, por simplificação do relatório, apresentar apenas a condição normal e para a combinação de lomba + travagem, que representa a pior situação em análise, assim se a estrutura suportar este teste estará validada também nos restantes.

3.3.2.1 Teste em condições normais

Para este teste foram consideradas as condições de atuação normal da estrutura. Para esse efeito considerou-se apenas atuação da aceleração da gravidade, com o valor de $9,81 \text{ m/s}^2$.

A estrutura (suportes) encontram-se fixos no tejadilho do autocarro através de 10 sapatas, visíveis na Figura 46. Para efeitos de fixação da estrutura foram consideradas as superfícies inferiores das sapatas, que se encontram fixas nas sancas laterias da carroçaria.

Relativamente aos esforços, no estudo foram consideradas as influências de seis cargas remotas que pretendem representar os pesos dos componentes fixados na estrutura. As cargas encontram-se representadas Figura 47.

Carga 1: 120 Kg

Carga 2: 30 Kg

Carga 3 e 4: 304 Kg

Carga 5 e 6: 301 kg

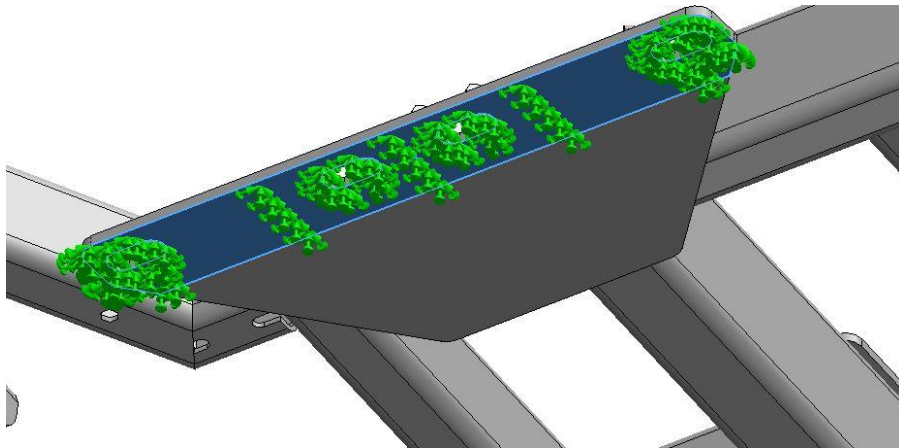


Figura 46 - Pormenor da fixação do suporte no caso normal

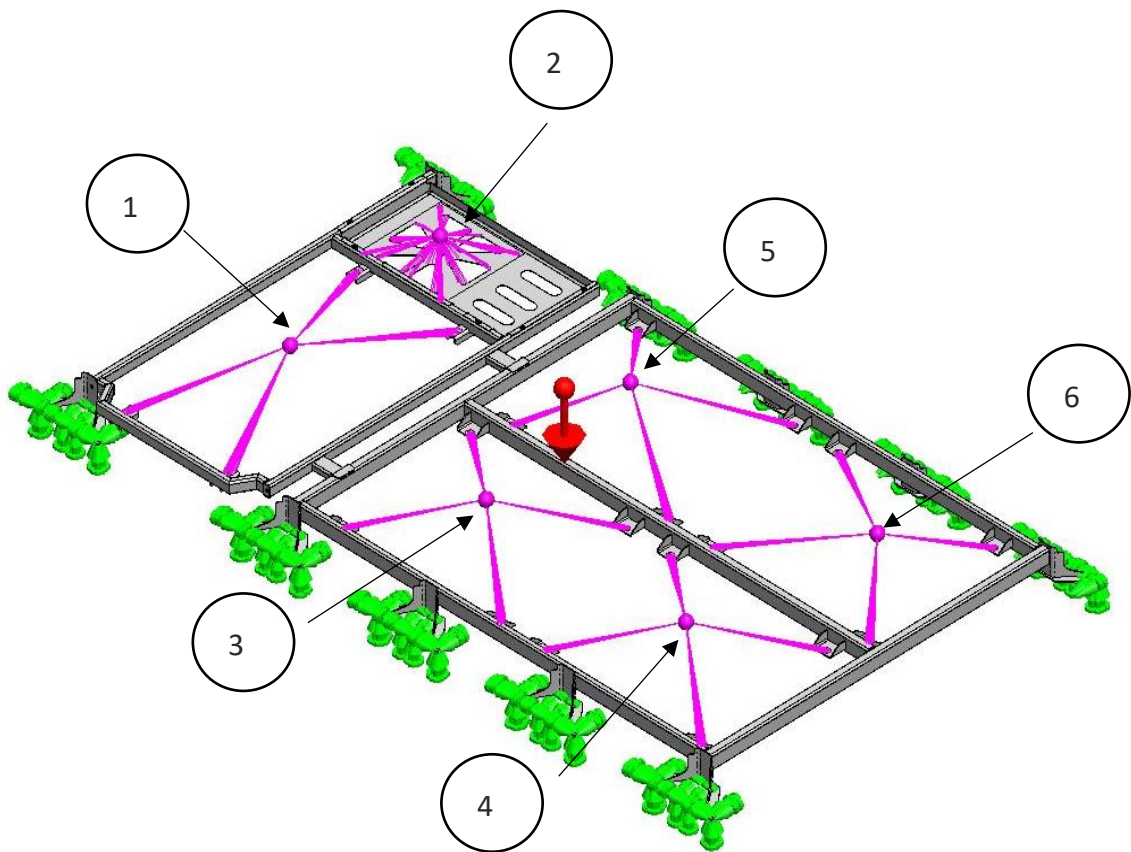


Figura 47 - Cargas aplicadas e Fixação do suporte no caso normal

Na Tabela 9 apresenta-se a evolução dos parâmetros da malha usada no estudo do suporte.

Tabela 9 – Evolução dos parâmetros da malha durante o estudo do suporte no caso normal

Simulação	1	2	3	4	5	6
Malha	standard	Curvature Based	Curvature Based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based
Tamanho máximo dos elementos [mm]	30,028	60,056	60,056	60,056	60,056	60,056
Tamanho mínimo dos elementos [mm]	1,501	12,011	12,011	9,609	6,727	3,363
Números de elementos	51450	178446	224320	242590	455269	1408406
Tensão [MPa]	169,113	207,25	225,369	194,065	345,792	319,303
Deslocamento [mm]	1,988	2,13	2,148	2,092	2,120	1,981
Figura	Figura 49 e 50	-	Figura 51 e 52	-	-	Figura 53 e 54

Na Figura 48 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência da evolução das tensões na Figura 48 a), e dos deslocamentos na Figura 48 b), ao longo das diferentes simulações.

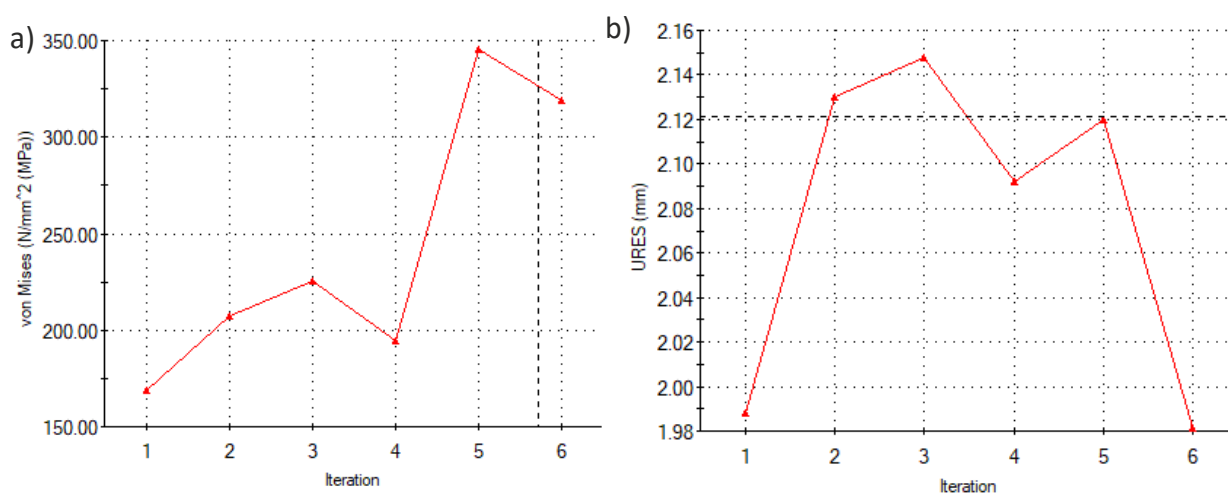


Figura 48 - a) Gráfico das tensões b) Gráficos dos deslocamentos do suporte no caso normal

Para existir uma comparação mais uniforme entre os vários resultados das malhas aplicadas foi definida uma escala de tensões única tendo como limites 0 e 355 MPa, em que 355 é o valor da tensão de cedência do material. Também se definiu os limites de escala de deslocamento entre 0 e 2,15 mm.

Nas Figuras 49 a 54 é possível visualizar as tensões e deslocamentos resultantes no componente nas várias malhas utilizadas durante o estudo.

Malha 1

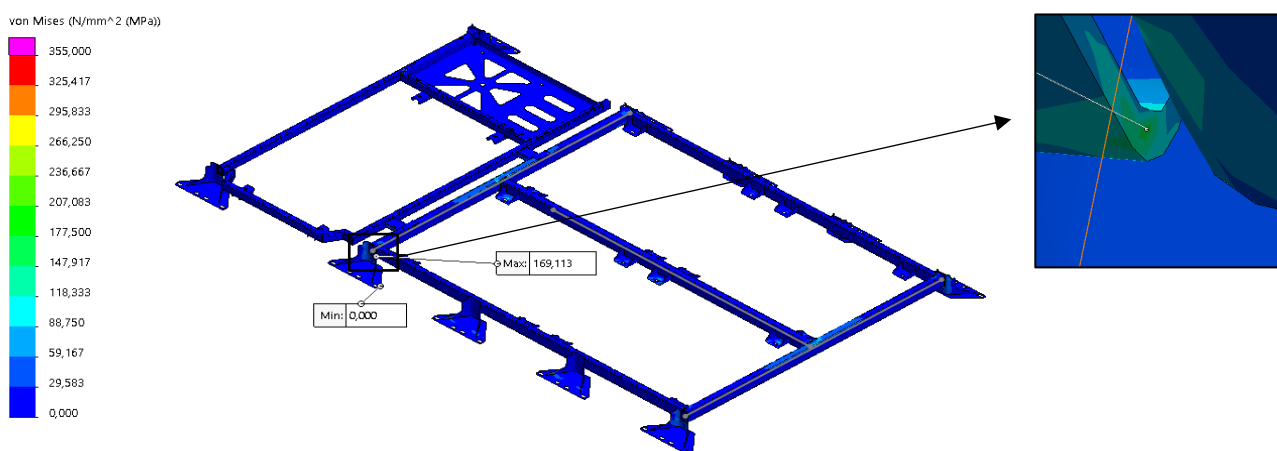


Figura 49 - Estado de tensão do suporte na malha1 no estudo normal

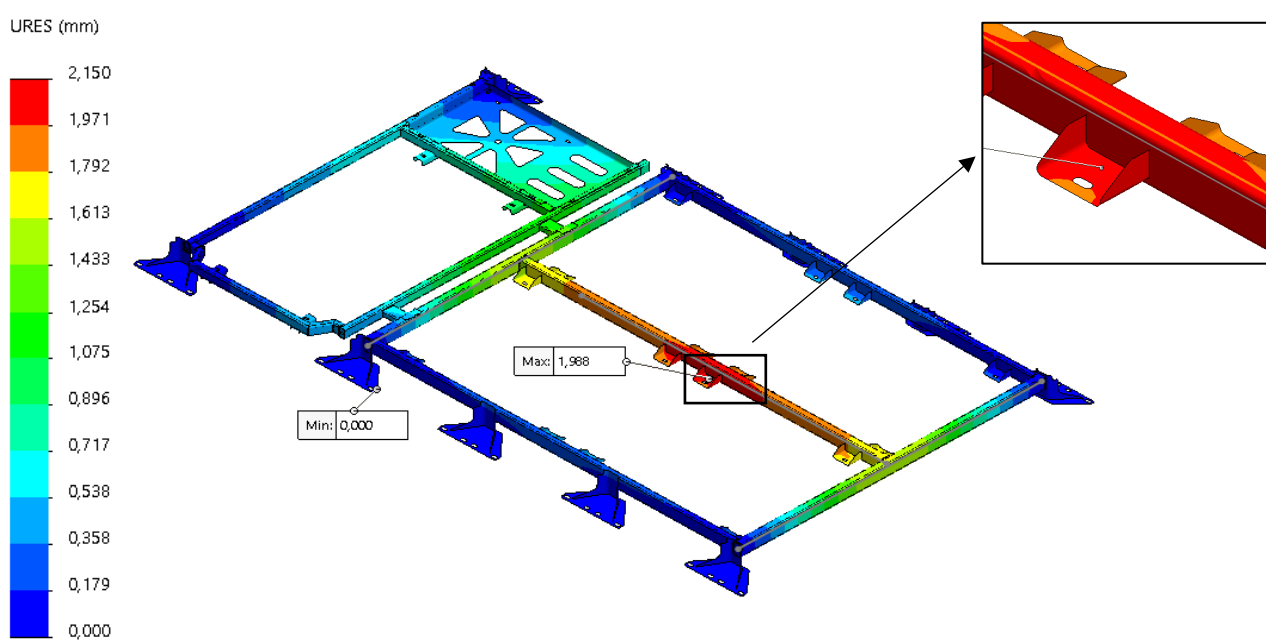


Figura 50 - Deslocamentos do suporte na malha1 no estudo normal

Malha 3

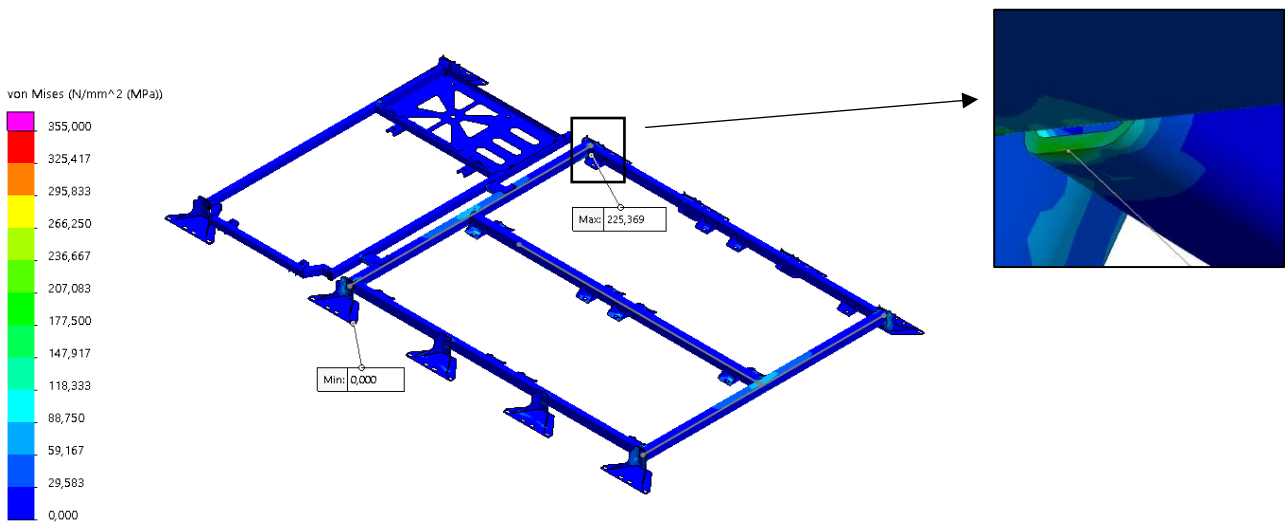


Figura 51 - Estado de tensão do suporte na malha 3 no estudo normal

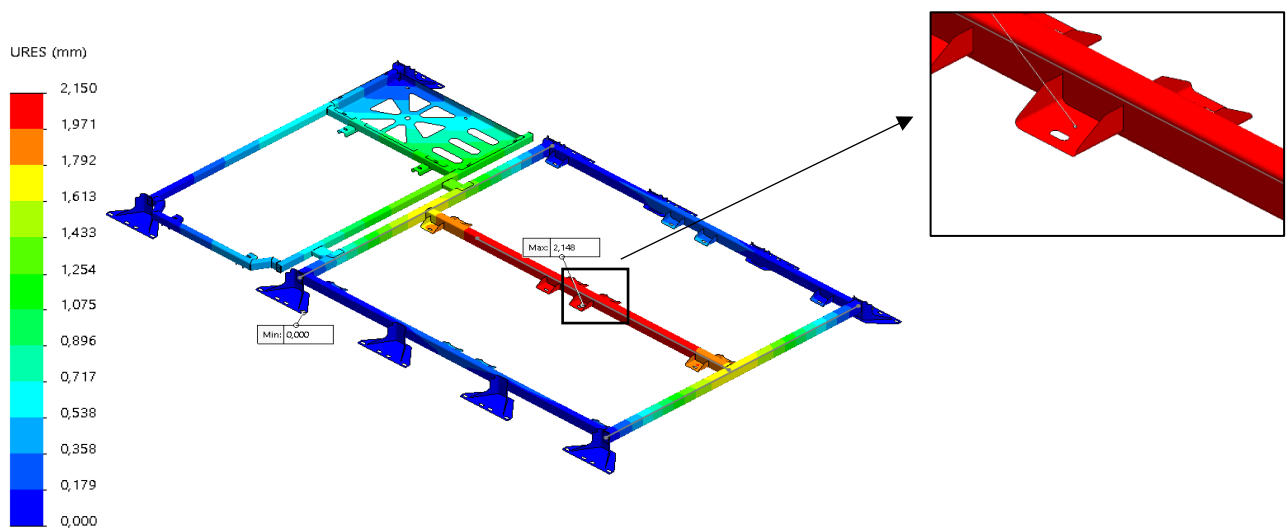


Figura 52 - Deslocamentos do suporte na malha 3 no estudo normal

Malha 6

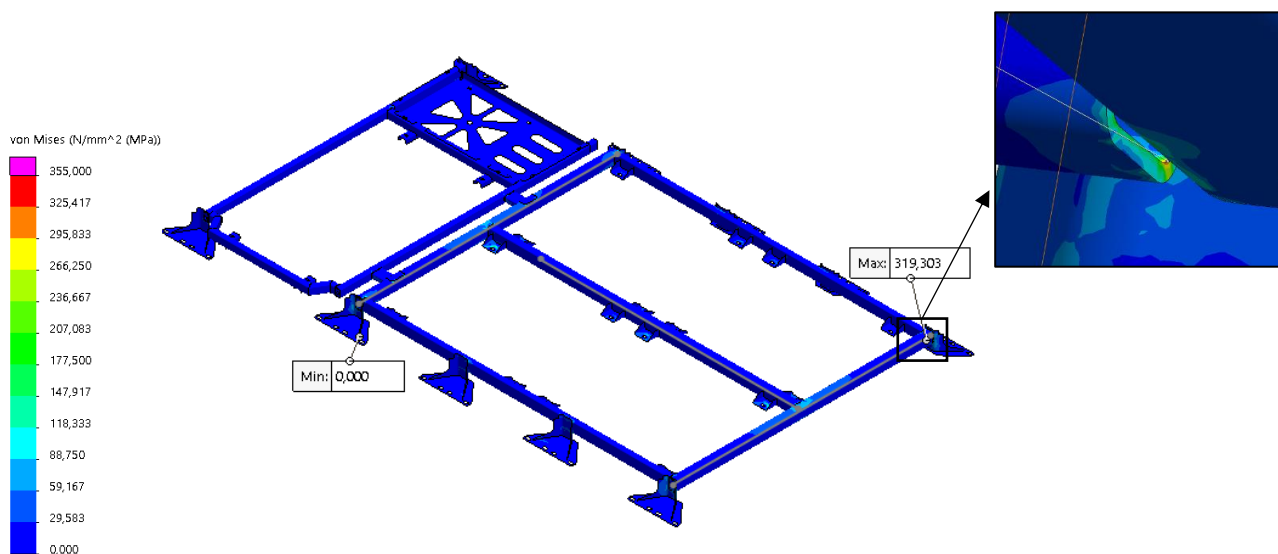


Figura 53 - Estado de tensão do suporte na malha 6 no estudo normal

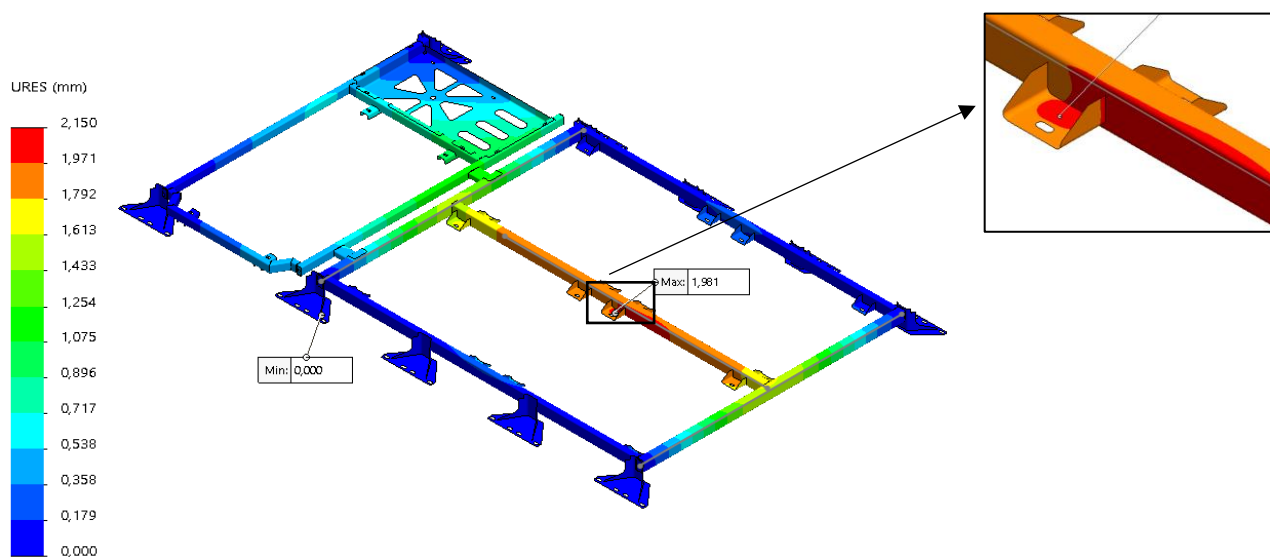


Figura 54 - Deslocamentos do suporte na malha 6 no estudo normal

3.3.2.2 Teste em situação de lomba + travagem

Neste estudo analisou-se as situações de travagem e lomba em simultâneo. Assim sendo considerou-se uma força vertical ascendente de 2G, resultante da combinação linear do vetor no valor de 3G ascendente e 1G descendente, bem como 1G no sentido do movimento do veículo.

Quanto as cargas aplicadas, são as mesmas do estudo anterior, no entanto, a fixação é diferente. Neste estudo foi apenas considerada fixa a área em que assenta a anilha, utilizada na ligação da sapata a estrutura da carroçaria, visível na Figura 55.

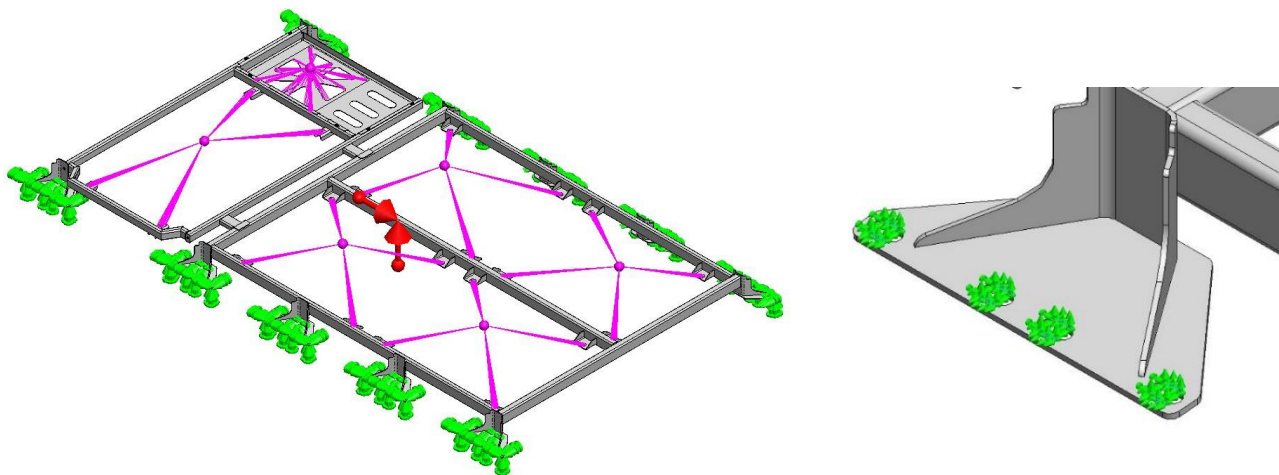


Figura 55 - Cargas e Fixação no suporte no estudo lomba + travagem

Na Tabela 10 apresenta-se a evolução da malha usada no estudo do suporte neste estudo.

Tabela 10 – Evolução dos parâmetros da malha durante o estudo do suporte no caso de lomba + travagem

Simulação	1	2	3	4	5	6
Malha	standard	Curvature Based	Curvature Based	Curvature Based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based
Tamanho máximo dos elementos [mm]	30,027	120,108	60,056	60,056	60,056	60,056
Tamanho mínimo dos elementos [mm]	1,501	24,023	12,011	12,011	7,207	3,603
Números de elementos	52301	78490	173955	225171	423124	1283827
Tensão [MPa]	341,491	428,534	565,473	476,509	721,513	694,269
Deslocamento [mm]	4,272	4,408	4,441	4,498	4,448	4,205
Figura	Figura 57 e 58	-	Figura 59 e 60	-	-	Figura 61 e 62

Na Figura 56 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência de evolução das tensões na Figura 56 a), e dos deslocamentos na Figura 56 b).

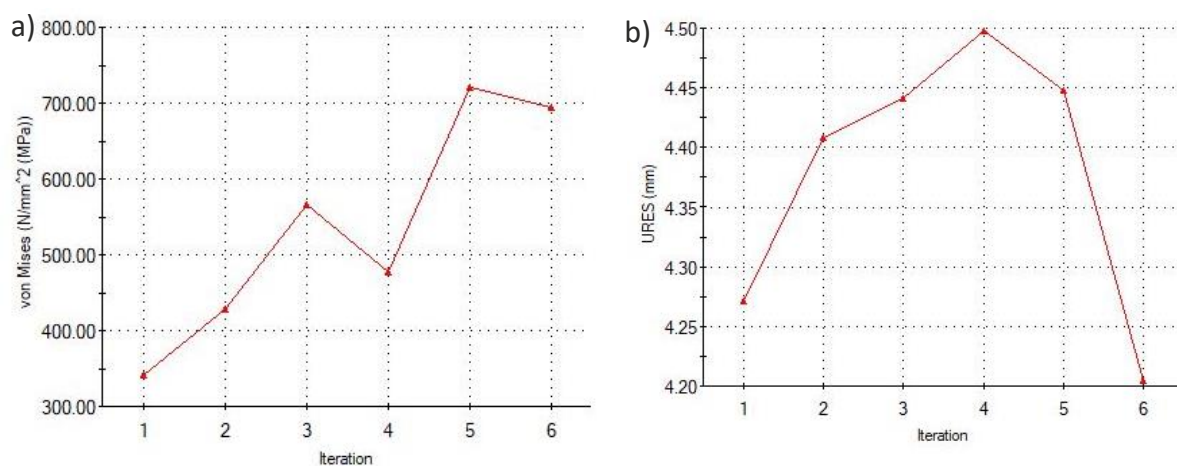


Figura 56 - a) Gráfico das tensões b) Gráficos dos deslocamentos do suporte no caso lombas + travagem

À semelhança do estudo anterior foi definida uma escala de tensões única, aplicada a todas as simulações deste estudo e que varia entre 0 e 355 MPa. Para o deslocamento os limites da escala foram definidos entre 0 e 4,5mm.

Nas Figuras 57 a 62 é possível visualizar as tensões e deslocamentos resultantes na estrutura nas diferentes simulações e nas várias malhas utilizadas neste estudo

Malha 1

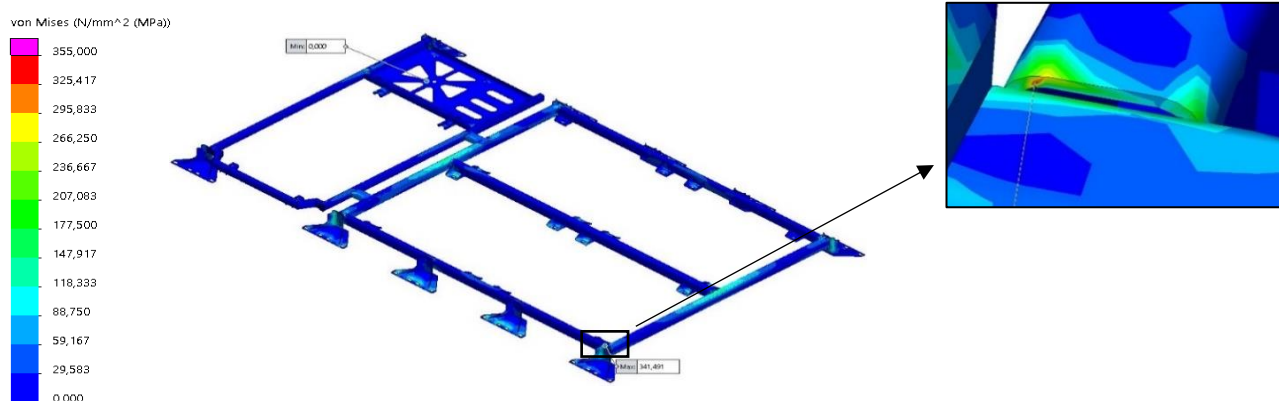


Figura 57 - Estado de tensão do suporte na malha 1 do estudo lombas + travagem

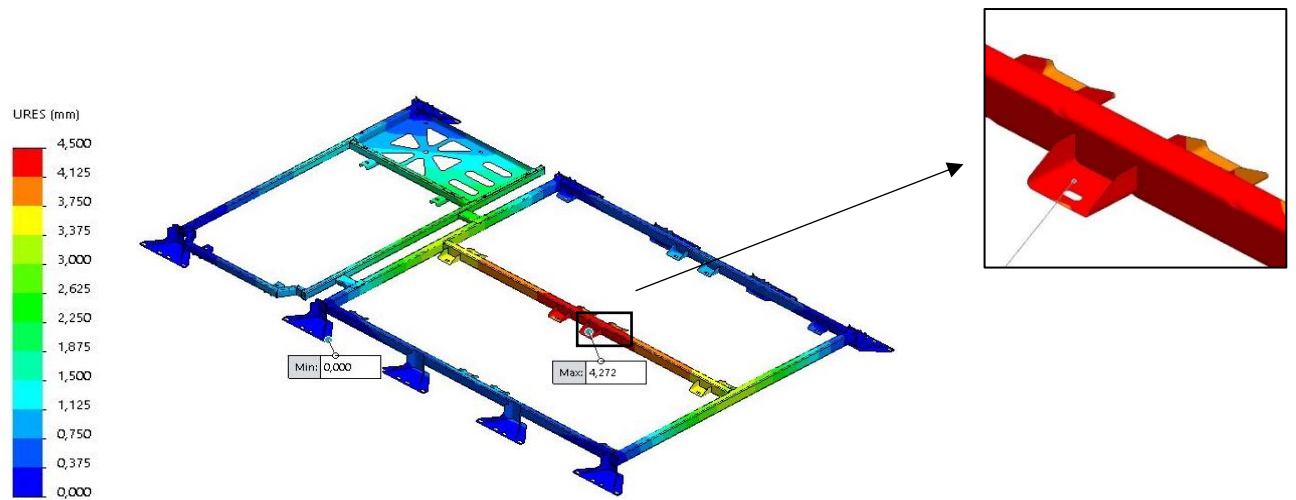


Figura 58 - Deslocamentos do suporte na malha 1 do estudo lomba + travagem

Malha 3

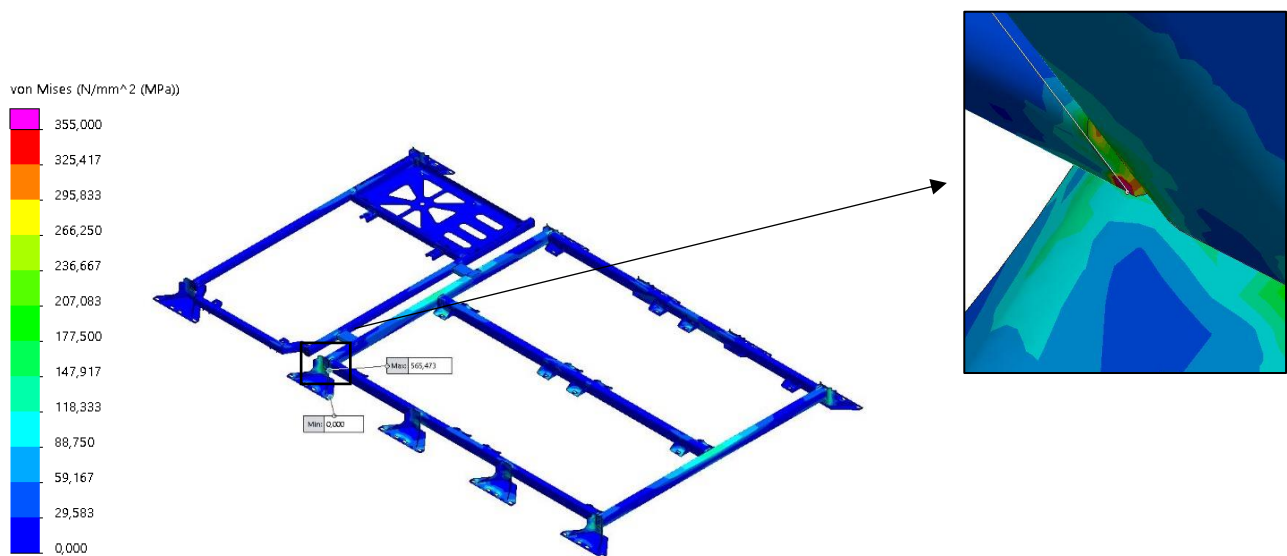


Figura 59 - Estado de tensão do suporte na malha 3 do estudo lomba + travagem

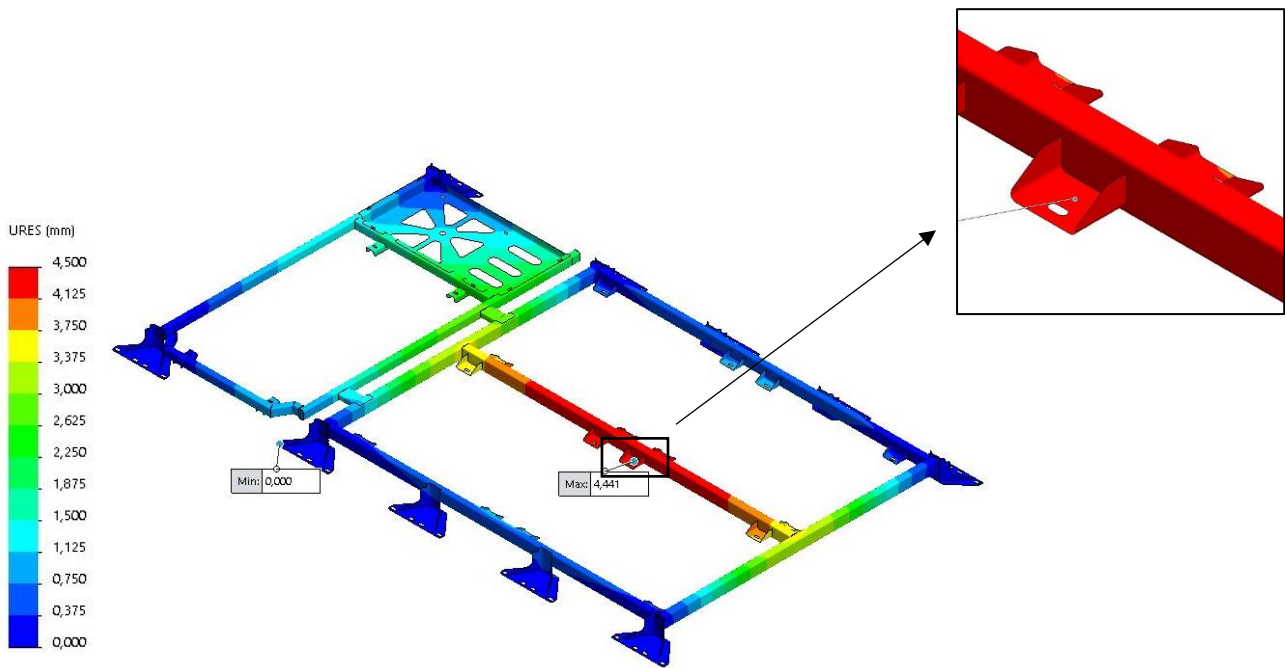


Figura 60 - Deslocamentos do suporte na malha 3 do estudo lomb + travagem

Malha 6

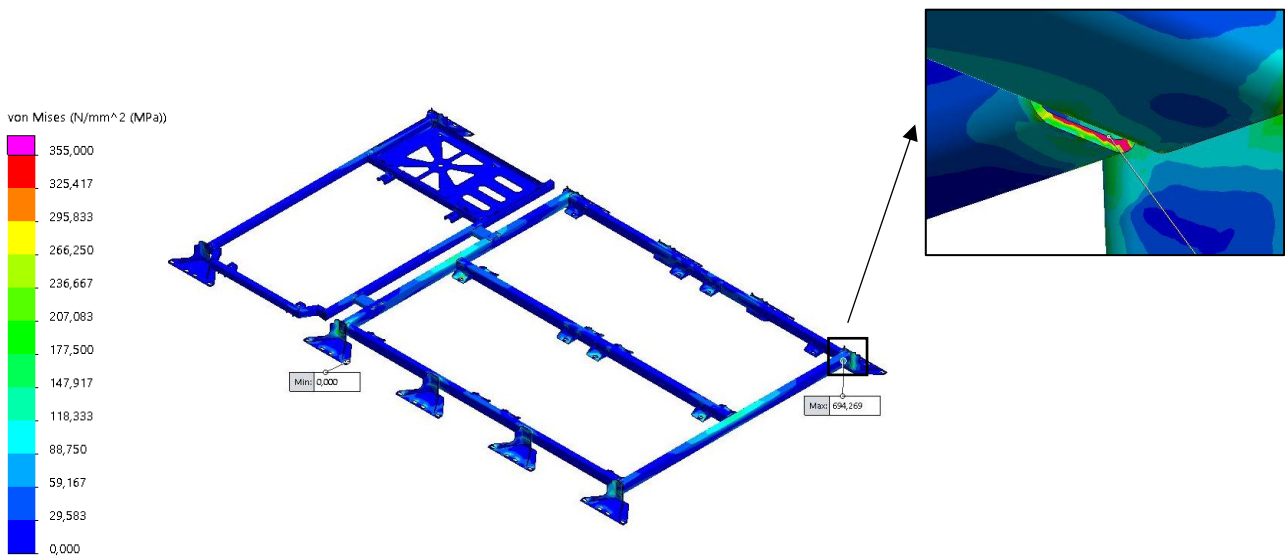


Figura 61 - Estado de tensão do suporte na malha 6 do estudo lomb + travagem

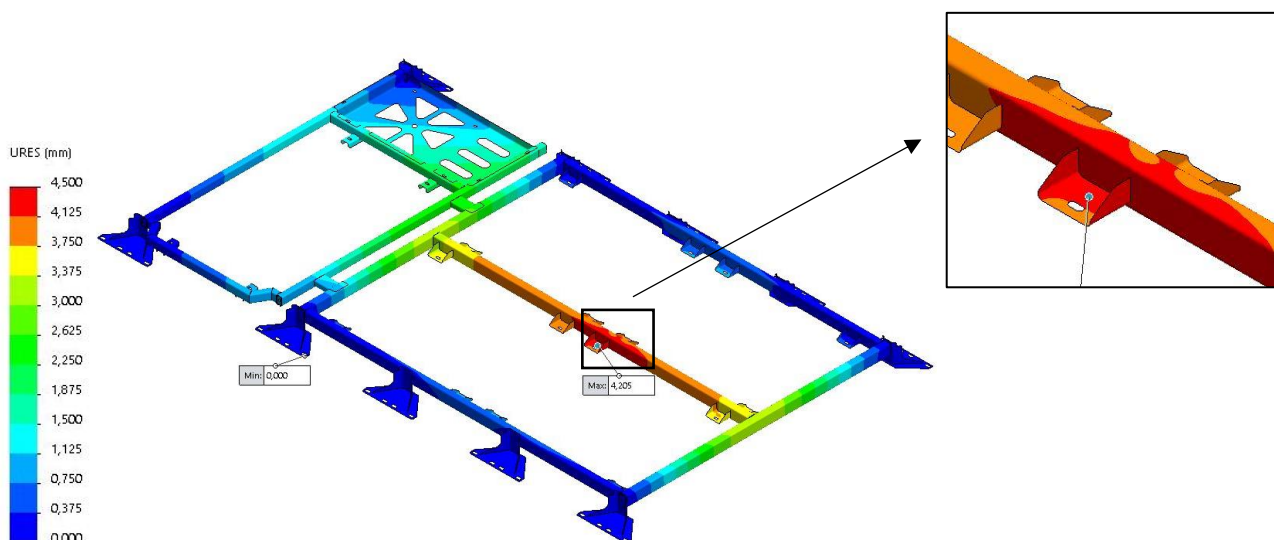


Figura 62 - Deslocamentos do suporte na malha 6 do estudo lomba + travagem

Como se pode ver nas figuras apresentadas anteriormente, existe uma concentração de tensões na zona de ligação entre tubos, localizada onde não existe contacto entre os mesmos. De realçar que isto se deve a uma simplificação para diminuir o tempo de preparação e estudo da estrutura, sendo que na realidade existe ligação entre os tubos. Portanto, esta tensão não reflete a tensão que realmente estará aplicada nessa zona.

Como se pode verificar, com recurso a ferramenta disponível no módulo de simulação do *Solidworks* denominada *iso clipping*, a tensão é mais elevada nas zonas de concentração de tensões, sendo que nas redondezas a mesma é bastante inferior. Por este motivo conclui-se que esta deve ser desprezada da análise, devendo-se ter em consideração as restantes e como o campo de tensões é afetado por estas. Este efeito já era verificado para o estudo em condições normais, no entanto, em menor escala, tornando-o mais difícil de detetar.

Na Figura 63 é possível ver as tensões aplicadas na zona onde se deteta maior valor de tensão. A Figura 63 a) mostra as tensões superiores a 355 MPa, a figura b) tensões superiores a 255 MPa. A figura c) mostra imagens superiores a 155 MPa e a figura d) superiores a 85 MPa. Assim consegue-se visualizar o efeito descrito acima, em que existe uma grande diferença entre o valor da tensão máxima de 694,27 MPa e as tensões nas zonas circundantes.

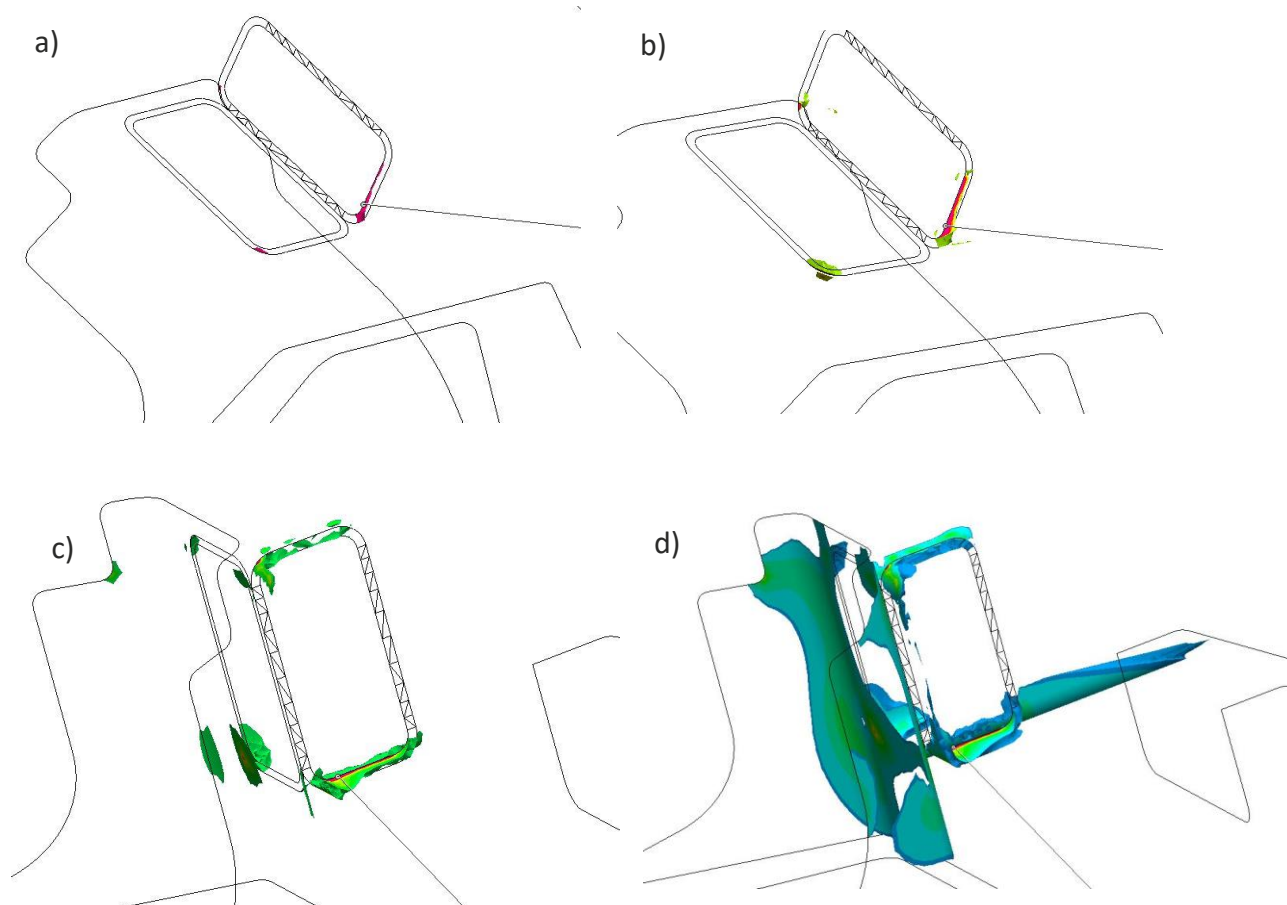


Figura 63 - Imagens obtidas através do *iso clipping*

Considerando que as zonas circundantes foram afetadas pela concentração de tensões e analisando a Figura 64, em seguida apresentada, assume-se que uma tensão naquela zona não passará dos 255 MPa fazendo que a estrutura apresente um coeficiente de segurança de 1,39. Para um elemento estrutural é considerado um coeficiente de segurança pequeno. No entanto, realça-se de que neste caso de estudo se analisa um caso extremo, em que se aplica acelerações à estrutura que ela não está sujeita no cotidiano.

O deslocamento apresenta um valor aproximadamente de 4,21 mm, sendo assim um valor de deslocamento aceitável em função das dimensões da estrutura e das cargas aplicadas no estudo.

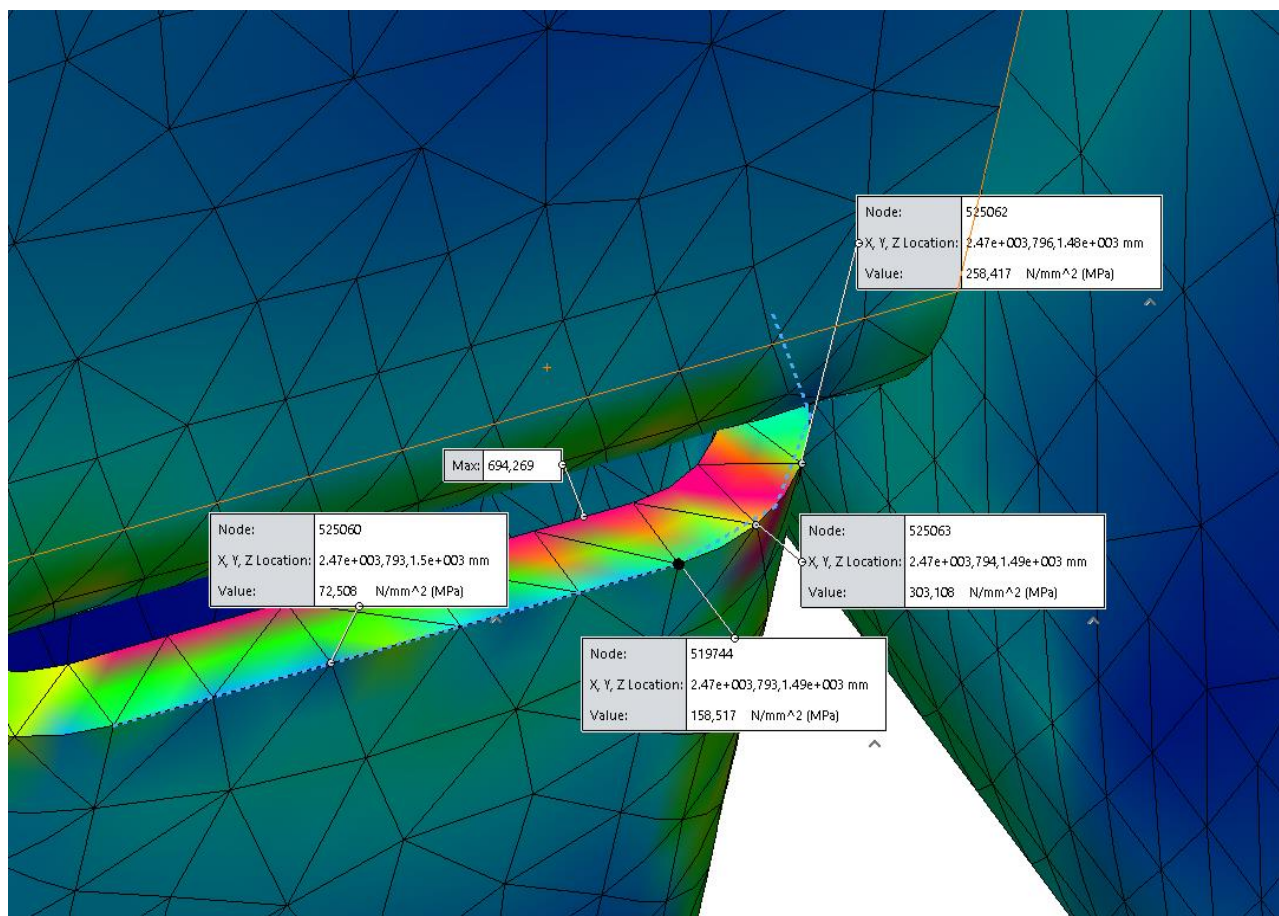


Figura 64 -Valor da tensão na vizinhança da zona de concentração de tensões

Na proposta de redução de peso do suporte de baterias prevê-se ter reduzido 66 Kg.

Na proposta do suporte da BTMS e PSM prevê-se ter reduzido 38 Kg.

3.3.3 Resguardo de Pés

Atualmente estes componentes são compostos por duas chapas em aço inoxidável EN 10088-2: X5CrNi18-10, soldadas entre si, cada uma com 2 mm de espessura. Estes não apresentam qualquer aplicação estrutural servindo apenas como resguardo para os pés, visíveis na Figura 65. Os Desenhos de definição das peças estão disponíveis nos Anexos 3A) e 3B).

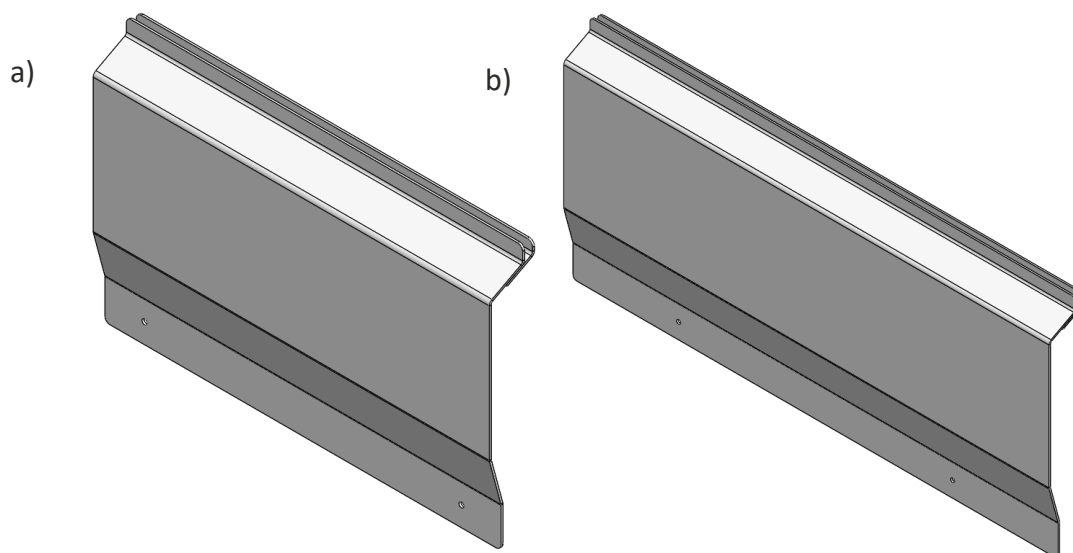


Figura 65 - a) Peça 1 b) Peça 2

Como esta peça não tem contribuição estrutural para o autocarro, propriedades como o módulo de elasticidade e a tensão de cedência não apresentam grande importância no desempenho desta, sendo que será dada maior importância para propriedades como a massa volúmica e a resistência à corrosão.

Sendo este o motivo que levou estes componentes a serem estudados, uma vez que a massa volúmica e à resistência a corrosão são as propriedades mais importantes, não existe necessidade de estes serem fabricados em aço inoxidável, pois existem materiais mais leves que o aço inoxidável e com uma adequada resistência à corrosão para a aplicação em causa.

No total existem duas peças colocadas no autocarro. Uma na zona da porta da frente (a peça 1, visível na Figura 65 a)), e a outra peça na zona da porta de trás (a peça 2 Figura 65 b)), a localização de ambas no autocarro é visível na Figura 66 . Devido a constante abertura das portas do autocarro, as chapas estão sujeitas ao ambiente exterior, podendo este induzir corrosão nas mesmas. Assim a resistência a corrosão torna-se uma propriedade fundamental.

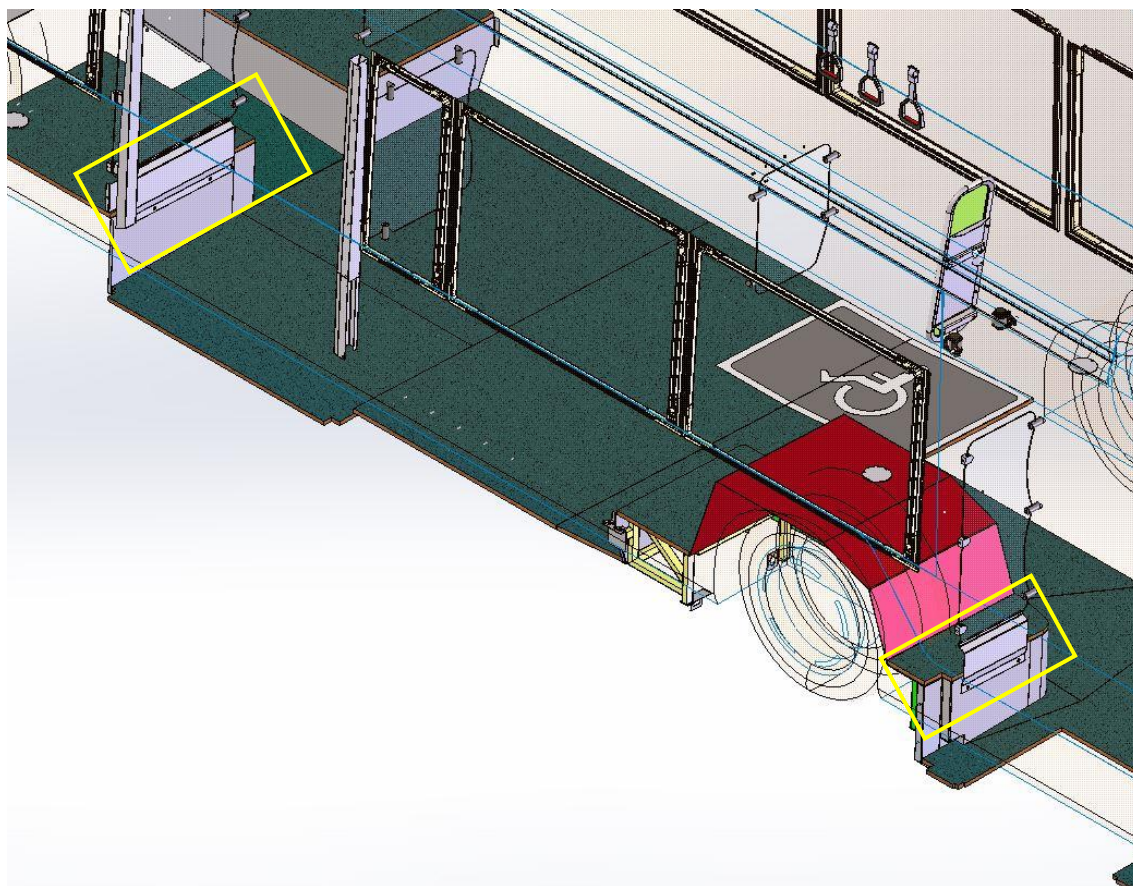


Figura 66 - localização dos resguardos no autocarro

Sendo que este projeto se trata de uma proposta de redução de peso, mais uma vez, a massa volúmica torna-se uma propriedade fundamental para a realização da mesma.

Devido à possibilidade de poderem ocorrer ligeiros embates nas chapas devido a movimentação das pessoas dentro do autocarro, deve-se considerar a tensão de cedência do material. No entanto, esta não apresenta grande importância para a seleção do material a aplicar. Por fim o custo é sempre um fator a ter em conta e uma vez que não se trata de uma peça de elevada importância, deverá ter o menor custo possível, cumprindo, porém, as especificações acima referidas.

Para este caso de estudo escolheu-se o material EN 485-2: AW 5052 H32. Este material apresenta baixa massa volúmica, sendo que é cerca de três vezes inferior à do material que é atualmente utilizado. Apresenta uma elevada resistência à corrosão, aspeto importante nesta aplicação. Relativamente ao custo apresenta um valor menor do que o material atualmente utilizado.

Por fim este material é adequado para fabrico por processos de quinagem, que é o processo utilizado para fabricar a peça em questão. Posteriormente será necessário utilizar operações de soldadura para unir as duas chapas que constituem o elemento, sendo que geralmente os alumínio da serie 5xxx apresentam boa soldabilidade para percentagens de magnésio inferiores a 3% (Martins Da silva et al., 2013).

Consultando a norma NP485-2:2016 (Standard, 2018), representado na Figura 67 é possível obter os raios mínimos para quinagem de chapas entre 1,5 e 3 mm para quinagens de 90 e 180 graus.

Temper	Specified thickness		Tensile strength		Yield strength		Elongation min.		Bend radius ^a		Hardness ^a
	mm		R_m MPa		$R_{p0,2}$ MPa		%				HBW
	over	up to	min.	max.	min.	max.	A_{50} mm	A	180°	90°	
H32	0,2	0,5	210	260	130		5		1,5 t	0,5 t	61
	0,5	1,5	210	260	130		6		1,5 t	1,0 t	61
	1,5	3,0	210	260	130		7		1,5 t	1,5 t	61
	3,0	6,0	210	260	130		10			1,5 t	61
	6,0	12,5	210	260	130		12			2,5 t	61
	12,5	40,0	210	260	130			12			61

Figura 67 - Raios mínimos de quinagem para o AW 5052 H32 (Standard, 2018)

Logo, para uma espessura de 2 mm deverão ser utilizados raios de quinagem mínimos de 3 mm.

Relativamente ao processo de obtenção da peça, esta será primeiramente quinada segundo os raios previstos acima. Posteriormente será necessário um processo de soldadura para unir as duas partes constituintes da peça.

De seguida são apresentados os resultados obtidos na análise em elementos finitos.

Peça 1

Apesar desta peça ser considerada como não estrutural, foi decido realizar uma análise em elementos finitos, para garantir que em caso de algum esforço ser aplicado a mesma, esta consegue resistir sem deformar plasticamente, o que significaria a necessidade da sua substituição. Para o estudo desta peça foi considerada uma força de 1500 N e uma fixação nos furos onde são colocados os parafusos, visível na Figura 68, bem como foi impedido o deslocamento no eixo dos zz na face que assenta no chapeamento.

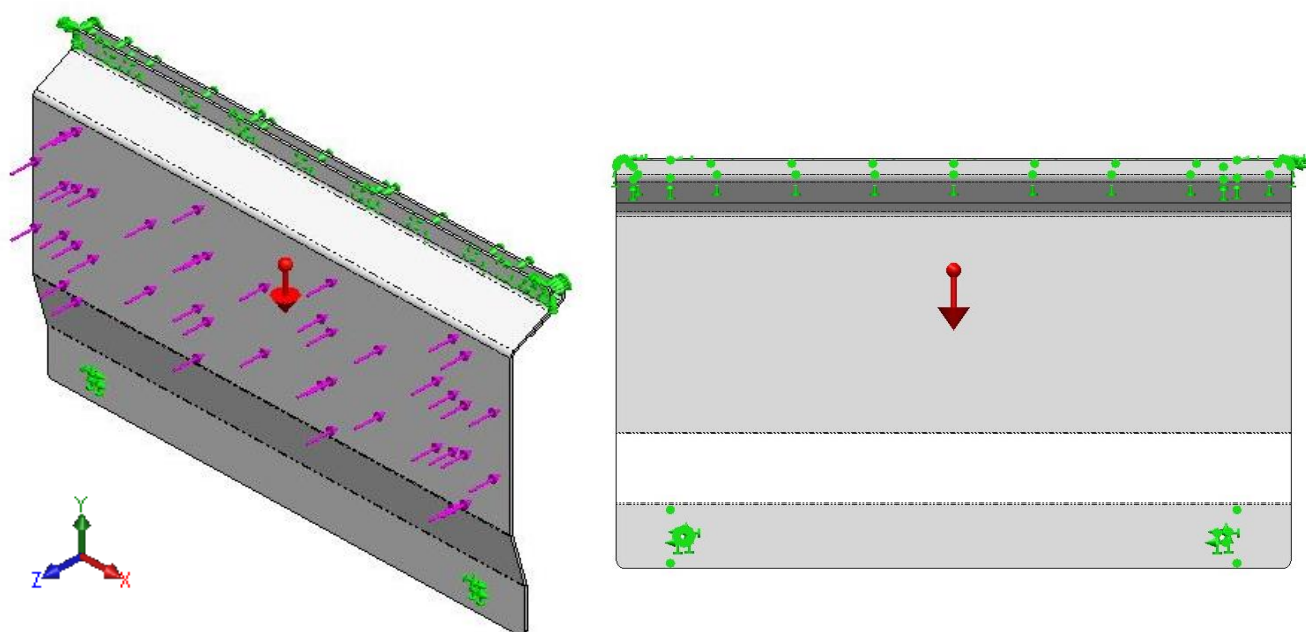


Figura 68 - Carga e fixação no estudo da Peça 1

Na Tabela 11, abaixo disponível, é possível ver a evolução dos parâmetros da malha durante o estudo efetuado.

Tabela 11 - Evolução dos parâmetros da malha utilizada durante o estudo da Peça 1

Simulação	1	2	3	4	5	6
Malha	Standard	Standard	Curvature based	Curvature based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based
Tamanho máximo dos elementos [mm]	14,383	7,192	7,192	7,192	7,192	7,192
Tamanho mínimo dos elementos [mm]	0,719	0,360	2,397	2,397	1	0,58
Números de elementos	1568	5415	12021	20062	46268	60100
Tensão [MPa]	77,665	79,123	79,107	81,199	82,196	82,903
Deslocamento [mm]	1,308	1,296	1,290	1,290	1,287	1,286
Figura	Figura 70 e 71	-	-	Figura 72 e 73	-	Figura 74 e 75

Na Figura 69 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a evolução das tensões, Figura 69 a), e dos deslocamentos, Figura 69 b), ao longo das diferentes simulações com as diversas malhas.

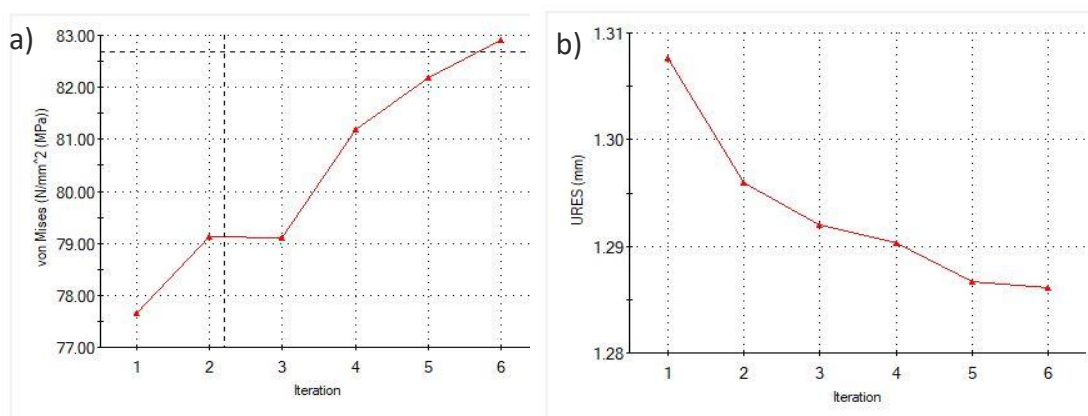


Figura 69 - a) Gráfico das tensões b) Gráfico dos deslocamentos na Peça 1

Para existir uma comparação mais uniforme entre os vários resultados das simulações com as diferentes malhas, foi definida uma escala de tensões única que varia entre 0 e 83 MPa, o maior e menor valores registados. O limite da escala de deslocamentos foi definido entre 0 e 1,31 mm.

Nas figuras 70 a 75 é possível visualizar os estados de tensões e deslocamentos resultantes na peça em algumas simulações com diferentes malhas utilizadas durante o estudo.

Malha 1

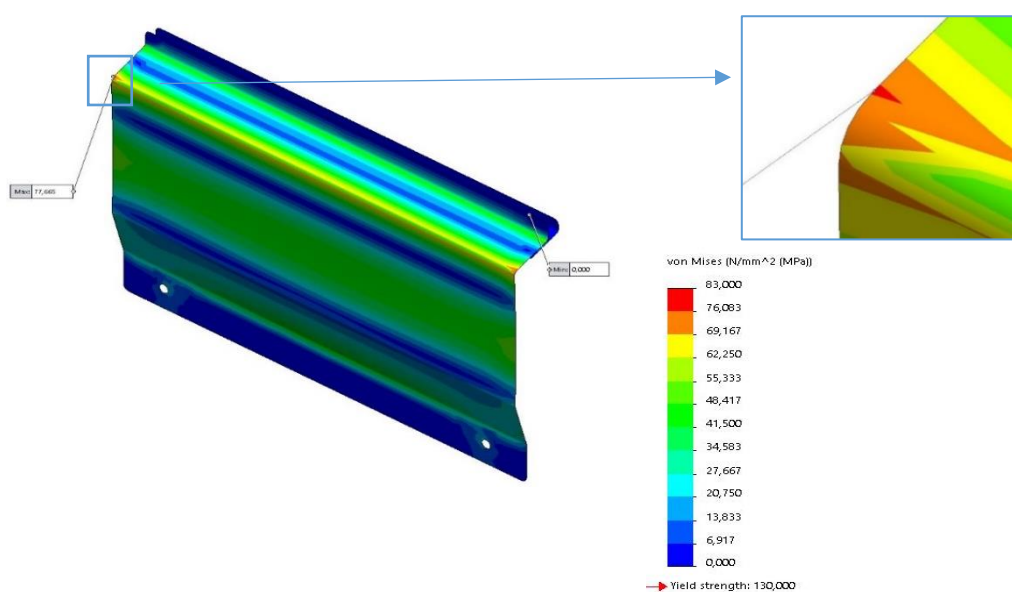


Figura 70 – Estado de tensão da peça 1 na malha 1

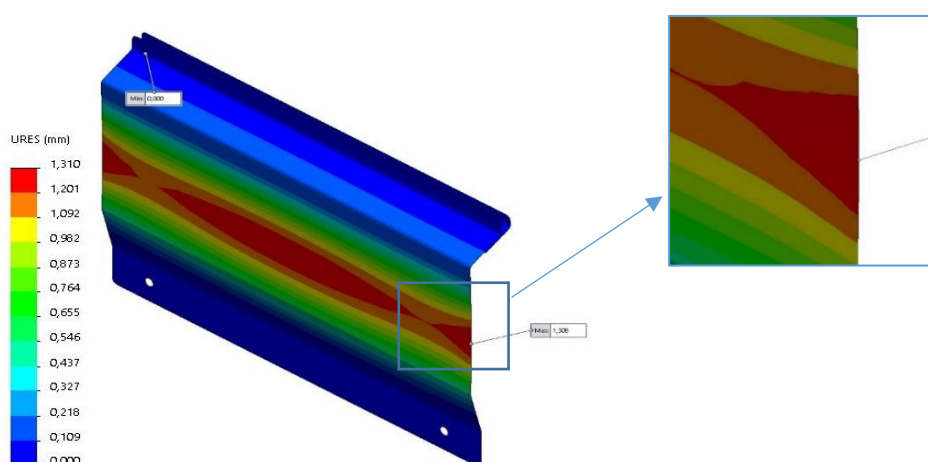


Figura 71 - Deslocamentos da peça 1 na malha 1

Malha 4

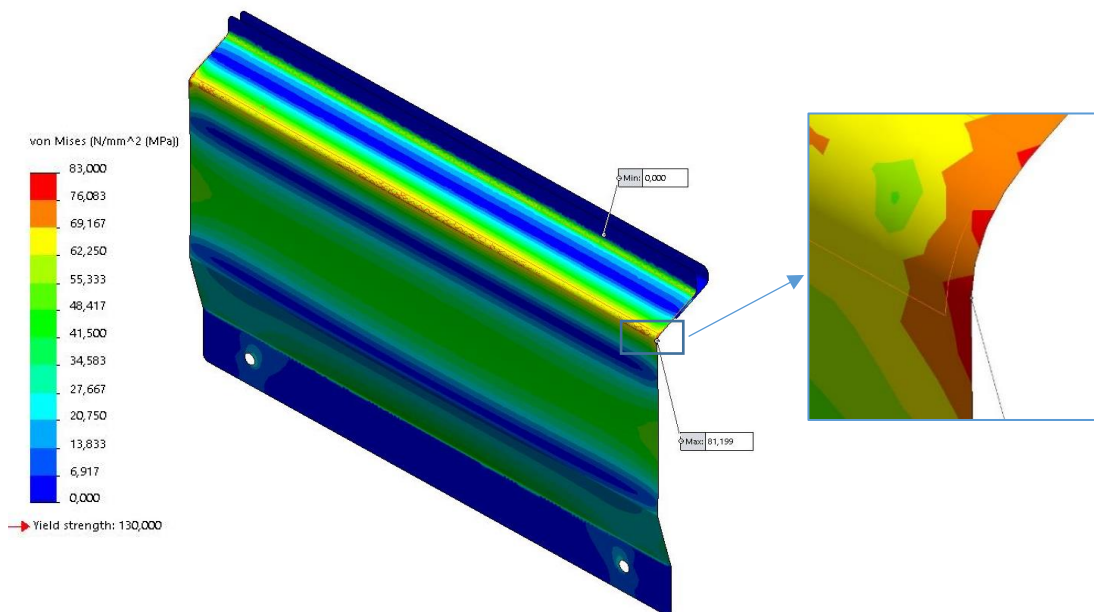


Figura 72 - Estado de tensão da peça 1 na malha 4

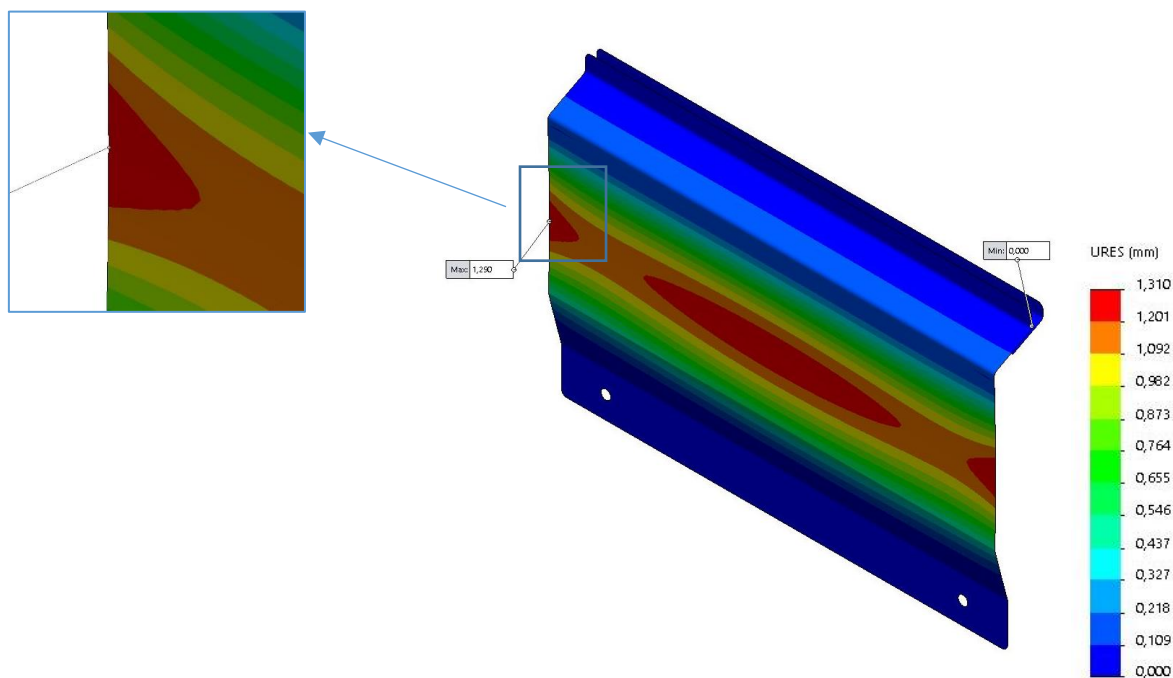


Figura 73 - Deslocamentos da peça 1 na malha 4

Malha 6

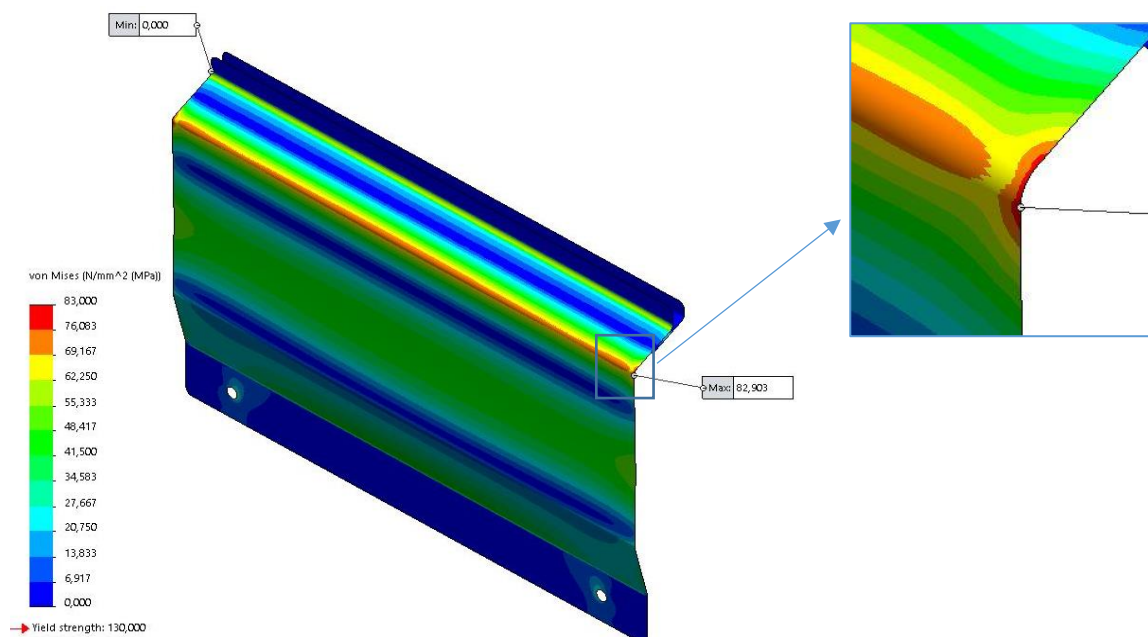


Figura 74 - Estado de tensão da peça 1 na malha 6

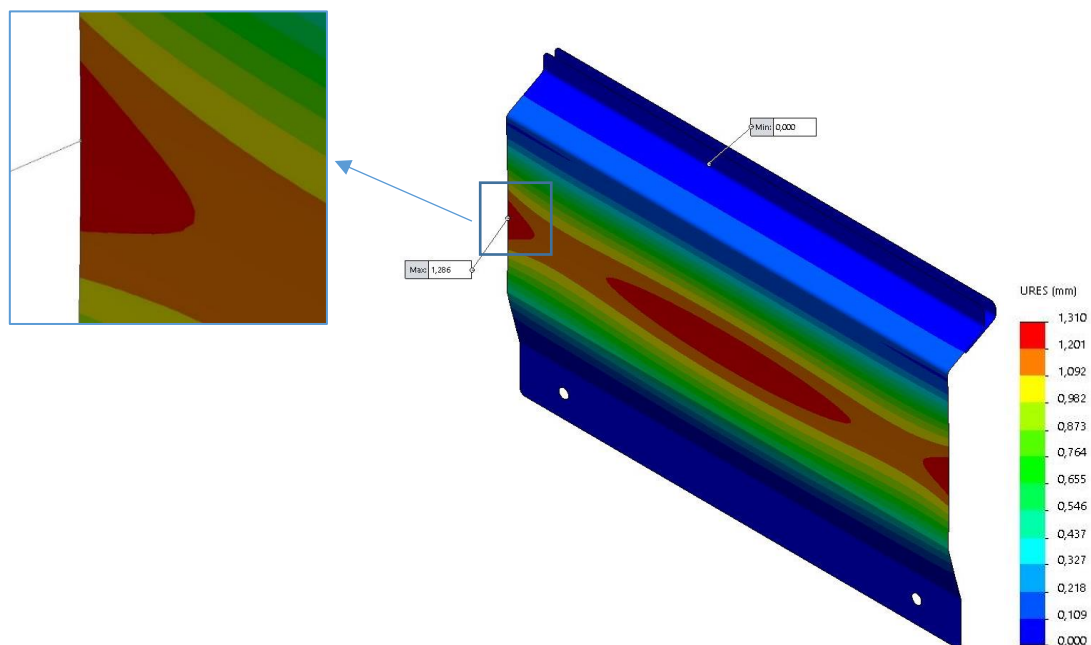


Figura 75 - Deslocamentos da peça 1 na malha 6

Posto isto, é possível verificar que para os parâmetros utilizados na malha 6, o resguardo aguenta com o esforço aplicado, sendo que se instala uma tensão máxima de 82,9 MPa e pelo gráfico visível na Figura 69 a) é expectável que a tensão estabilize por volta dos 84 MPa. Atendendo a que a tensão de cedência do material é 130 MPa, a peça apresenta um coeficiente de segurança de 1,55, o que não é um coeficiente de segurança elevado, mas é suficiente para a peça em questão, pois esta não tem relevância estrutural.

Relativamente ao deslocamento, o valor aproximado é de 1,30 mm, sendo este um valor de deslocamento aceitável para esta peça.

Na proposta de redução de peso da Peça 1 estima-se ter reduzido 1,33 Kg.

Peça 2

À semelhança da peça 1, apesar desta ser considerada como não estrutural, foi decido realizar uma análise em elementos finitos, para garantir que em caso de algum esforço ser aplicado, a peça consegue resistir sem deformar plasticamente.

Para o estudo desta peça foi considerada uma força de 1500 N e uma fixação na zona dos furos onde passam os parafusos. Foi também impedido o deslocamento no eixo dos zz na face que assenta no chapeamento, visível abaixo na Figura 76.

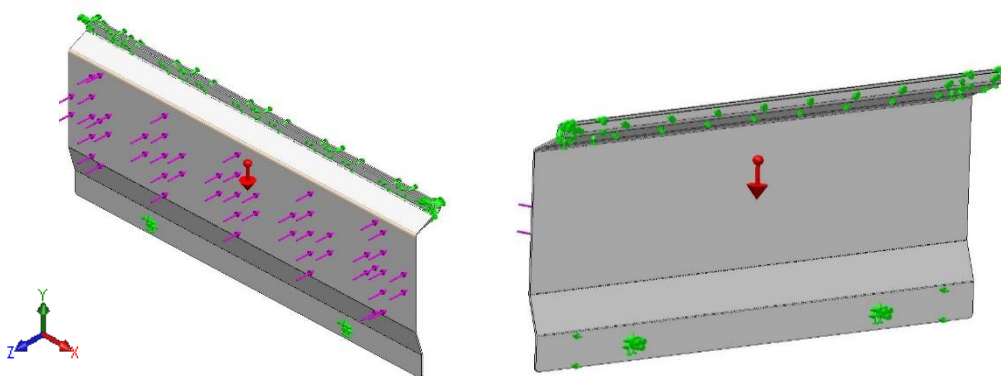


Figura 76 – Carga e fixação no estudo da Peça 2

Na Tabela 12, disponível em seguida, é possível ver a evolução dos parâmetros da malha durante as várias simulações efetuadas neste estudo.

Tabela 12 - Evolução dos parâmetros da malha durante o estudo da Peça 2

Simulação	1	2	3	4	5	6
Malha	Standard	Standard	Curvature based	Curvature based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based
Tamanho máximo dos elementos [mm]	18,522	9,261	9,261	9,261	9,261	9,261
Tamanho mínimo dos elementos [mm]	0,926	0,463	3,087	3,087	1,5	0,58
Números de elementos	1755	11163	16288	22816	42509	86481
Tensão [MPa]	58,044	60,196	63,417	61,610	62,926	63,557
Deslocamento [mm]	1,307	1,301	1,297	1,295	1,294	1,294
Figura	Figura 78 e 79	-	-	Figura 80 e 81	-	Figura 82 e 83

Na Figura 77 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência de evolução das tensões, Figura 77 a), e dos deslocamentos, Figura 77 b).

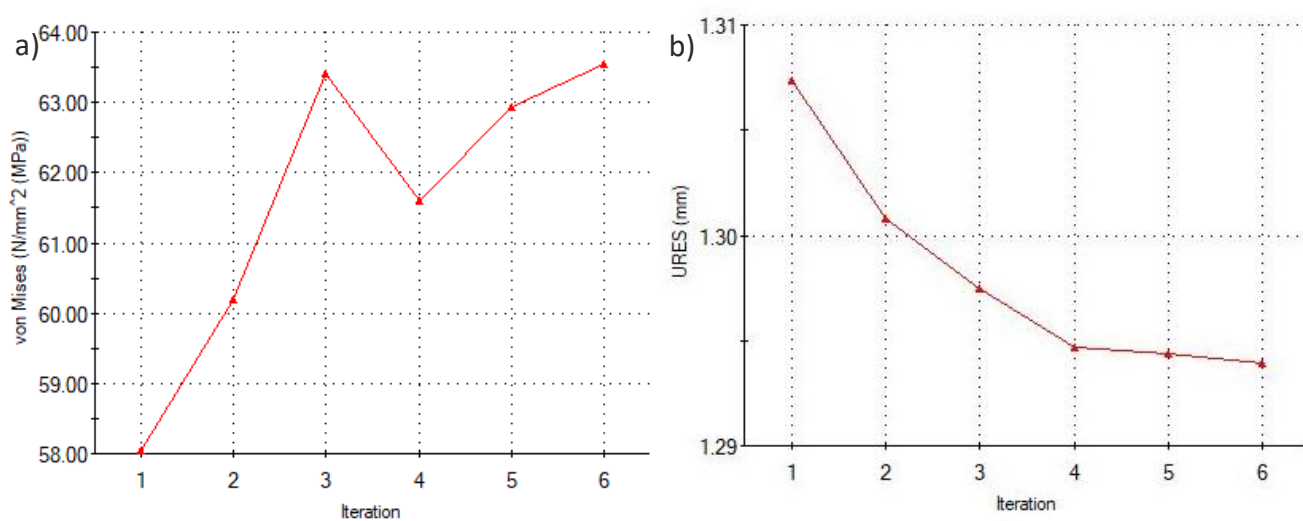


Figura 77 - a) Gráfico das tensões b) Gráfico dos deslocamentos na Peça 2

Para existir uma comparação mais uniforme entre os vários resultados das malhas aplicadas foi definida uma escala de tensões comum às diversas simulações do estudo que varia entre 0 e 64 MPa, maior e menor valores registados. Definindo-se também uma escala única entre 0 e 1,31 mm para o deslocamento.

Nas Figuras 78 a 83 é possível visualizar o estado de tensões e deslocamentos resultantes na peça em algumas simulações com diferentes malhas utilizadas durante o estudo.

Malha 1

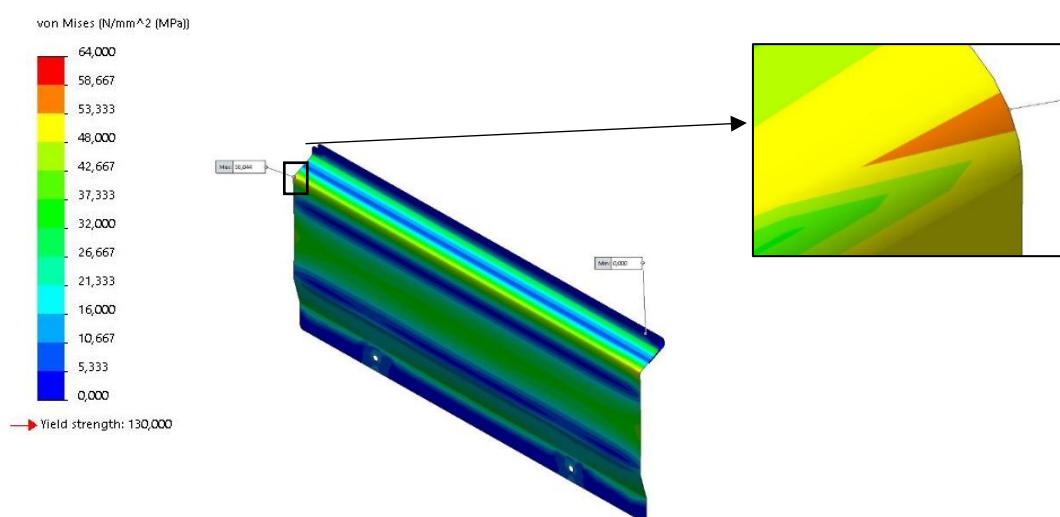


Figura 78 - Estado de tensão na peça 2 na malha 1

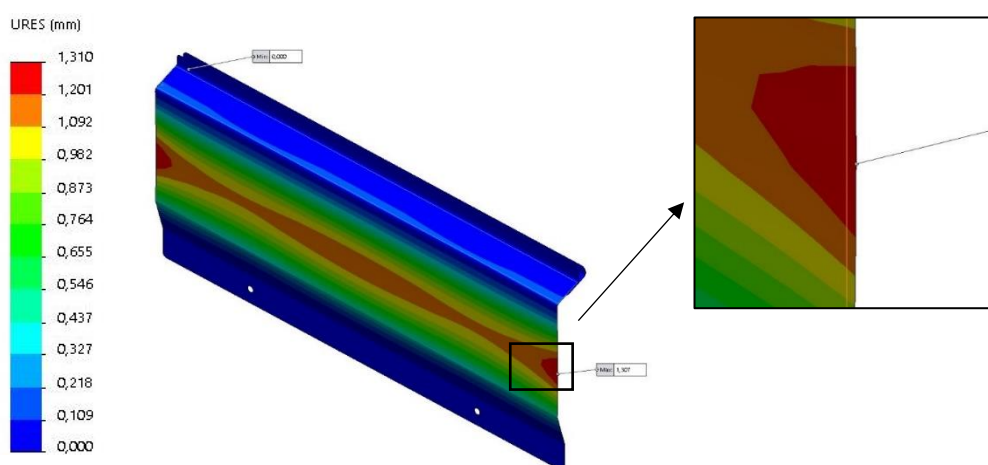


Figura 79 - Deslocamentos na peça 2 na malha 1

Malha 4

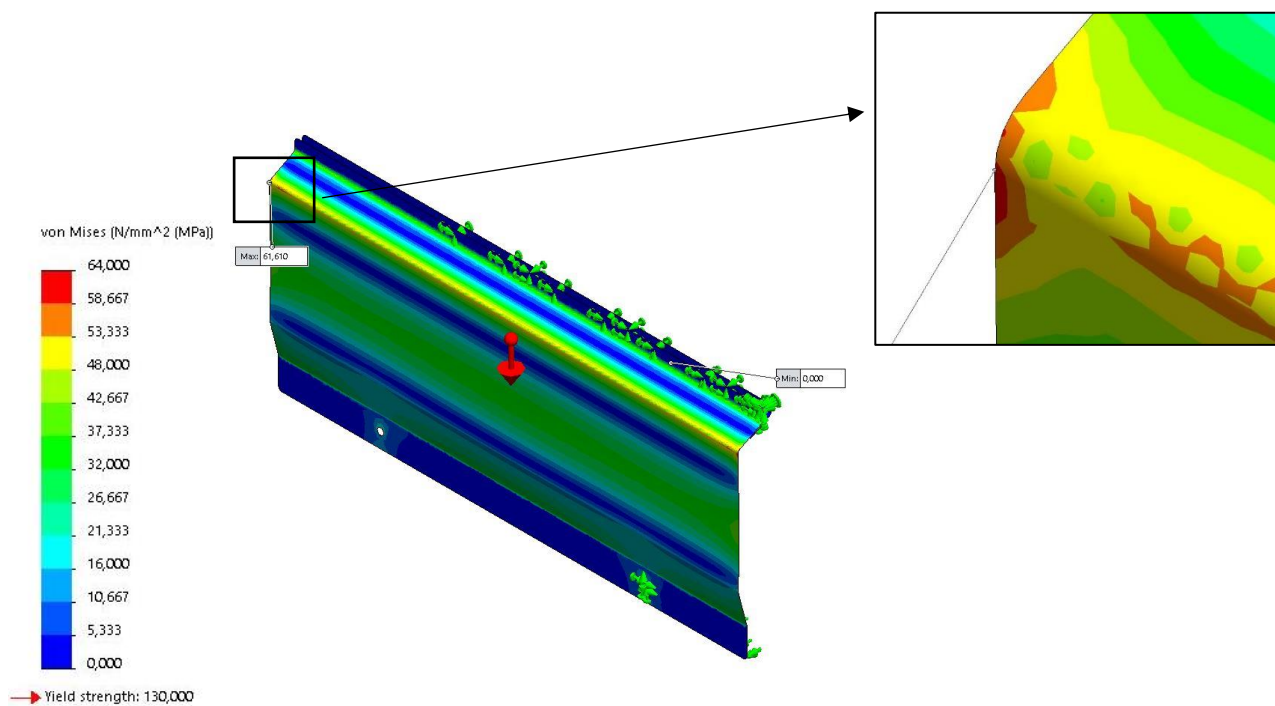


Figura 80 - Estado de tensão na peça 2 na malha 4

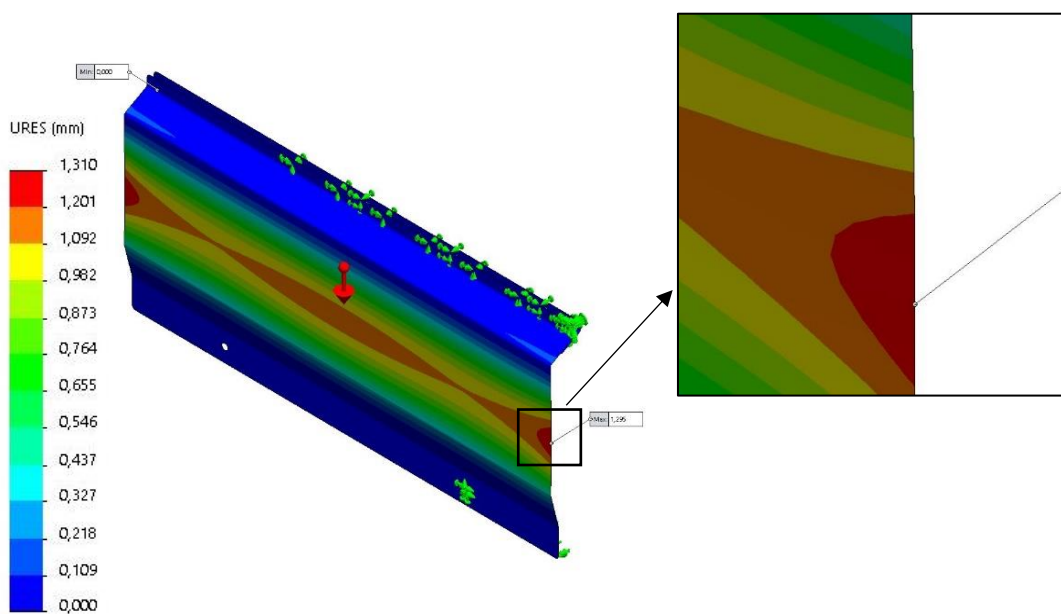


Figura 81 - Deslocamentos na peça 2 na malha 4

Malha 6

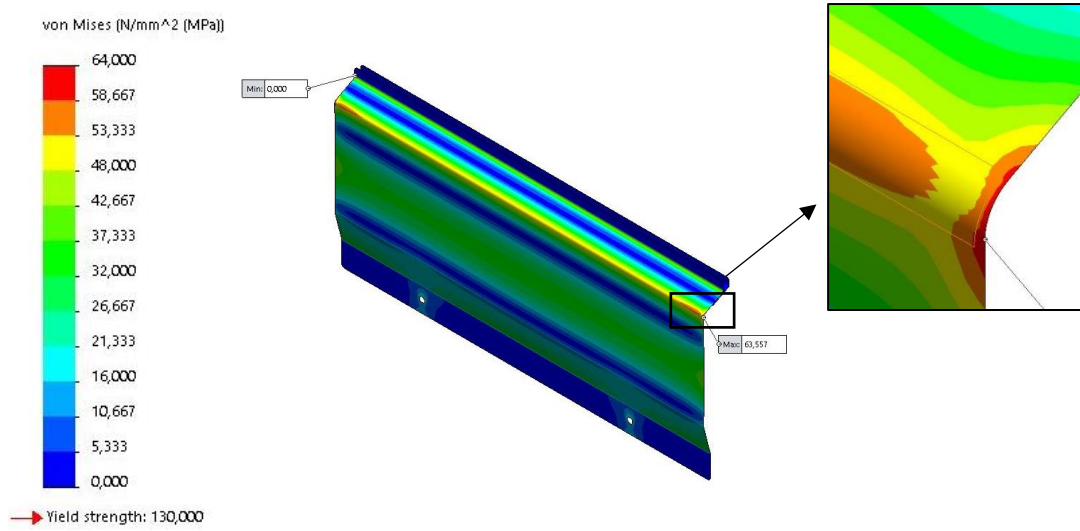


Figura 82 - Estado de tensão na peça 2 na malha 6

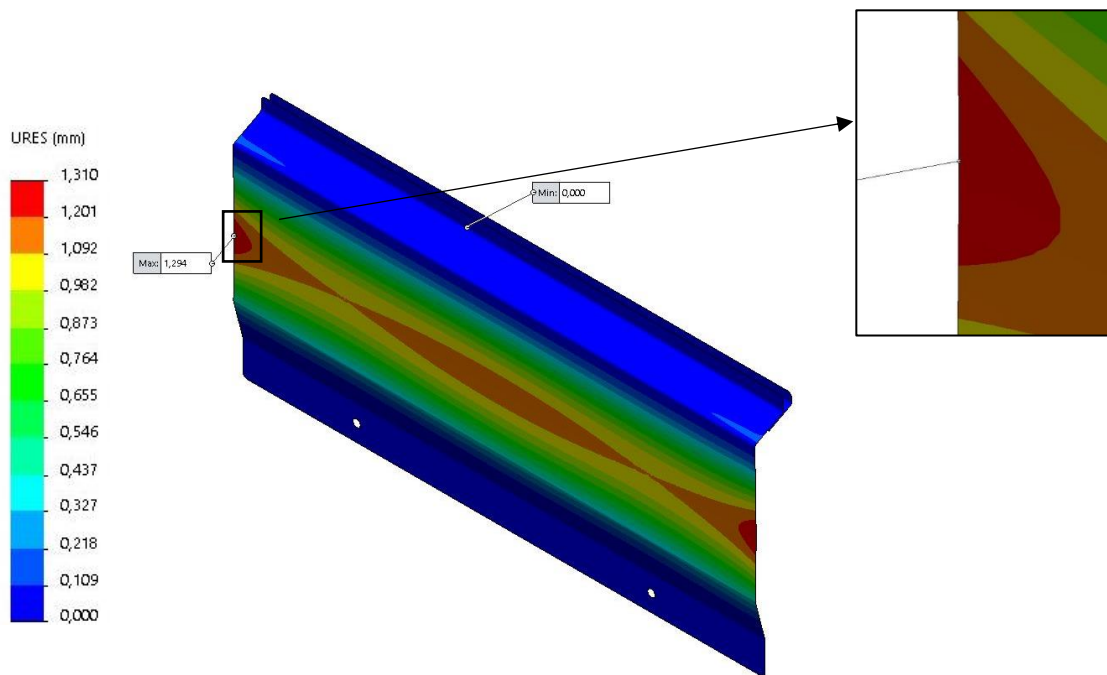


Figura 83 - Deslocamentos na peça 2 na malha 6

Posto isto é possível verificar, que para os parâmetros utilizados na malha final, o resguardo suporta com o esforço aplicado, sendo que se instala uma tensão máxima de 62,9 MPa, sendo expectável que a mesma estabilize por volta dos 64 MPa. Atendendo a que a tensão de cedência do material é de 130 MPa resulta um coeficiente de segurança de 2, que é um valor claramente elevado para este tipo de situação.

Relativamente ao deslocamento, esta peça apresenta um deslocamento aproximado de 1,30 mm, sendo este um valor aceitável.

Na proposta de redução de peso da Peça 2 prevê-se ter reduzido 2,21 Kg.

3.3.3.1 Método de fixação

Nesta proposta vai ser estudada a passagem dos parafusos M8 atualmente utilizados para parafusos M5.

Para dimensionar esta ligação serão usadas as fórmula previstas no euro código 9 1-1 (Standard, 2007), para ligações em alumínio. No entanto, como o suporte será em alumínio, mas os parafusos não, deverão ser realizados ensaios que garantam a conformidade da ligação, apesar dos cálculos teóricos, pois poderá existir esmagamento na chapa em alumínio resultante dos esforços aplicados.

Devido à ligação ser entre materiais diferentes, nomeadamente aço no componente de fixação à estrutura e o suporte em alumínio, optou-se pela utilização de porcas de rebitar e parafusos em aço inoxidável, fichas técnicas disponíveis nos Anexo 5A) e 5B).

Nas equações 3.4 a 3.8 encontram-se os cálculos efetuados para validar a segurança da ligação da peça 1. Os cálculos para garantir a conformidade da ligação da peça 2 estão disponíveis no Anexo 6.

Após análise em EF, através do módulo de simulação do *software Solidworks* é possível obter as reações nos apoios, ou seja, os esforços que os parafusos terão de aguentar de forma a estabelecer uma correta fixação do suporte. O principal esforço aplicado será o esforço de corte, sendo que os restantes têm valor desprezável.

$$F_z = 11,1 \text{ N} \quad (3.4)$$

Peça 1

Dimensionamento ao corte

$$\frac{V_{ED}}{N} \leq m * F_{V,Rd} \Leftrightarrow \frac{11,1}{2} \leq 1 * F_{V,Rd} \Leftrightarrow F_{V,Rd} \geq 5,55 \text{ N} \quad (3.5)$$

Sendo que:

V_{ED} é a esforço de corte atuante nos parafusos [N]

N é o número de parafusos

$F_{V,Rd}$ é o esforço resistente dos parafusos [N]

m é no número de planos de corte, para corte simples é considerado $m=1$

$$F_{V,Rd} \geq 5,55N \Leftrightarrow \frac{\alpha_v * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}} \geq 55,5 \Leftrightarrow \frac{0,6 * 700 * A}{1,25} \geq 5,55 \quad (3.6)$$

$$\Leftrightarrow A \geq 0,0165 \text{ mm}^2$$

Em que:

f_{ub} é a tensão de cedência do parafuso, para uma classe 70 $f_{ub}= 700 \text{ N/mm}^2$

α_v é o coeficiente associado a classe do parafuso, uma vez que o plano de corte passa na zona não roscada $\alpha_v=0,6$

A é a área da secção do parafuso [mm^2]

γ_{M2} é um coeficiente parcial de segurança

Para o valor de área mínima obtida na equação acima, foi escolhido um parafuso M5 de cabeça hexagonal com um valor de área mínima de $19,63 \text{ mm}^2$.

Verificação de esmagamento

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 * \alpha_b * f_u * d * t}{\gamma_{M2}} = \frac{2,5 * 1 * 210 * 5 * 2}{1,25} = 4200 \text{ N} \quad (3.7)$$

$$\frac{V_{ED}}{N} \leq F_{b,Rd} \Leftrightarrow 5,55 \text{ N} \leq 4200 \text{ N OK!} \quad (3.8)$$

k_1 será o menor valor entre $2,5$ ou $2,8 * \frac{e_2}{d_0} - 1,7 = 2,8 * \frac{20}{6} - 1,7 = 7,63$

α_b será o menor valor entre $1; \frac{f_{ub}}{f_u} = \frac{700}{130} = 5,38; \frac{e_1}{3*d_0} = \frac{40}{3*6} = 2,22$ ou $\frac{P_1}{3*d_0} - 0,25 = \frac{320}{3*6} - 0,25 = 17,53$

Sendo que:

$F_{b,Rd}$ é o esforço resistente ao esmagamento [N]

f_u é a tensão de cedência do material da chapa [MPa]

k_1 é um coeficiente de segurança

α_b é um coeficiente de segurança

d é o diâmetro nominal do parafuso [mm]

t é a espessura da chapa do suporte [mm]

γ_{M2} é um coeficiente parcial de segurança

e_1 , e_2 e P_1 são distâncias entre a borda da chapa e o furo de acordo com código 9 1-1

Face aos cálculos apresentados anteriormente considera-se que o parafuso M5 selecionado conseguirá aguentar com os esforços aplicados.

3.3.4 Reforços para fixação dos bancos

Neste momento para a colocação dos bancos existe uma chapa de reforço que permite a sua correta fixação, ver a Figura 84. Como a espessura do estrado é insuficiente para poder garantir o comprimento mínimo da zona roscada de pelo menos uma vez o diâmetro do parafuso, é colocada esta chapa por debaixo do estrado de forma a garantir este requisito.

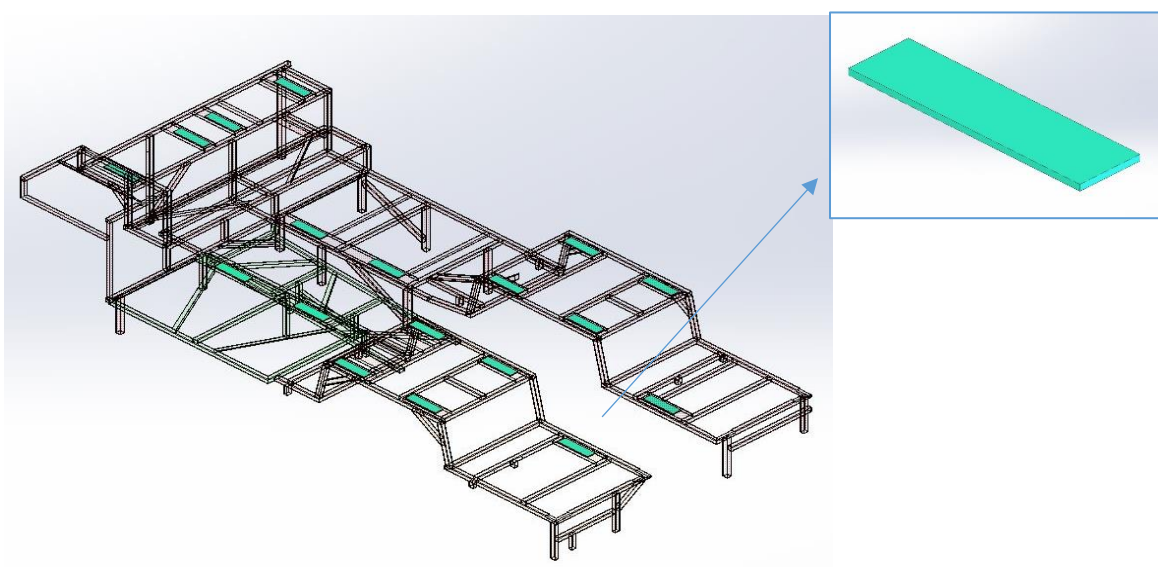
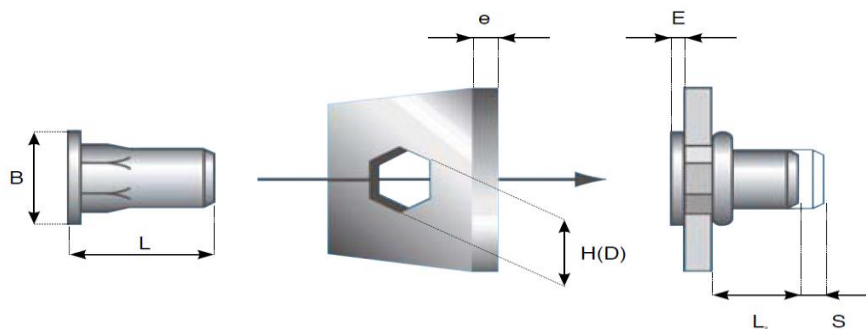


Figura 84 - Reforço dos bancos

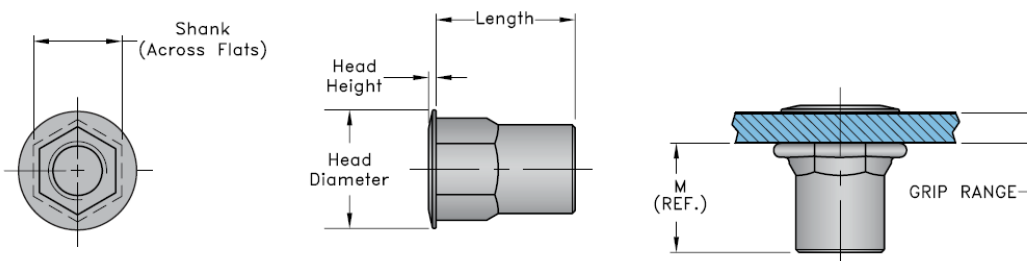
A proposta de alteração para este caso consiste na substituição das chapas por porcas rebitadas. Em vez da chapa são utilizadas duas porcas para executar nessa zona a ligação do banco ao estrado (em aço), permitindo assim o correto funcionamento da mesma.

Para tal selecionou-se as porcas Rivnut Rivkle da Bölhoff de diâmetro M8, correspondente ao diâmetro do parafuso aplicado, sendo possível verificar as suas especificações nas Figuras 85 e 86. Mais informação disponível no Anexo 5C).



Type	Thread d	Material-Thickness e	Hole-Round (D) Hexagonal (H) Tol. +0,1	Ø Head B	Projection After Setting E max	Setting Stroke S	Total Length L	Blind side projection after setting L ₂
	M4	0.5 – 3.0	6	7.5	0.3	S = 4.7-e	11.0	6.0
	M5	0.5 – 3.0	7	8.7	0.3	S = 5.2-e	13.0	7.5
	M6	0.5 – 3.0	9	10.9	0.4	S = 5.3-e	14.0	8.3
	M8	0.5 – 3.0	11	13.3	0.4	S = 5.8-e	17.5	11.3

Figura 85 - Montagem da Porca Rivnut Rivkle da Böhlhoff de diâmetro M8



Unified	Thread size	Grip Range	Hole Size min max	Across Flats	Head Height	Head Diameter	Overall Length	Installed Length
Metric	M4X0.7 ISO	0.50 - 2.00	6.35-6.45	6.35	0.68	9.53	9.78	7.49
	M4X0.7 ISO	2.00 - 3.30	6.35-6.45	6.35	0.68	9.53	11.05	7.49
	M5X0.8 ISO	0.50 - 3.30	7.14-7.24	7.10	0.68	9.91	11.05	6.99
	M5X0.8 ISO	3.30 - 5.70	7.14-7.24	7.10	0.68	9.91	13.59	6.99
	M6X1.0 ISO	0.70 - 4.20	9.53-9.63	9.50	0.76	12.96	14.86	10.16
	M6X1.0 ISO	4.20 - 6.60	9.53-9.63	9.50	0.76	12.96	17.4	10.16
	M8X1.25 ISO	0.70 - 3.80	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	17.4	13.46
	M8X1.25 ISO	3.80 - 7.90	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	21.46	13.08
	M10X1.5 ISO	0.70 - 3.80	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	17.4	13.46
	M10X1.5 ISO	3.80 - 7.90	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	21.46	13.08

Figura 86 – Características da porca de rebitar selecionada

Para garantir que a porca consegue aguentar os esforços aplicados deve-se verificar que o esforço de tração é menor que o valor assinalado de proofload disponível na Figura 87.

Thread diameter	Property class 8.8 bolt / Property class 8.8 bolt (N) ISO 898-1 / ISO 898-2		RIVNUT® HRT (N)
	Proofload of the screw (1)	Proofload of the nut	Proofload
M6	19,500	23,100	23,100
M8	35,500	42,500	42,500
M10	56,300	67,300	67,300
M12	81,800	100,300	100,300

Figura 87 – Valor de proofload da porca de rebitar selecionada

3.3.4.1.1 Análise em Elementos finitos

Analisando o tipo de solicitações a que o autocarro pode ser sujeito, consegue-se concluir que as duas situações que vão afetar mais esta ligação são em caso de travagem e em caso de lomba.

Assim, foi decido estudar o caso de combinação das duas ações em que se considerou uma aceleração de 1G no sentido do movimento, simulando a travagem e uma ascendente vertical no valor de 2G simulando a lomba.

Para o estudo em questão e para simplificação do mesmo foi decidido apenas analisar uma estrutura de bancos, uma vez que as ligações são iguais nas restantes. Também se considerou apenas a estrutura de suporte dos bancos, sendo que os mesmos foram retirados, tornando assim mais fácil e rápido o processo de malha e cálculo das reações por parte do *software* de MEF. Na Figura 88 é visível o modelo utilizado na análise. Ressalvando que nesta simulação apenas se pretende retirar as reações na zona de fixação do parafuso, sabendo assim a que forças o parafuso vai ter de resistir.

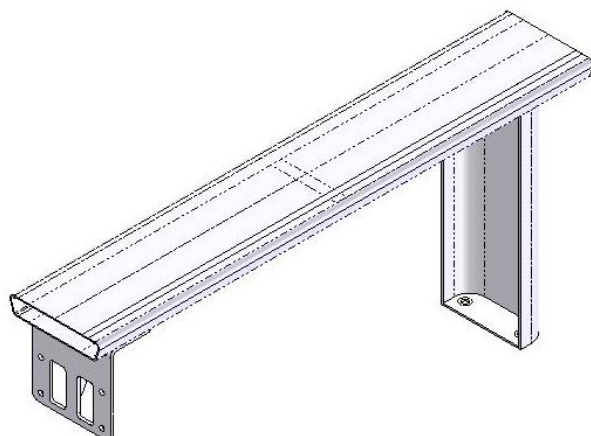


Figura 88 – Modelo fixação do banco utilizado no estudo

Para se proceder à análise do caso em estudo foram consideradas duas cargas remotas com o valor de 96,2 Kg, sendo que se considerou que cada ocupante pesava 68 kg, cada banco pesava 6 Kg e que foi aplicado um fator de segurança de 30 %, visível na equação 3.9. Foram também consideradas as acelerações acima descritas de 2G no sentido vertical e 1G no sentido do movimento, visível na Figura 89.

$$\text{Carga} = 68 + 6 \cdot 1,30 = 96,8 \text{ Kg} \quad (3.9)$$

Foram consideradas as zonas de contacto entre o parafuso e os apoios como fixas, sendo assim possível retirar as forças aplicadas nessa zona depois de efetuar a simulação. A fixação aplicada é visível na Figura 89.

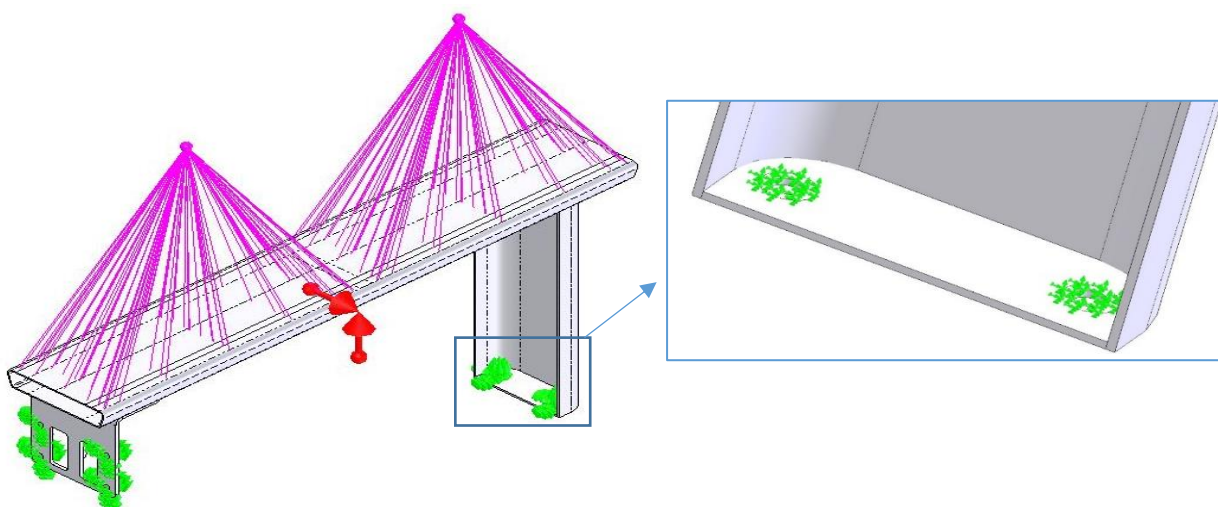


Figura 89 - Carga e fixação

Após a simulação obteve-se o esforço segundo o eixo dos zz aplicado aos parafusos, visíveis na Figura 90. Sendo que para o parafuso da esquerda se obteve-se um esforço de 4810 N (tração) e para o parafuso da direita um valor de 3130 N (compressão). Portanto, como é visível na equação 3.10, conclui-se que a porca de rebitar consegue aguentar o esforço.

$$4810 \text{ N} < 42500 \text{ N}$$

(3.10)

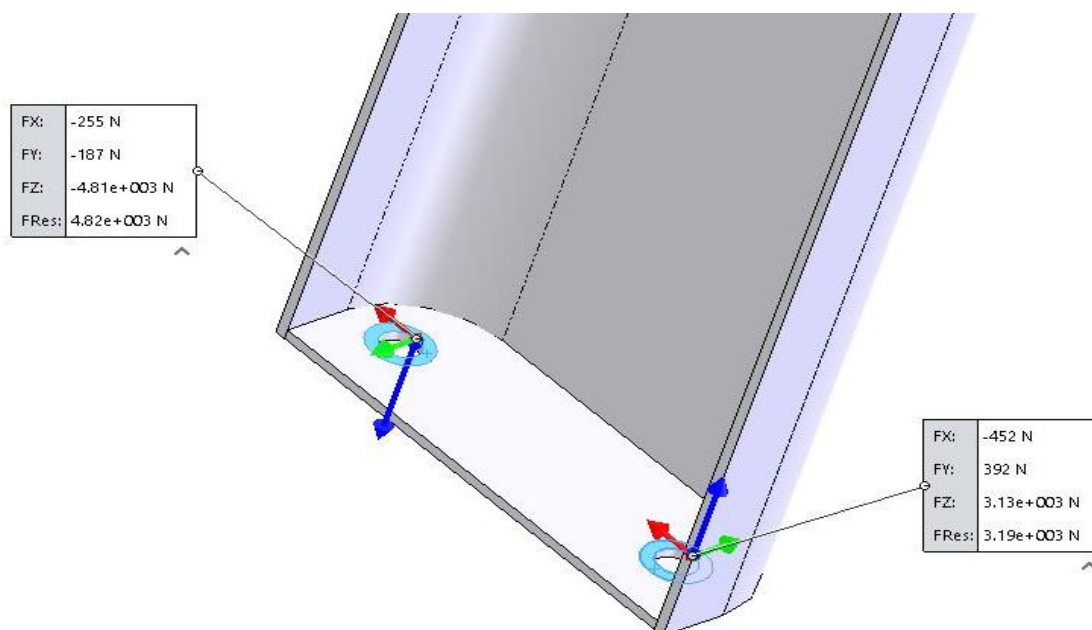


Figura 90 - Reações na zona de fixação

Na proposta de substituição das chapas de aço pelas porcas de rebitar prevê-se obter uma redução de peso de 20,62 Kg.

3.3.5 Suporte do depósito

Atualmente este elemento é constituído por uma chapa quinada de aço inoxidável EN 1008-2: X5CrNi 18-10 que possui 5 mm de espessura, visível na Figura 91 a). Desenho disponível no Anexo 4.

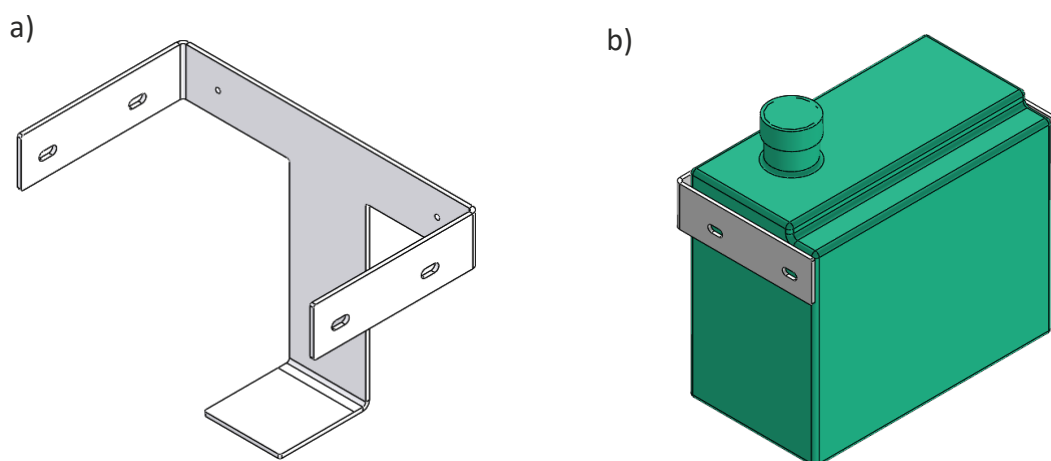


Figura 91 – a) Representação do suporte b) Representação do suporte mais depósito

A função deste componente é servir de suporte ao depósito de água que abastece o sistema de limpa vidro, visível na Figura 91 b). Estima-se que este quando cheio tenha por volta dos 11 kg, sendo que o seu peso deve ser totalmente sustentado pelo suporte.

Atendendo à função desempenhada pelo suporte, este foi considerado como um elemento estrutural de pouca importância. Concluindo-se assim que não existiria razão, do ponto de vista estrutural, para o mesmo ser feito em aço inox, sendo que o alumínio também apresenta uma boa resistência à corrosão e apresenta menor massa volúmica.

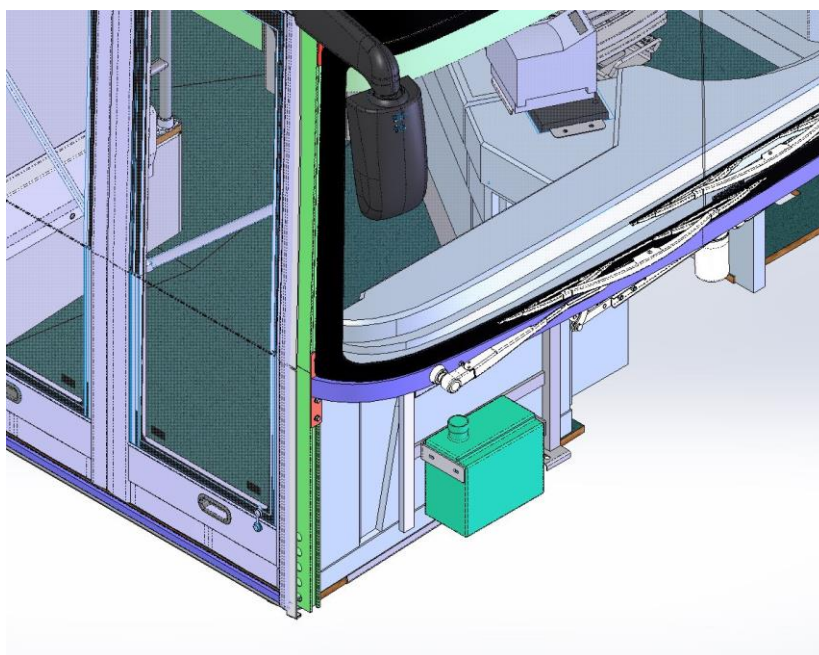


Figura 92 - localização do suporte no autocarro

Sendo que este suporte se encontra numa zona exterior do autocarro, visível na Figura 92, estando sujeito a condições atmosféricas adversas que poderão corroê-lo colocando em causa a sua função, pode-se concluir que a resistência a corrosão será uma das propriedades de maior importância. Sendo que a exigência estrutural do componente é baixa, a tensão de cedência e módulo de elasticidade não serão propriedades fundamentais para o desempenho da mesma, sendo que é importante realçar que estas podem contribuir para um suporte de menor espessura, logo mais leve.

O custo é sempre um fator importante a considerar quando se propõem uma alteração a um componente já existente, sendo que este não é de grande importância para o funcionamento do autocarro deverá ter o menor custo possível. Por fim, como se trata de uma proposta de redução de peso, e pelas razões acima referidas, a propriedade mais importante é sem dúvida a massa volúmica do material.

Para esta proposta foi considerado o material EN 485-2: AW 5052 H32 que apresenta uma baixa massa volúmica, sendo que é cerca de três vezes inferior à do material que é atualmente utilizado. Apresenta uma boa resistência à corrosão, que é importante nesta aplicação. Relativamente ao custo apresenta um valor mais baixo do que o Aço inox atualmente utilizado.

Consultando a norma EN 485-2:2016 (Standard, 2018), representado na Figura 93, é possível obter os raios mínimos para 90 e 180 graus.

Temper	Specified thickness		Tensile strength		Yield strength		Elongation min.		Bend radius ^a		Hardness ^a
	mm		R _m MPa		R _{p0,2} MPa		%				
	over	up to	min.	max.	min.	max.	A ₅₀ mm	A	180°	90°	HBW
H32	0,2	0,5	210	260	130		5		1,5 t	0,5 t	61
	0,5	1,5	210	260	130		6		1,5 t	1,0 t	61
	1,5	3,0	210	260	130		7		1,5 t	1,5 t	61
	3,0	6,0	210	260	130		10			1,5 t	61
	6,0	12,5	210	260	130		12			2,5 t	61
	12,5	40,0	210	260	130			12			61

Figura 93 - Raios mínimos de quinagem para o AW 5052 H32 (Standard, 2018)

Logo para uma espessura de 4 mm deverão ser utilizados raios de quinagem mínimos de 6 mm, sendo que este foi o valor selecionado.

Assim sendo, tendo como base os dados apresentados, nesta proposta foi considerada a alteração do suporte em aço inoxidável EN 1008-2: X5CrNi 18-10 em chapa de 5 mm para uma solução em chapa de alumínio EN 485-2: AW 5052 H32 de 4 mm de espessura.

3.3.5.1 Análise em Elementos Finitos

Para a análise por MEF foi considerada uma massa remota, com o valor de 11Kg, equivalente a massa do depósito quando cheio, posicionada no centro de massa do mesmo. Ainda foi considerada a atuação da aceleração da gravidade no valor de 9,81 m/s². Relativamente à fixação, foi considerada a zona de ligação do parafuso como fixa. Tanto a aplicação da carga como a fixação são visíveis na Figura 94.

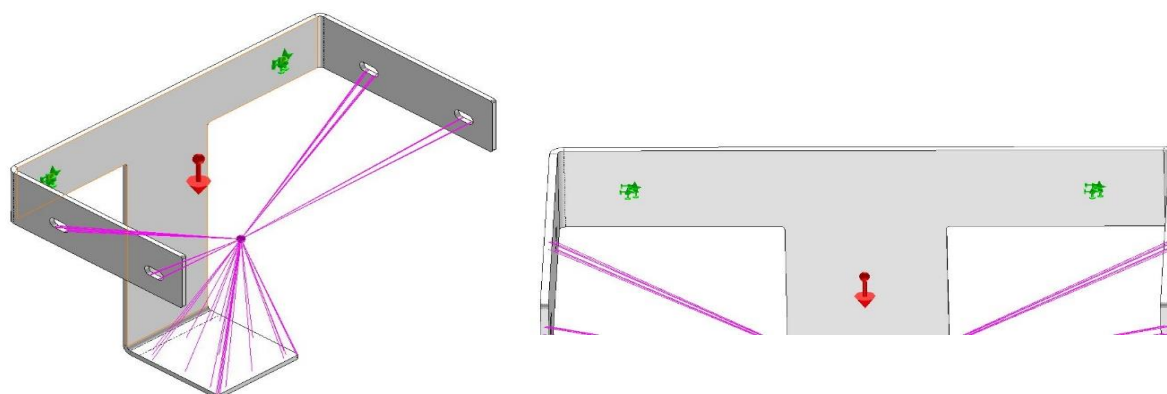


Figura 94 - Carga e fixação do suporte do depósito

Na Tabela 13 apresenta-se a evolução dos parâmetros da malha usada no estudo do suporte.

Tabela 13 - Evolução dos parâmetros da malha durante o estudo do suporte do depósito

Simulação	1	2	3	4	5	6
Malha	standard	standard	Curvature Based	Curvature Based	Blended Curvature-based	Blended Curvature-based
Tamanho máximo dos elementos [mm]	9,635	4,817	4,817	4,817	4,817	4,817
Tamanho mínimo dos elementos [mm]	0,481	0,241	1,606	1,606	1,998	0,933
Números de elementos	1373	4618	5848	10664	7371	14008
Tensão [MPa]	85,612	76,59	83,993	91,737	84,449	98,188
Deslocamento [mm]	0,830	0,833	0,834	0,835	0,835	0,835
Figura	Figura 96 e 97	-	-	Figura 98 e 99	-	Figura 100 e 101

Na Figura 95 é possível visualizar um conjunto de gráficos que apresentam a tendência das tensões na Figura 95 a), e dos deslocamentos na Figura 95 b).

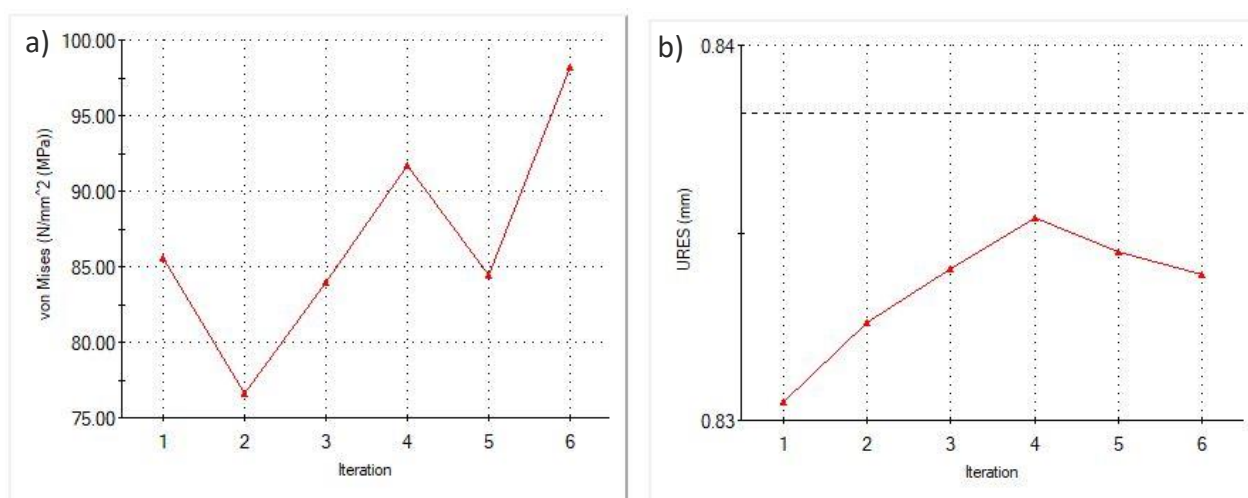


Figura 95 - a) Gráfico das tensões b) Gráfico dos deslocamentos no suporte do depósito

Para existir uma comparação mais uniforme entre os vários resultados das malhas aplicadas foi definida uma escala de tensões única aplicada que varia entre 0 e 99 MPa. Definindo-se também uma escala entre 0 e 0,835 mm para o deslocamento.

Nas Figuras 96 a 101 é possível visualizar as tensões e deslocamentos resultantes no suporte em algumas malhas utilizadas durante o estudo.

Malha 1

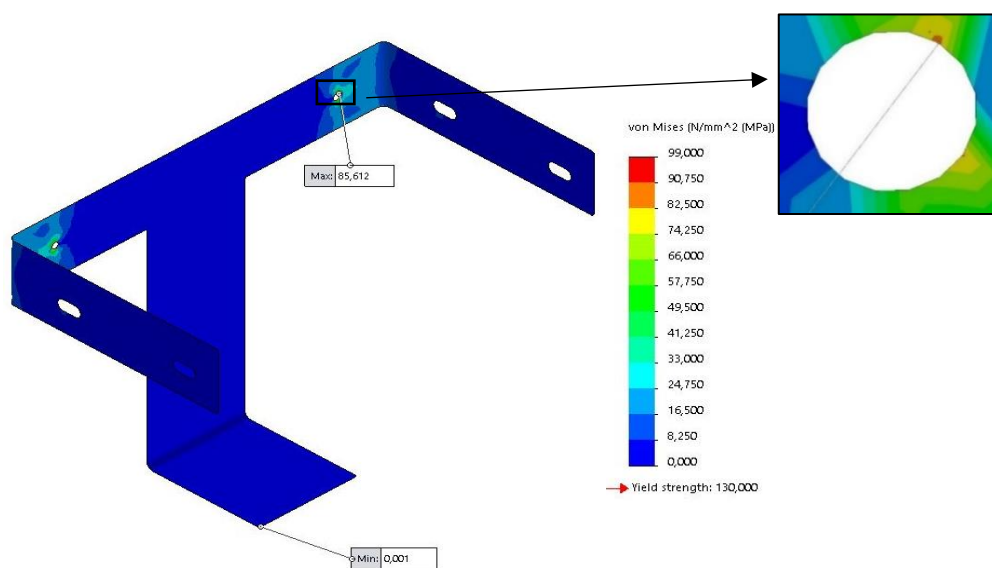


Figura 96 – Estado de tensão do suporte na malha 1

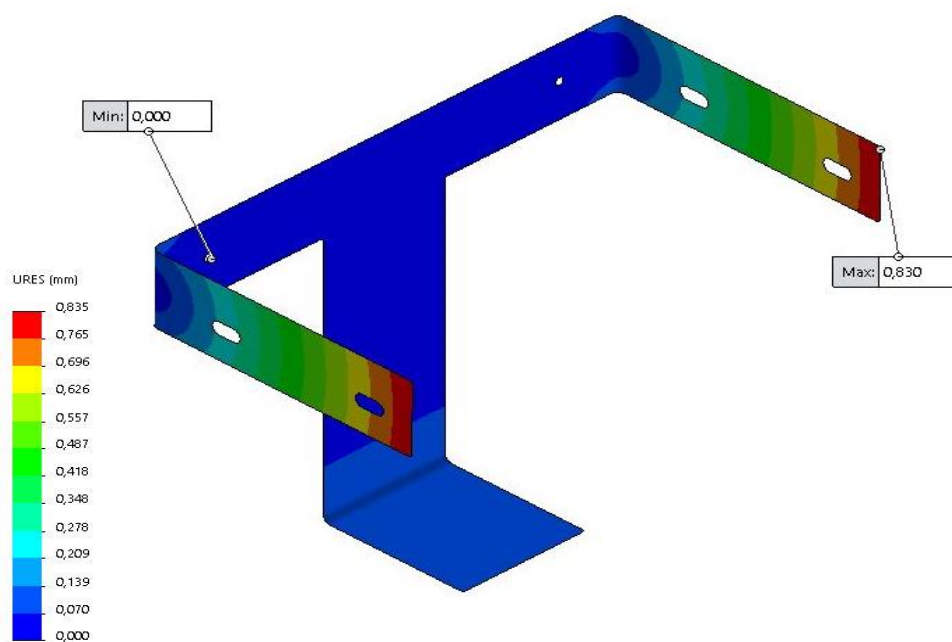


Figura 97 - Deslocamentos do suporte na malha 1

Malha 4

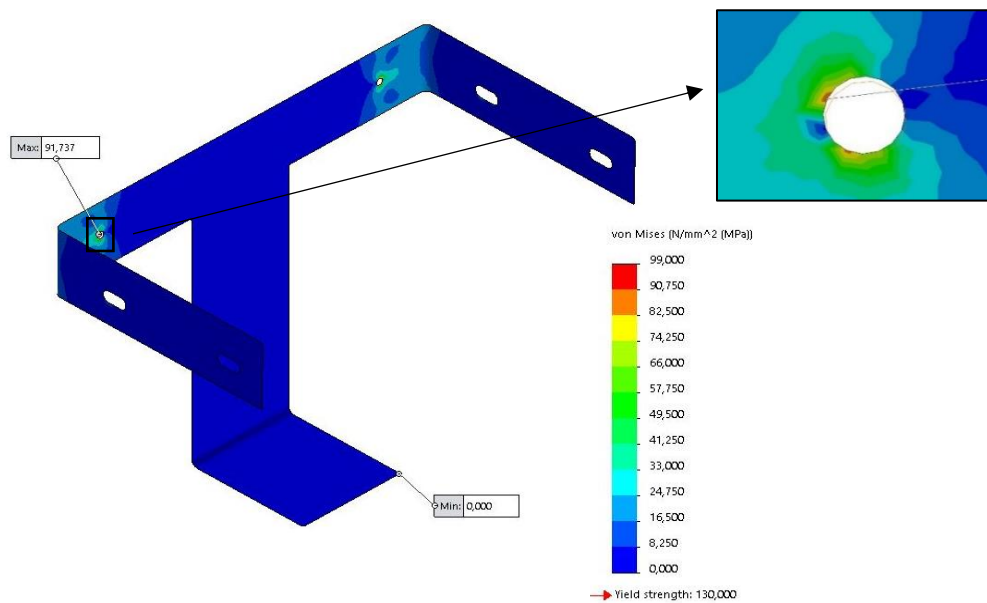


Figura 98 - Estado de tensão do suporte na malha 4

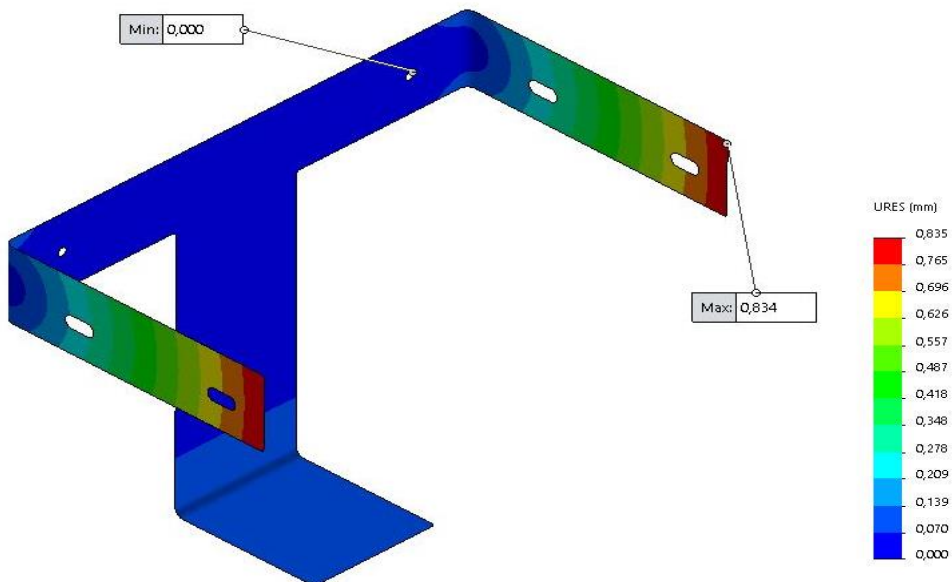


Figura 99 - Deslocamentos do suporte na malha 4

Malha 6

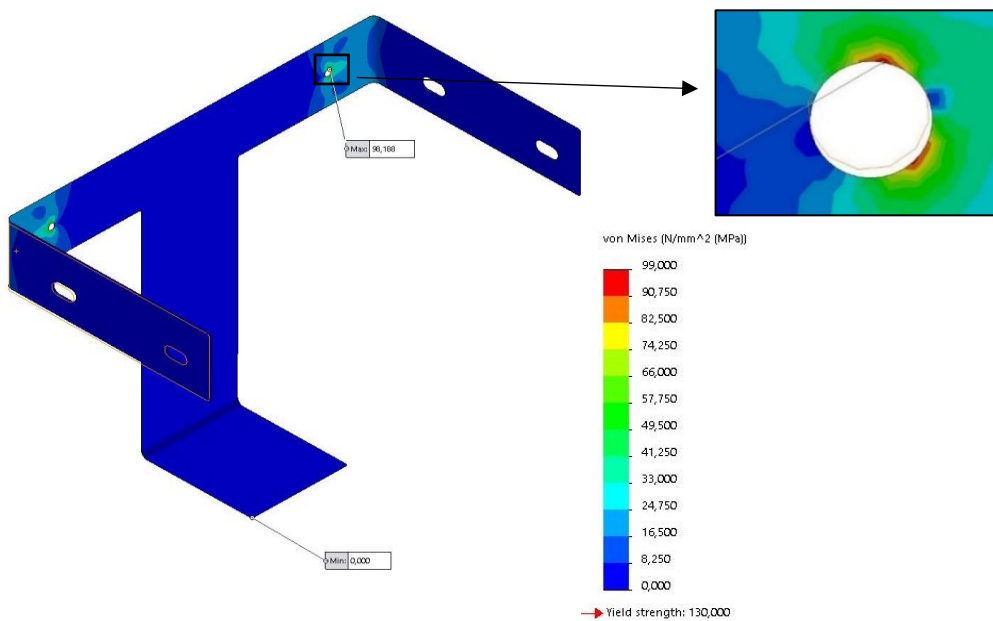


Figura 100 - Estado de tensão do suporte na malha 6

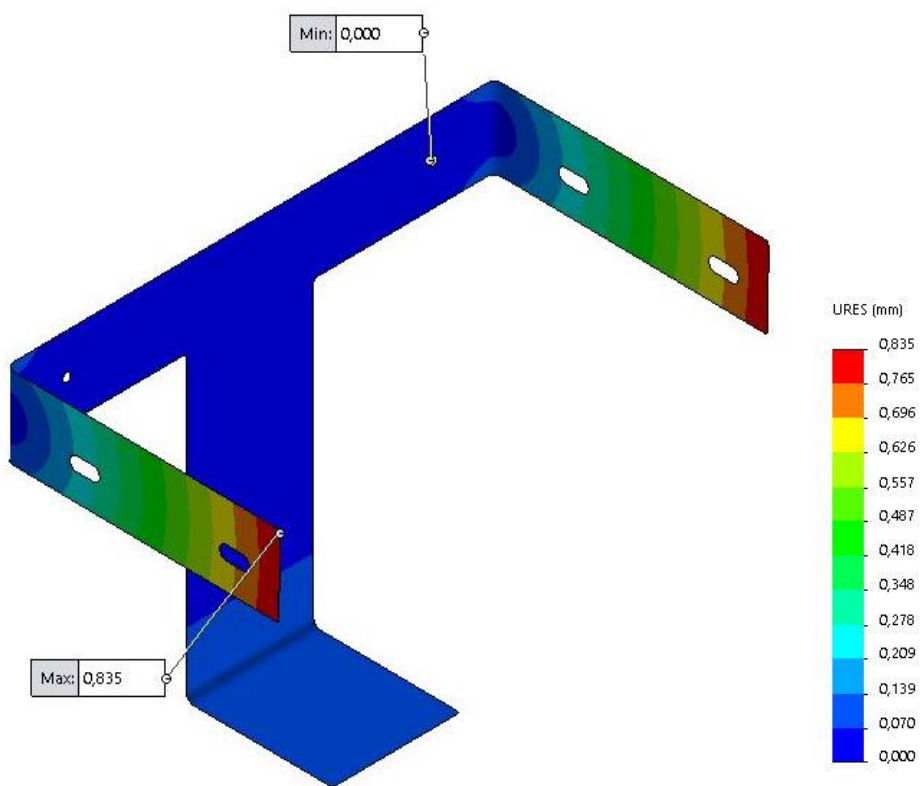


Figura 101 - Deslocamentos do suporte na malha 6

Como se pode ver na Figura 102 a variação de tensão do nó com maior valor de tensão para o adjacente é de cerca de 12%, assim sendo pode ser considerada uma singularidade. Sendo que esta se localiza na zona de fixação pode ser desprezada. Tendo em conta o método de cálculo destas tensões por parte do software, explicado no Ponto 2.7.1 e sendo que devido à fixação esta zona vai ter deslocamento de zero, o que vai potenciar a tensão obtida através da aproximação dos pontos gaussianos causando a singularidade.

Assim, observando a figura abaixo, considera-se que a tensão não passará dos 80 MPa e atendendo a que a tensão de cedência do material de 130 MPa apresenta-se um coeficiente de segurança de 1,62, o que é um coeficiente de segurança relativamente baixo, no entanto, este não é um elemento estrutural de grande importância.

O deslocamento apresenta um valor de 0,835 mm, valor inferior a 1 mm, sendo assim um valor de deslocamento extremamente baixo para o componente estudado.

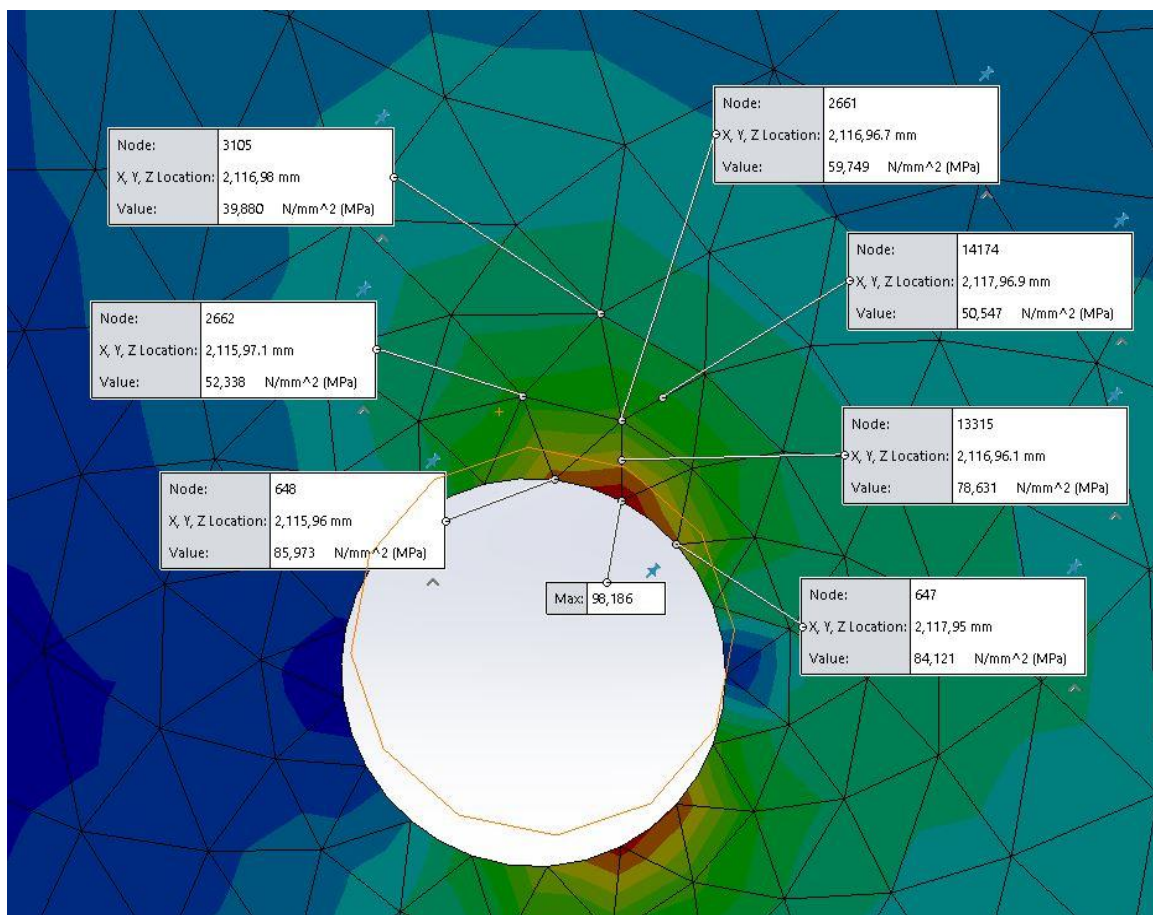


Figura 102 - Probe da zona de maior tensão na malha 6

3.3.5.2 Método de fixação

Uma vez que a união do suporte é pouco complexa optou-se por realizar um estudo utilizando o contacto do tipo parafuso (*Bolt*) disponível no módulo de simulação do *solidworks*.

Aplicou-se a mesma carga remota que no estudo anterior e foram consideradas fixas as extremidades do perfil em que o suporte é aparafusado, com é visível na Figura 103.

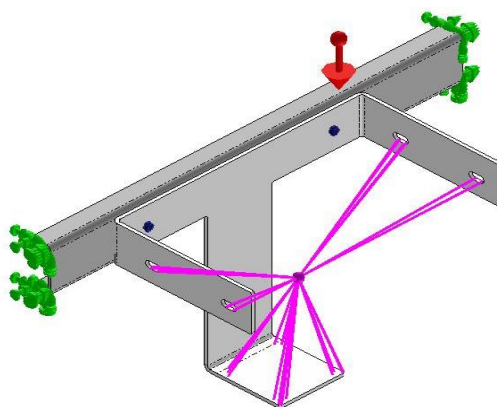


Figura 103 – Carga, fixação e aplicação da ligação aparafusada

Foi testada a utilização de parafusos M5 em aço inoxidável, disponível no Anexo 5A), em substituição da solução atual de um parafuso M8 em aço de estrutural.

Para o efeito da análise foi considerado parafuso com porca, tendo ao máximo aproximar o resultado a situação real de porca de rebitar.

Considerou-se uma área de secção na zona roscada de 14,2 mm² e foi aplicado um binário de aperto de 4,5 N.m. O fator de segurança utilizado foi de 2, como é visível na Figura 104.

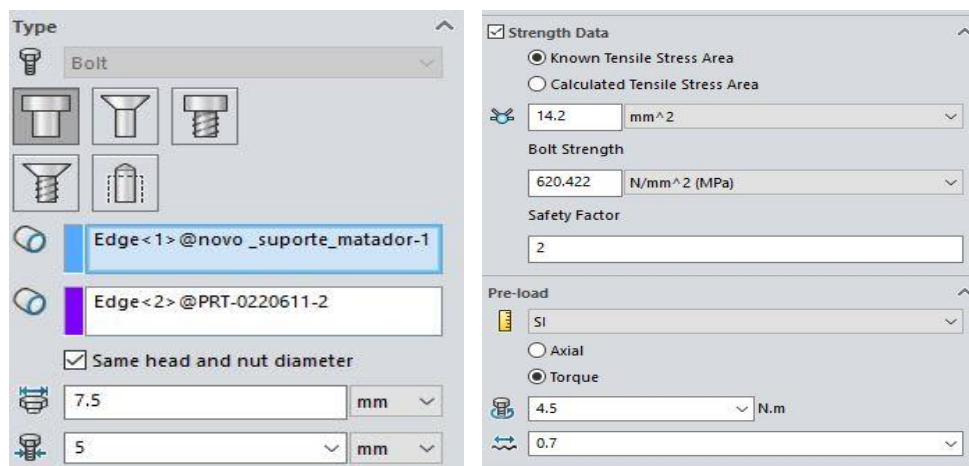


Figura 104 - Definições aplicadas no software

Depois da simulação é possível verificar os esforços aplicados aos parafusos. O *software* devolve a tabela apresentada na Figura 105, caso esta venha colorida a vermelho os parafusos não aguentam o esforço, caso venha a verde os parafusos aguentam o esforço. Assim conclui-se que os parafusos aguentam a carga com o coeficiente de segurança imposto.

Connector Force		
Type	Resultant	Connector
Shear Force (N)	94,842	Counterbore with Nut-1
Axial Force (N)	1286,3	Counterbore with Nut-1
Bending moment (N.m)	0,36975	Counterbore with Nut-1
Torque (N.m)	0	Counterbore with Nut-1
Shear Force (N)	94,395	Counterbore with Nut-2
Axial Force (N)	1284,5	Counterbore with Nut-2
Bending moment (N.m)	0,36137	Counterbore with Nut-2
Torque (N.m)	0	Counterbore with Nut-2

Figura 105 - Resultados obtidos para a ligação aparafusada

Na proposta de redução de peso do suporte prevê-se ter reduzido 1,45 Kg.

3.4 Resumo das propostas para a redução da tara do autocarro

Na Tabela 14 é possível averiguar os ganhos de peso efetuados na totalidade das propostas. A mesma apresenta 13 propostas de alteração do autocarro e.City Gold com o objetivo de reduzir a sua tara em 2%, contudo apenas 7 foram apresentadas e analisadas neste relatório.

Página propositadamente deixada em branco

Tabela 14 - Resultados das propostas

Item	Designação	Material Atual	Massa [kg]	Alteração	Nova Massa [kg]	Diferença de Massa [kg]	Item	Designação	Material Atual	Massa [kg]	Alteração	Nova Massa [kg]	Diferença de Massa [kg]
1	Chapeamento traseiro (ver ponto 3.3.1)	EN 10130: DC01	151,03	Alteração do material e mudança de geometria	64,76	84,02	8	Soalho em wisa	Wisa-Wire	207,13	Alteração do material	165,61	41,52
2	Estrutura Suporte BTMS e PSM (ver ponto 3.3.2)	EN 10025: S355 J2	88,31	Mudança de geometria	50,28	38,03	9	Tapete em Geoflor	Gerflor Helios	150,20	Alteração do material	126,03	24,17
3	Estrutura Suporte Baterias (ver ponto 3.3.2)	EN 10025: S355 J2	351,93	Mudança de geometria	219,89	132,05	10	Complementos do Painel Esquerdo	EN 10025: S355 J2	49,15	Aplicação de porcas de rebitar e alteração da	34,33	14,82
4	Resguardo dos pés Peça 1 (ver ponto 3.3.3)	EN 10088-2: X5CrNi 18-10	2,01	Alteração do material	0,68	1,33	11	Complementos do Painel Direito	EN 10025: S355 J2	23,02	Aplicação de porcas de rebitar e alteração da	18,06	4,96
5	Resguardo dos pés Peça 2 (ver ponto 3.3.3)	EN 10088-2: X5CrNi 18-10	3,34	Alteração do material	1,13	2,21	12	Revestimento Ext - Chapeamento	STACBON D 4 mm	73,58	Alteração do material	51,88	21,70
6	Reforço do Banco (ver ponto 3.3.4)	EN 10025-2: S275 JR	21,23	Aplicação de porcas de rebitar	0,61	20,62	13	Chapeamento interior	NP 485-2: AW 5754 - H111	44,55	Mudança de geometria	24,51	20,04
7	Suporte do depósito (ver ponto 3.3.5)	EN 10088-2: X2CrNi12	2,03	Alteração do material	0,58	1,45						Σ	≈407 kg ≈2,87% da tara

CONCLUSÕES

- 4.1 CONCLUSÕES
- 4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

4 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

4.1 CONCLUSÕES

Verificou-se que apesar da grande utilização do alumínio e dos compósitos de fibra de vidro, materiais de excelência para a redução de peso, a grande percentagem dos componentes ainda é feita em aço, o que acarreta grande peso ao autocarro elétrico.

Averiguou-se que, como seria de esperar, a maior parte do peso estava presente na carroçaria sendo, assim, o grupo que mais contribui para o valor da tara do autocarro. Por este motivo os componentes alterados no âmbito deste trabalho pertencem todos ao grupo da carroçaria. Estes localizam-se em distintas partes deste vasto grupo, sendo elas: o tejadilho, os painéis laterais esquerdo e direito, o soalho, o estrado traseiro, os resguardos e anteparos e os componentes de limpeza.

A redução do peso dos componentes selecionados foi conseguida tanto por mudança de material como por mudança da geometria. Sendo que:

- 17,03% ($\approx 69,3$ kg) do peso total reduzido resultou da alteração de material;
- 51,71% ($\approx 210,5$ kg) da alteração de geometria;
- 31,26% ($\approx 127,2$ kg) da alteração do material e da geometria.

Neste trabalho os componentes selecionados com a vista à redução de seu peso foram analisados recorrendo ao *Solidworks*, nas componentes de modelação e simulação.

Apesar do módulo de simulação possuir algumas limitações, que derivam do próprio método de elementos finitos utilizado, o qual acaba por tornar a análise menos expedita. No entanto, realça-se que esta é uma importante ferramenta para uma rápida verificação das alterações.

Através do módulo de simulação é possível constatar que as tensões instaladas e deslocamentos não passam um limite definido como aceitável, validando assim os componentes. É também possível com os *softwares* de modelação obter o peso final do componente e quantificar o peso ganho com a proposta. Estas potencialidades tornam os softwares de modelação 3D e de MEF ferramentas bastante versáteis, essenciais quer na indústria metalo-mecânica atual, como no meio académico.

As proposta de redução de peso vão resultar numa perda total de 407 kg no valor da tara, aproximadamente 2,87% do mesmo e sendo que o principal objetivo deste projeto consistiu em uma redução de 2% da tara do veículo, considera-se que o objetivo foi concluído com sucesso. Esta redução de peso vai permitir tornar o veículo mais “apreciado” pelos clientes, que são cada vez mais exigentes com o valor da tara. Também vai permitir o aumento da autonomia, que atualmente é um dos parâmetros mais limitadores na comercialização deste tipo de veículos.

4.2 PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS

Como trabalhos futuros propõe-se o desenvolvimento dos seguintes temas:

- a análise de outros componentes da carroçaria que não foram selecionados, bem como do chassis, para assim permitir reduzir ainda mais o valor da Tara do autocarro;
- o estudo da substituição do motor e das baterias por modelos de menor capacidade, mais leves, que permitam manter a potência e autonomia atual, reduzindo ainda mais peso do veículo;
- efetuar um estudo sobre a substituição dos polímeros e compósitos de matriz polimérica por materiais mais sustentáveis, com menor impacto ambiental, tornando o autocarro mais *eco-friendly*;
- análise detalhada do impacto da redução de peso na autonomia ;
- análise do impacto financeiro das proposta efetuadas, devido a alteração da geometria, material e processo de fabrico.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- A Nossa História | Caetanobus. (n.d.). Retrieved February 16, 2019, from <http://caetanobus.pt/pt/company/our-history/>
- Acções, E. (2009). *NP EN 1991-1 Acções em Estruturas: Edifícios*.
- Benedyk, J. C. (2010). Aluminum alloys for lightweight automotive structures. In *Materials, Design and Manufacturing for Lightweight Vehicles*. <https://doi.org/10.1533/9781845697822.1.79>
- Berjoza, D., & Jurgena, I. (2017). *Effects of change in the weight of electric vehicles on their performance characteristics*. 15, 952–963.
- Campilho, R. (2012). *Método de Elementos Finitos: Ferramenta para Análise Estrutural*. Publindrústria.
- Cheah, L. (2010). *Cars on a diet: The material and energy impacts of passenger vehicle weight reduction in the U.S. Doctor of Philosophy in Engineering Thesis, Engineering Systems Division*. 121p.
- Davis, U. C. (2010). Institute of Transportation Studies Review of technical literature and trends related to automobile mass-reduction technology UCD-ITS-RR-10-10. *Transportation*, (May).
- e.City Gold | CaetanoBus. (n.d.). Retrieved September 10, 2018, from <http://caetanobus.pt/en/buses/e-city-gold/>
- Emissões de Gases com Efeito de Estufa | Relatório do Estado do Ambiente. (n.d.). Retrieved November 3, 2018, from <https://rea.apambiente.pt/content/emissoes-de-gases-com-efeito-de-estufa>
- F. Ashby, M. (2011). *Materials Selection in Mechanical Design*. Elsevier Ltd.
- Ferreira, F. (2010). *Apontamentos da unidade curricular de Estruturas Especiais*. Retrieved from <https://moodle.isep.ipp.pt/course/view.php?id=7200>
- Ignite Sessions e o futuro dos materiais | Caetanobus. (n.d.). Retrieved May 18, 2019, from <http://caetanobus.pt/pt/ignite-sessions-e-o-futuro-dos-materiais/>
- Keeler, S., & menacen Kimschi. (2016). *Application Guidelines for AHSS by WorldAutoSteel*. (September). Retrieved from <https://www.worldautosteel.org/steel-basics/automotive-steel-definitions/>
- Kumar Dama, K., Suresh Babu, V., & Rao, R. N. (2018). State of the Art on Automotive Lightweight Body-in-White Design. *Materials Today: Proceedings*, 5(10), 20966–20971. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2018.6.486>
- Martins Da silva, L. F., Lino Alves, F. J., & Torres Marques, A. (2013). *Materiais de Construção*. Publindrústria.

- Mruzek, M., Gajdáč, I., Kučera, L., & Barta, D. (2016). Analysis of Parameters Influencing Electric Vehicle Range. *Procedia Engineering*, 134, 165–174. <https://doi.org/10.1016/j.proeng.2016.01.056>
- Our numbers | CaetanoBus buses and coaches. (n.d.). Retrieved November 25, 2018, from <http://caetanobus.pt/en/company/our-numbers/>
- Patil, A., Patel, A., & Purohit, R. (2017). An overview of Polymeric Materials for Automotive Applications. *Materials Today: Proceedings*, 4(2), 3807–3815. <https://doi.org/10.1016/j.matpr.2017.02.278>
- sqedio. (2019). Como detetar e interpretar singularidades no SOLIDWORKS Simulation - YouTube. Retrieved May 30, 2019, from <https://www.youtube.com/watch?v=Ki9WU78vcx4&t=463s>
- Standard, E. (2007). *EN 1999-1-1 Design of aluminium structures - Part 1-1: General structural rules*.
- Standard, E. (2018). *NP 485-2:2016+A1 Aluminium and aluminium alloys - Sheet, strip and plate - Part2: Mechanical properties*.
- Stojanovic, B., & Glisovic, J. (2016). Automotive Engine Materials. *Reference Module in Materials Science and Materials Engineering*, (July 2015), 1–9. <https://doi.org/10.1016/b978-0-12-803581-8.01946-9>
- Tisza, M., & Czinege, I. (2018). Comparative study of the application of steels and aluminium in lightweight production of automotive parts. *International Journal of Lightweight Materials and Manufacture*, 1(4), 229–238. <https://doi.org/10.1016/j.ijlmm.2018.09.001>
- Una breve historia del autobús - Motor y Racing. (n.d.). Retrieved September 20, 2018, from <https://www.motoryracing.com/coches/noticias/una-breve-historia-del-autobus/>
- YADAV, PRASAD AKSHAY, SHINDE. YOGESH, GANGURDE. PANKAJ, P. (2016). Review on Weight Reduction in Automobile. *International Journal of Advanced Technology in Engineering Science*, 4(01), 478–483.

ANEXOS

6 ANEXOS

ANEXO 1 – Desenhos do chapeamento Traseiro Pág.115

ANEXO 2 - Desenhos do suporte das baterias e do suporte da BTMS e da PSM Pág.127

ANEXO 3 – Desenhos dos resguardos dos pés Pág.135

ANEXO 4 – Desenho do suporte do depósito Pág.141

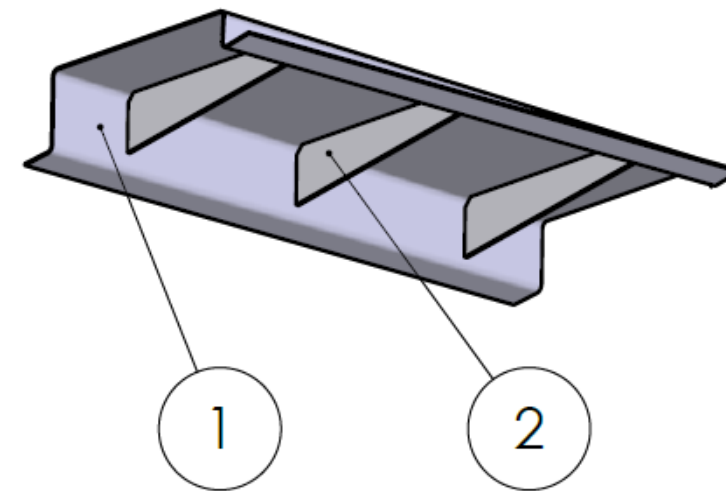
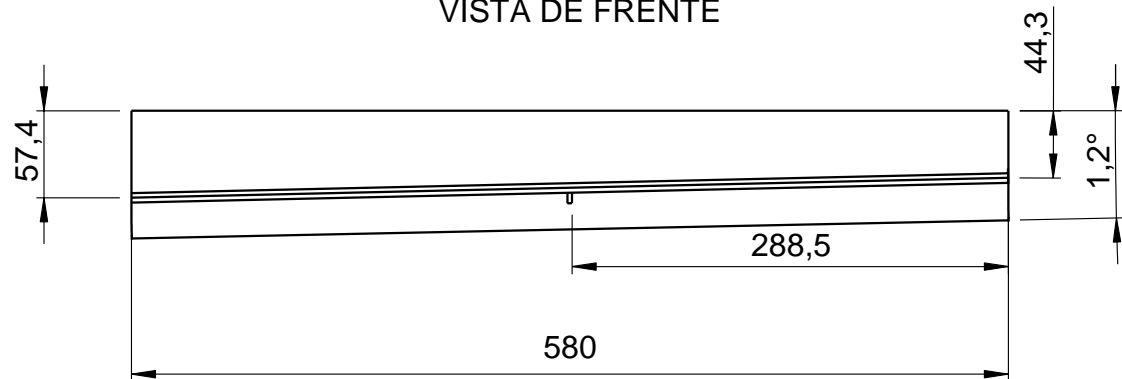
ANEXO 5 – Fichas técnicas da parafusaria Pág.143

ANEXO 6 – Cálculos do método de fixação da Peça 2 Pág.151

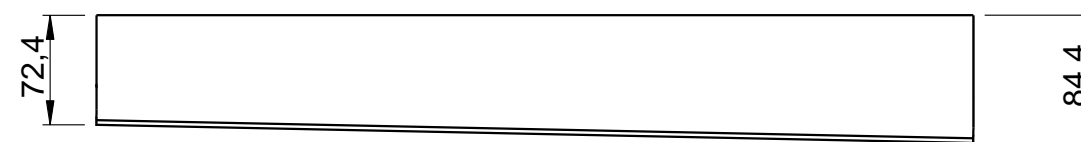
ANEXO 1) – Desenhos do chapeamento Traseiro

Anexo 1A) - Desenho da cunha

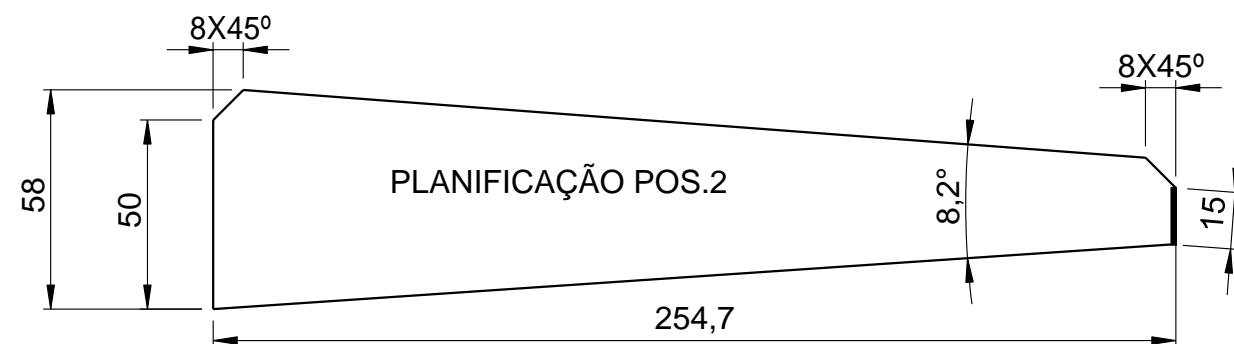
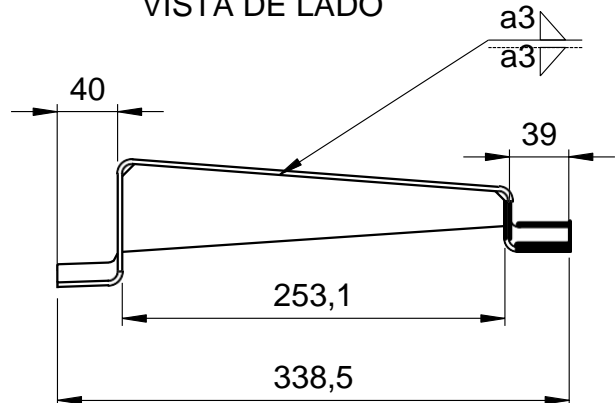
VISTA DE FRENTE



VISTA DE TRÁS

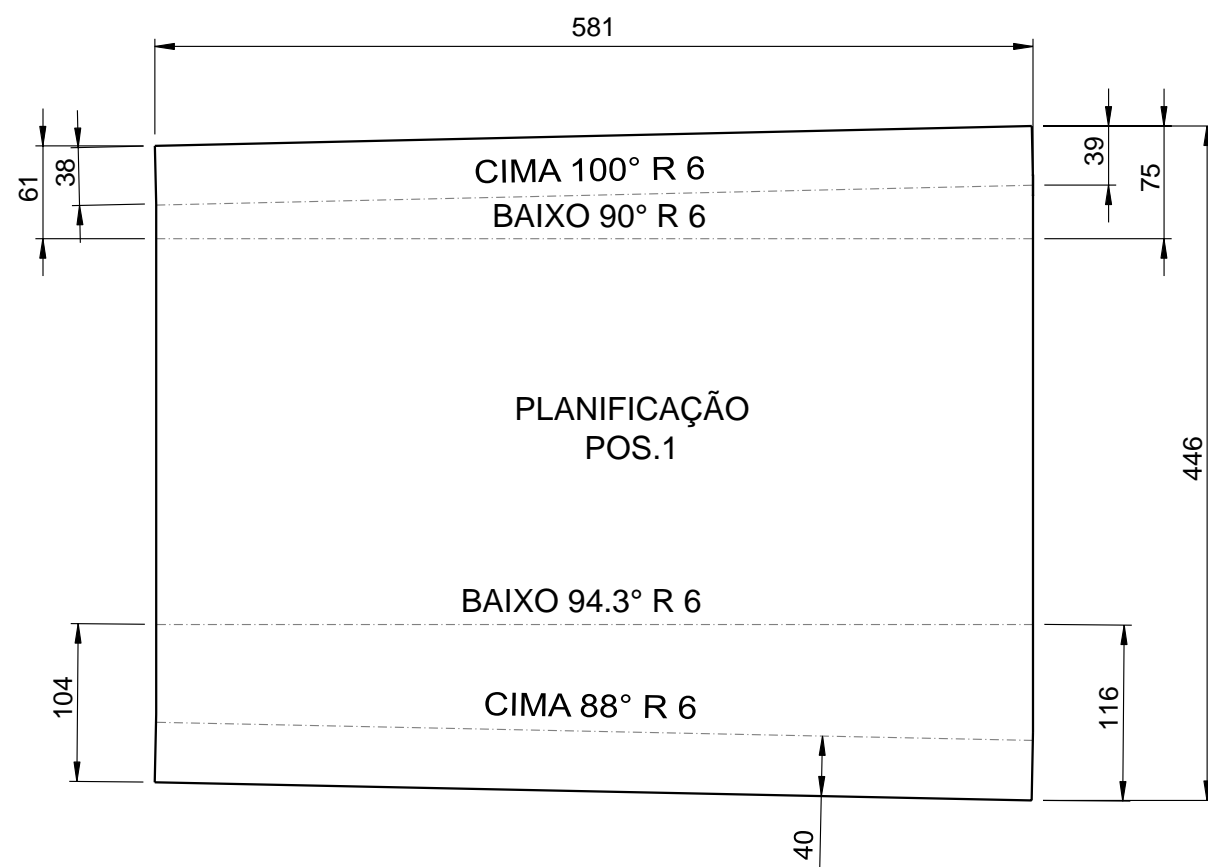


VISTA DE LADO



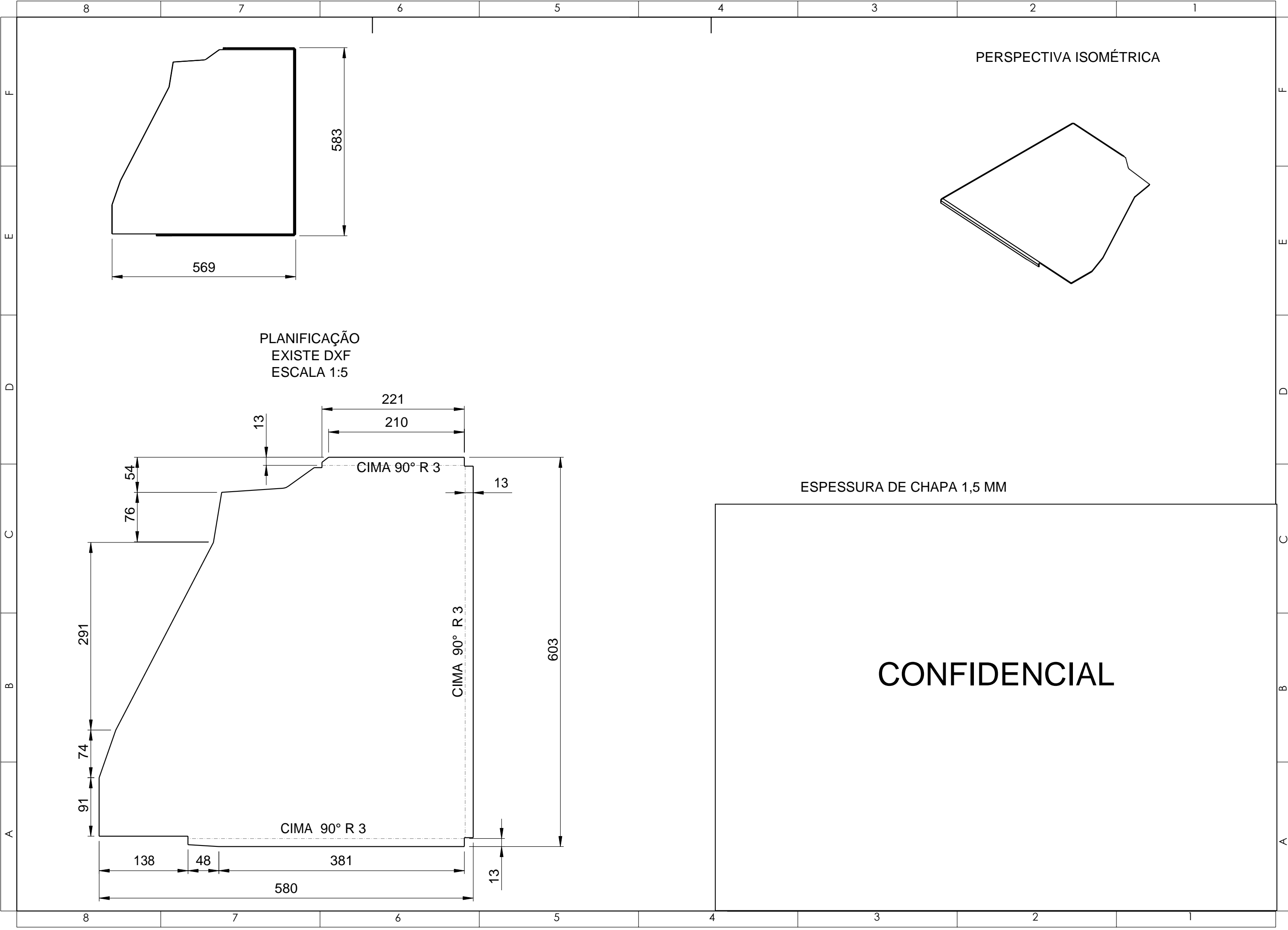
ESPESSURA DA CHAPA 1,5 mm

ESPESSURA DO REFORÇO 3 mm

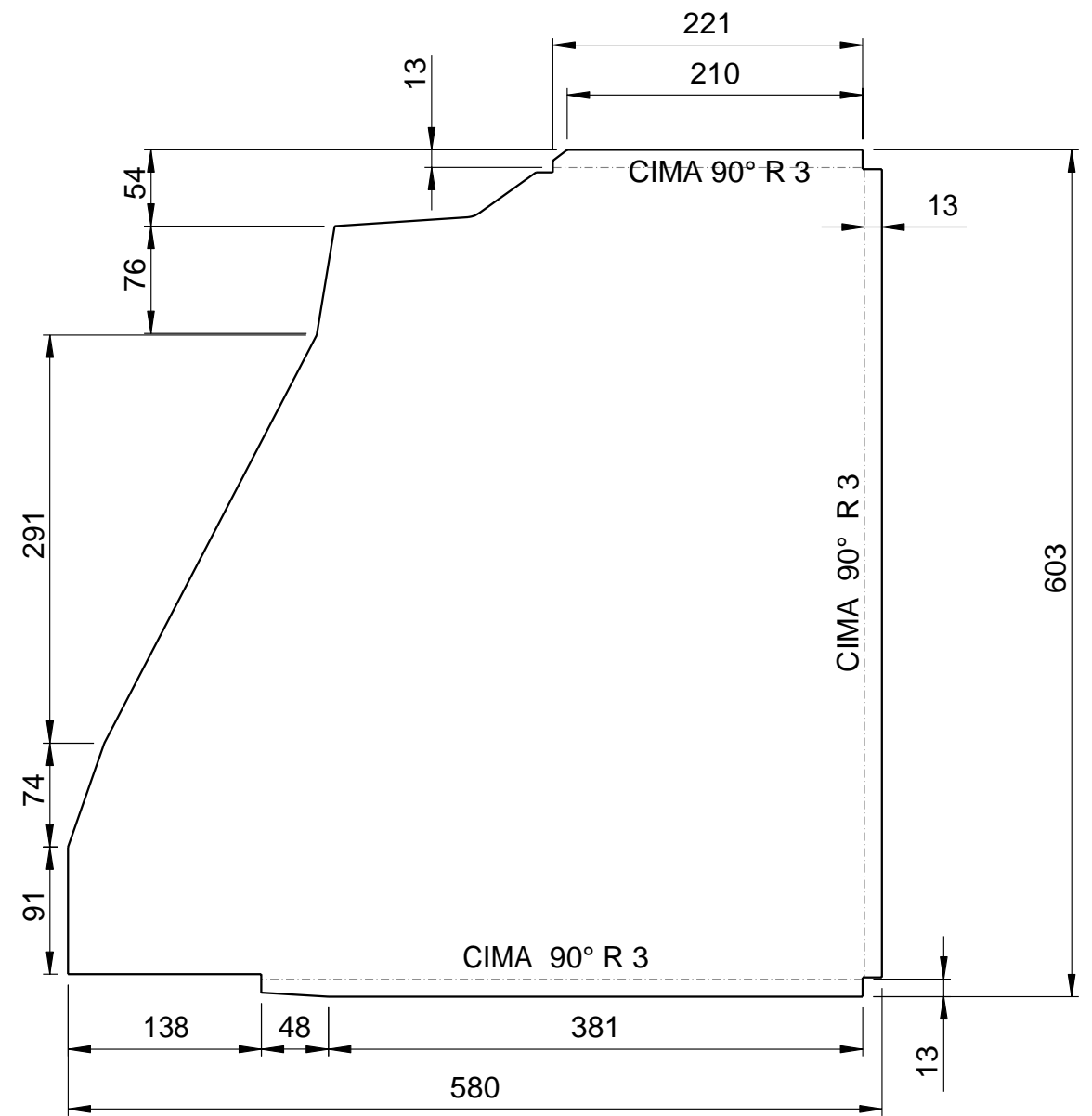


CONFIDENCIAL

Anexo 1B) - Desenho da chapa de reforço



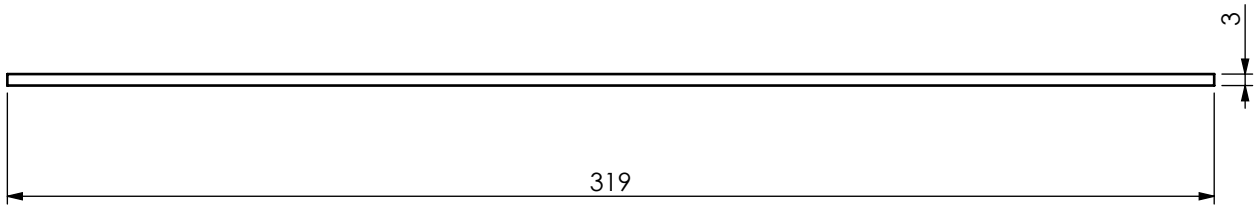
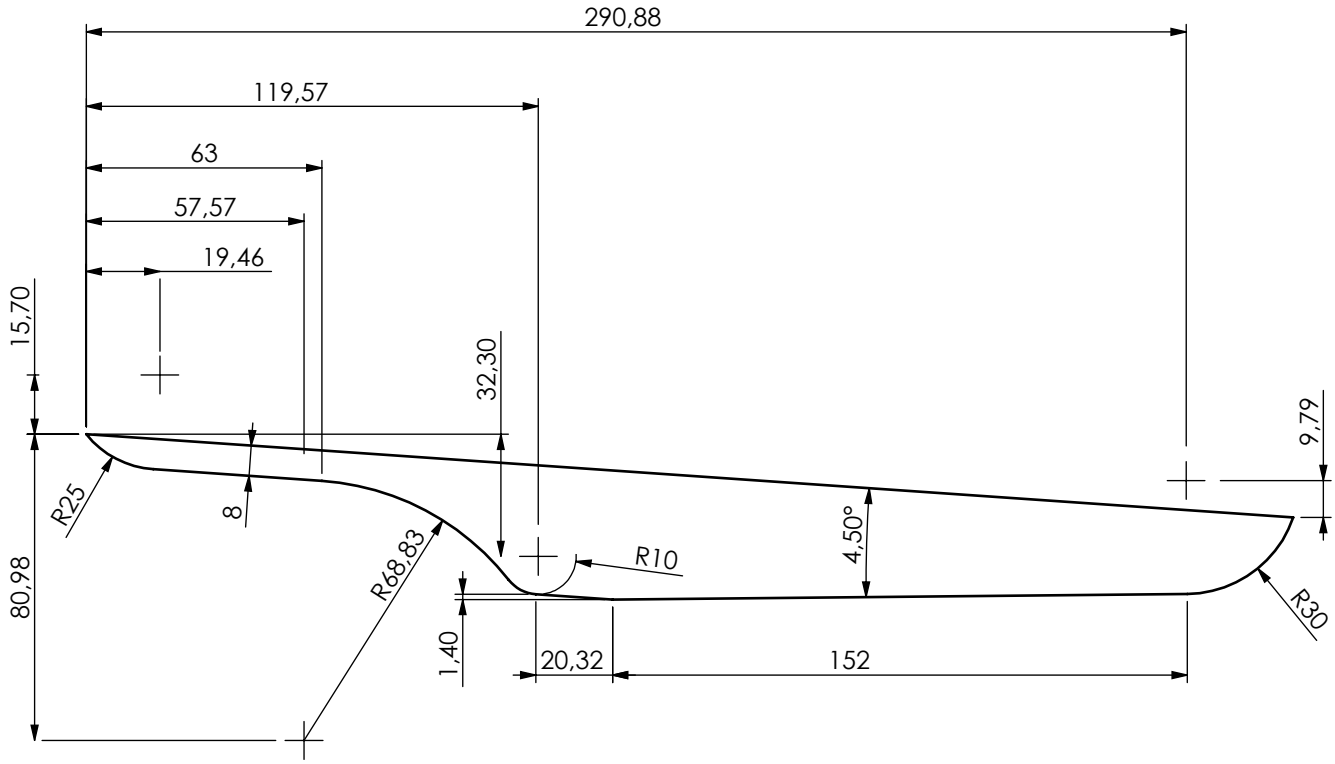
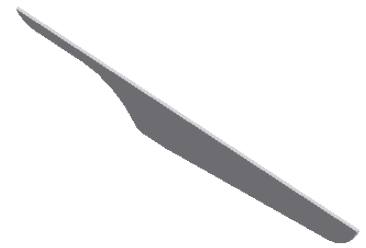
PLANIFICAÇÃO
EXISTE DXF
ESCALA 1:5



ESPESSURA DE CHAPA 1,5 MM

CONFIDENCIAL

Anexo 1C) - Desenho do reforço aplicado a chapa



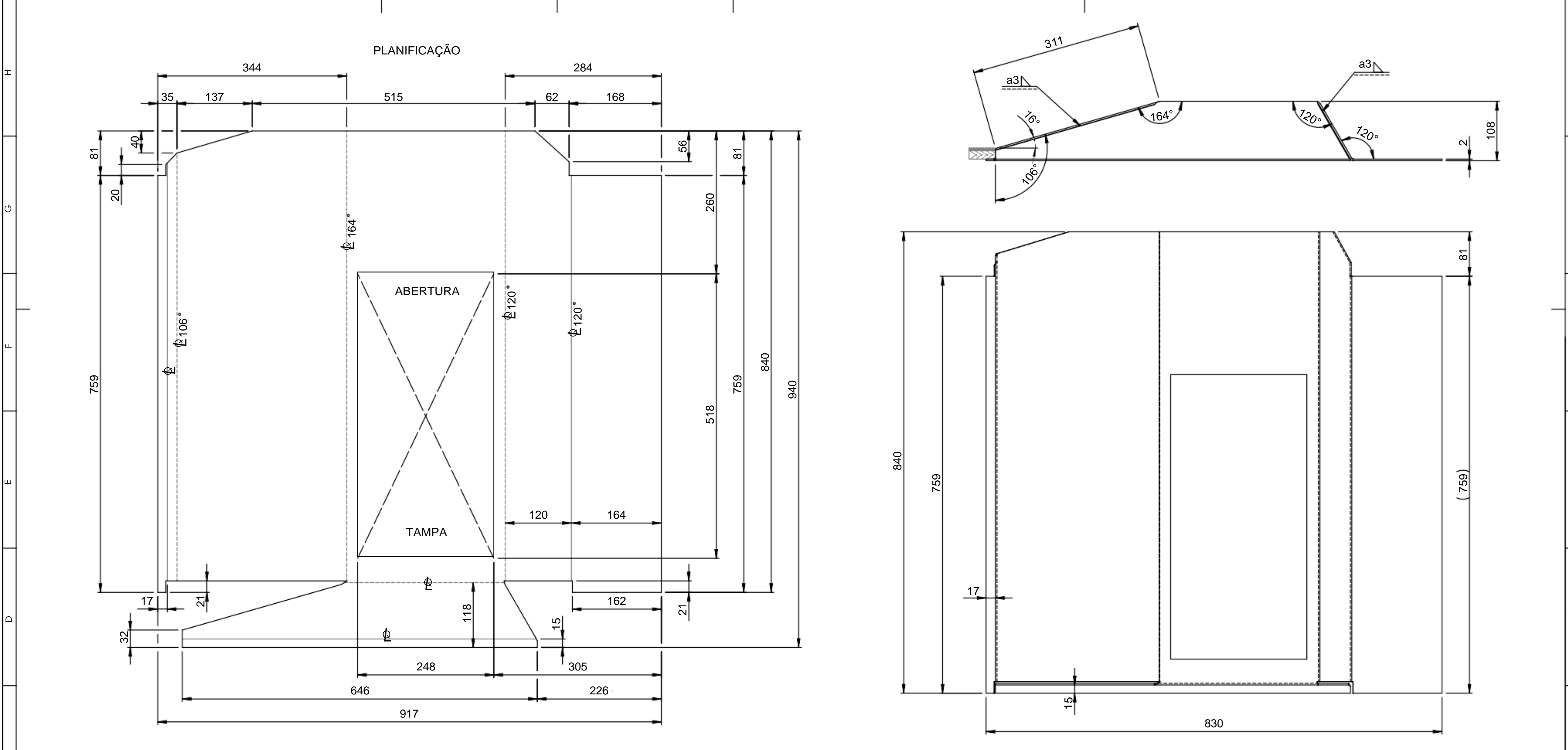
ESCALA
1:2

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Chapa de reforço do chão Reforço aplicado	Número José Cunha / 1140227		
		Revisão A	Data de edição 2017/05/15	Lingua pt	Folha 1/1

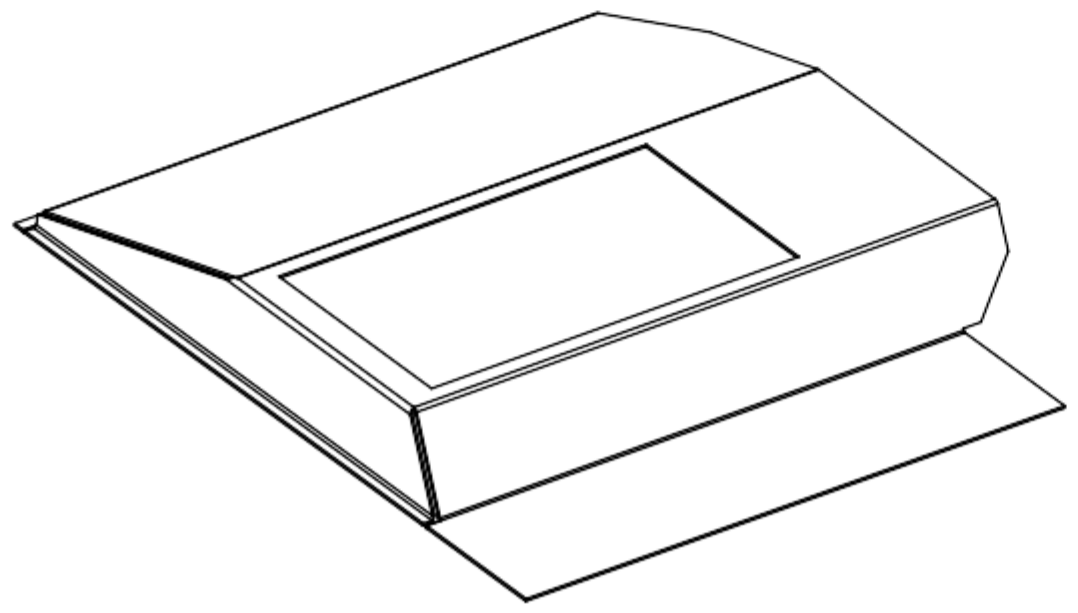
Anexo 1D) - Desenho do resguardo

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

H
G
F
E
D
C
B
A



PERSPECTIVA



CONFIDENCIAL

12 11 10 9 8 7 6 5 4 3 2 1

A

B

C

D

E

F

G

H

A

B

C

D

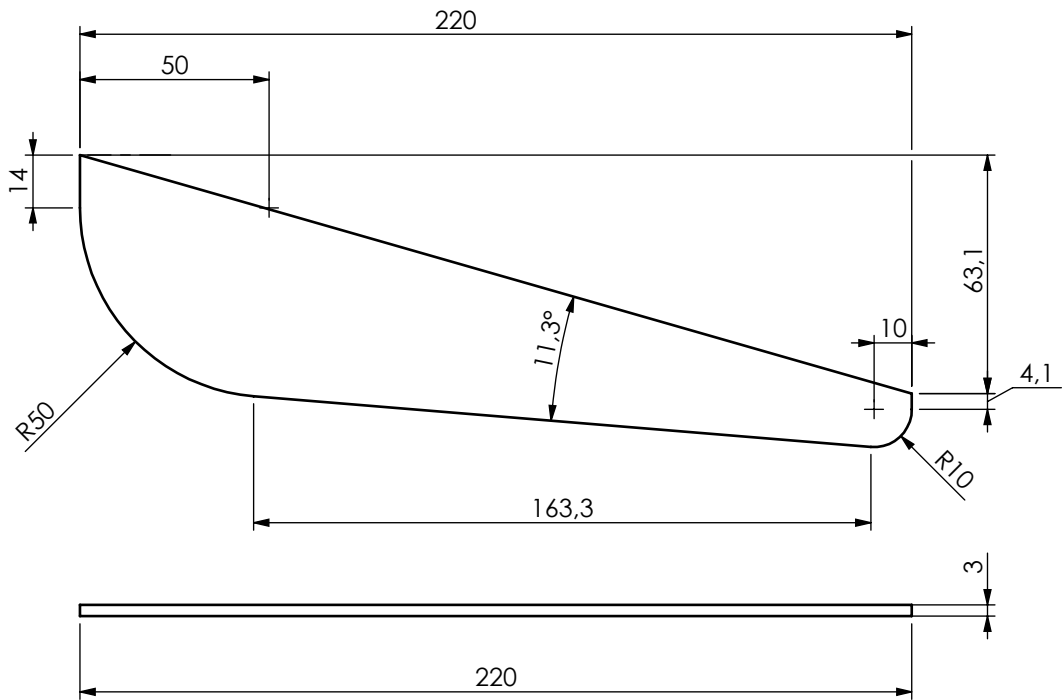
E

F

G

H

Anexo 1E) - Desenho do reforço aplicado ao resguardo



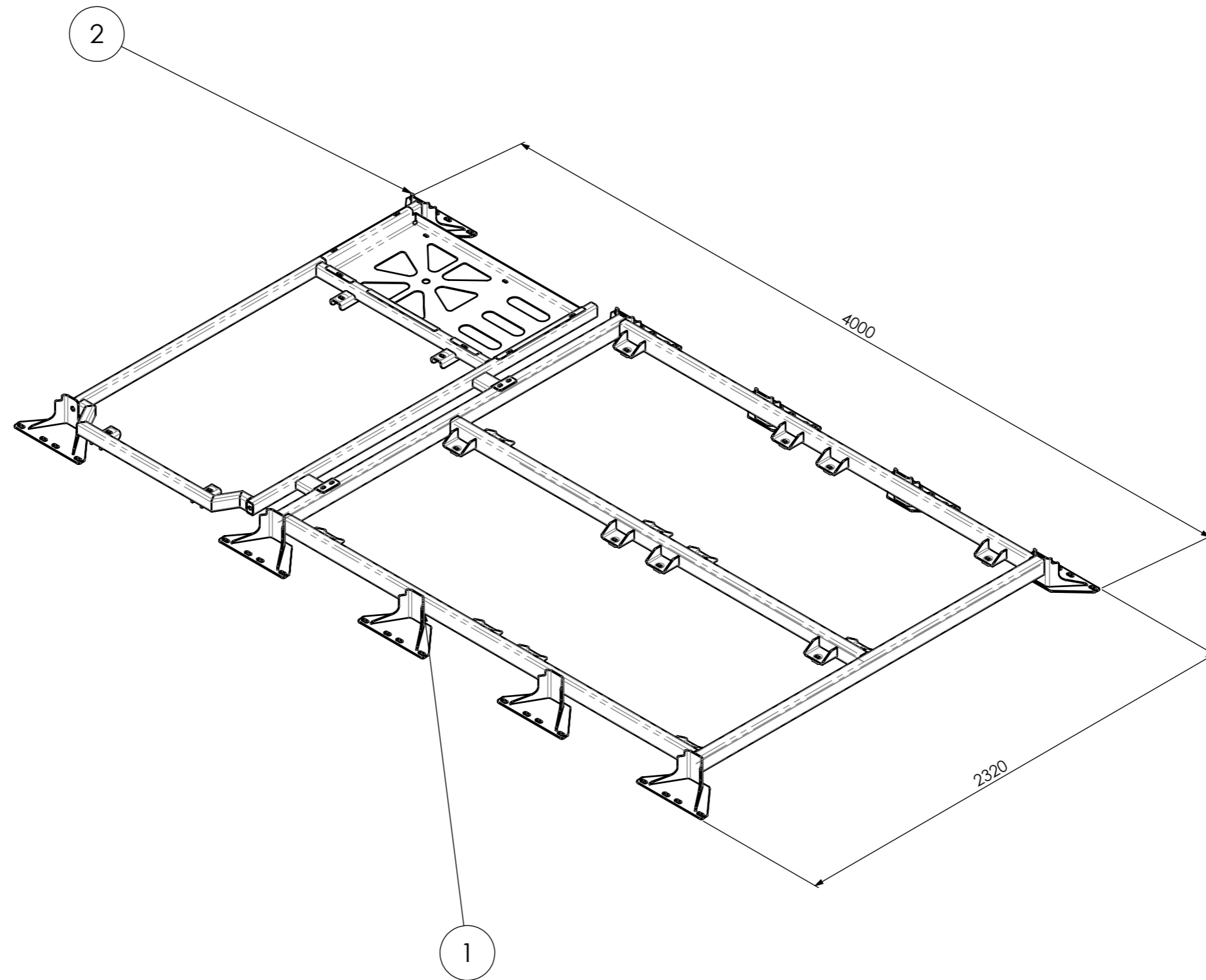
ESCALA

1:2

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Resguardo do motor Reforço aplicado	Número José Cunha / 1140227		
		Revisão A	Data de edição 2019/05/16	Língua pt	Folha 1/1

Anexo 2) – Desenhos do suporte das baterias e do suporte da BTMS e PSM

Anexo 2A) – Desenho de Conjunto do suporte das baterias e do suporte da BTMS e PSM

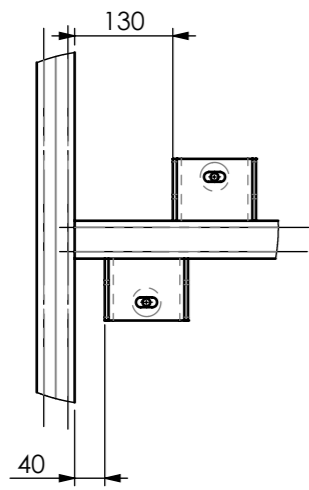


2	Suporte BTMS e PSM		1
1	suporte Baterias		1
Nº da peça	Nome da peça	Observações	Qtd.

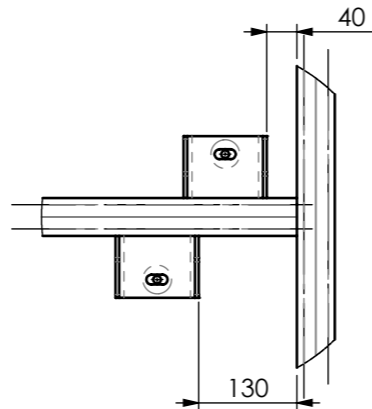
ESCALA
1:20

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Conjunto de suporte de baterias e sistema de controlo	Número José Cunha / 1140227		
Revisão A	Data de edição 2019/05/16	Língua pt	Folha		

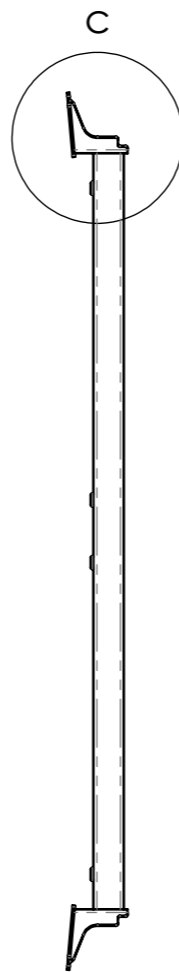
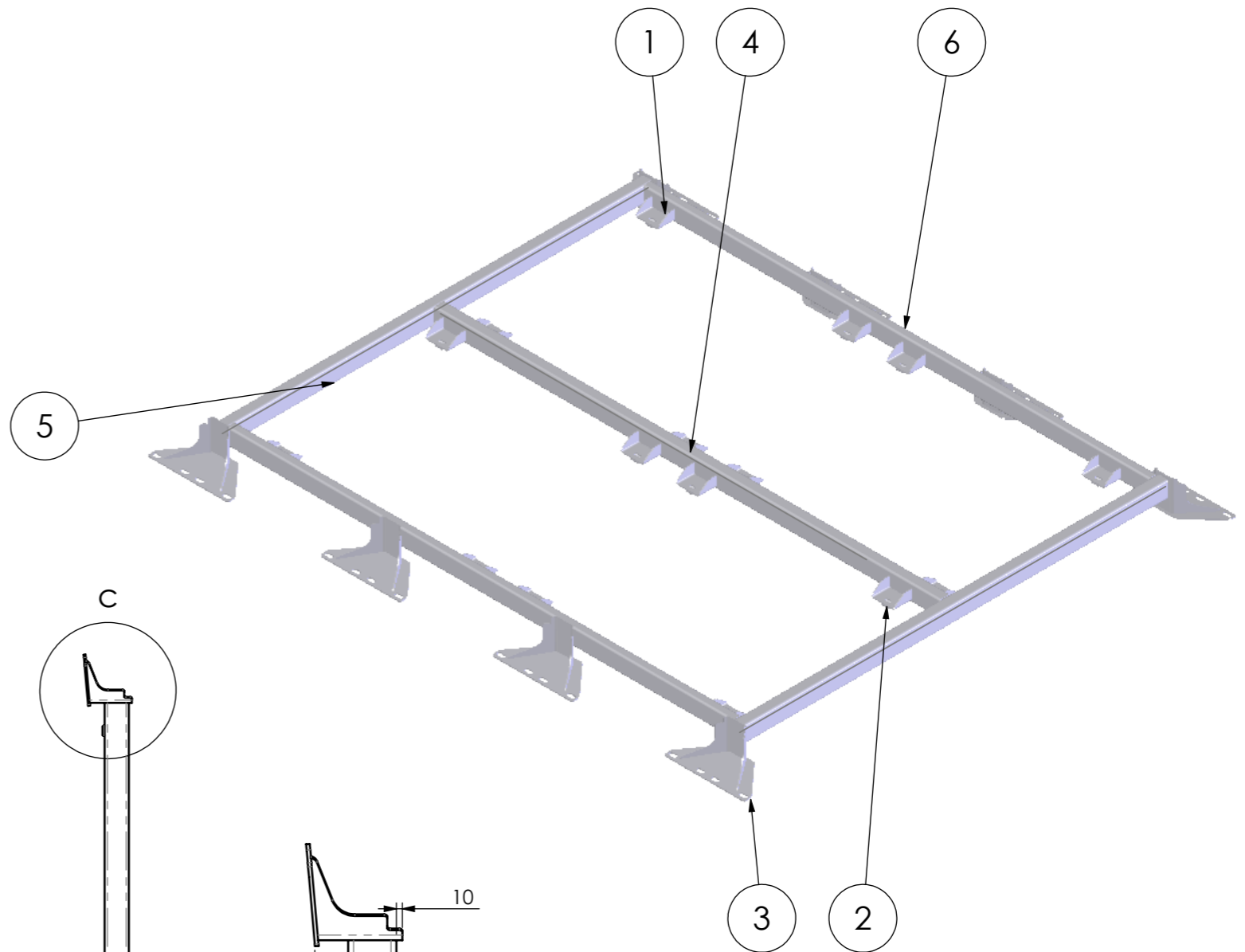
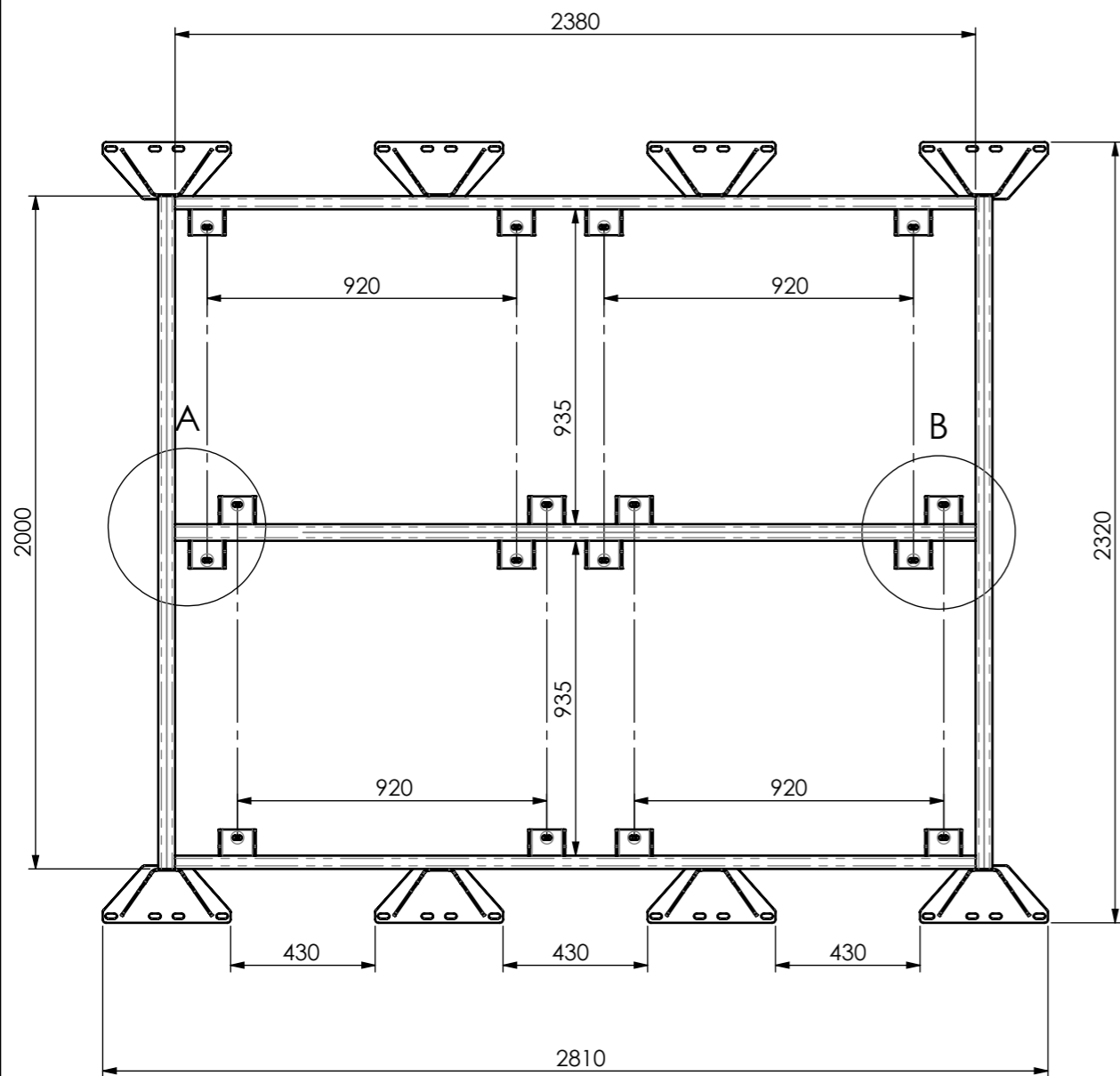
Anexo 2B) – Desenho do suporte de baterias



detalhe A
escala 1 : 10



detalhe B
escala 1 : 10

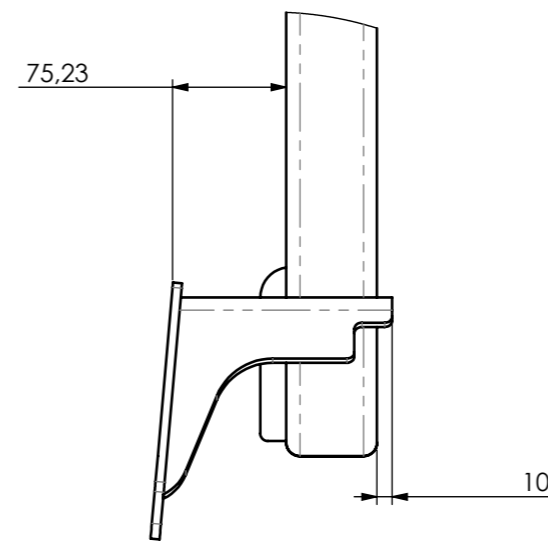
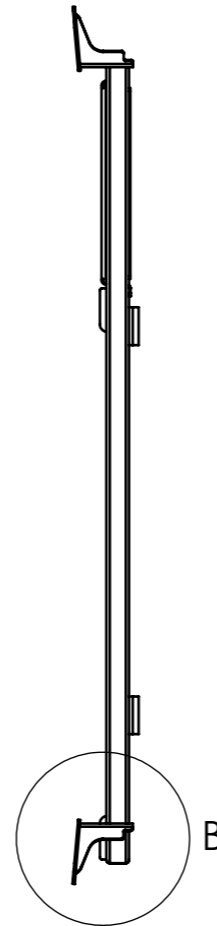
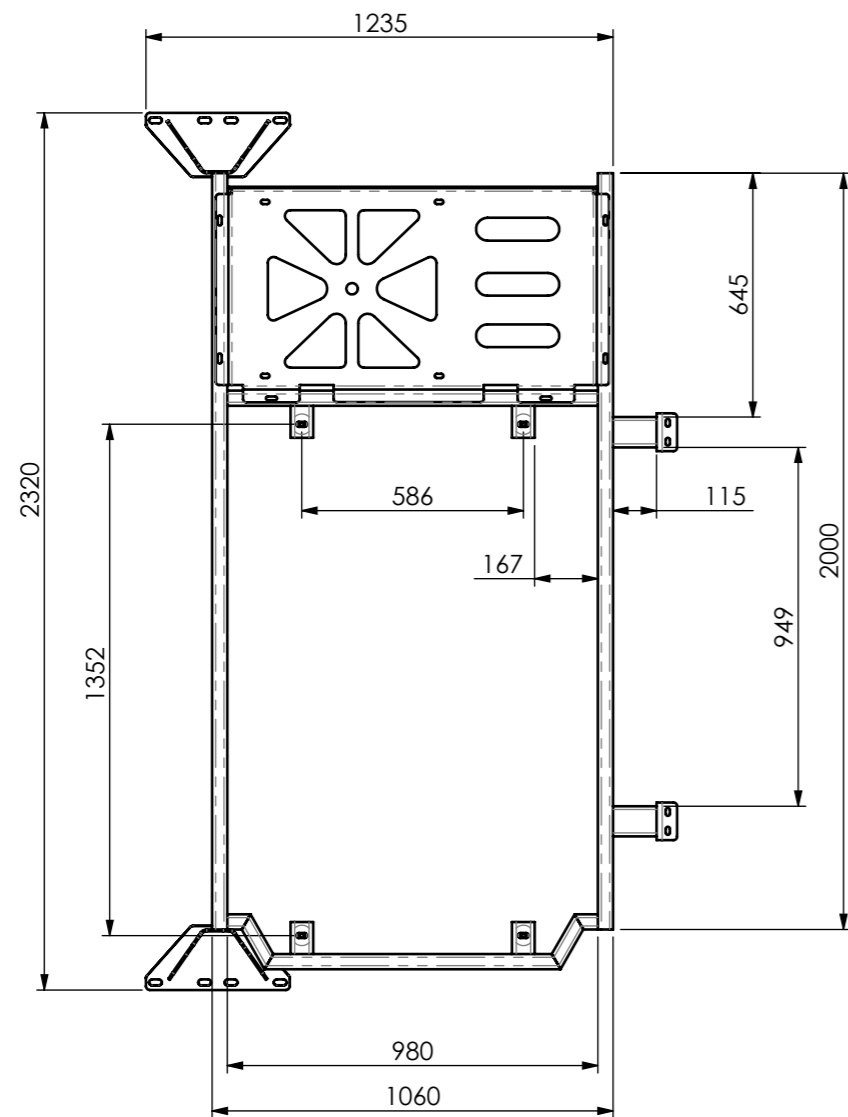


detalhe c
escala 1 : 10

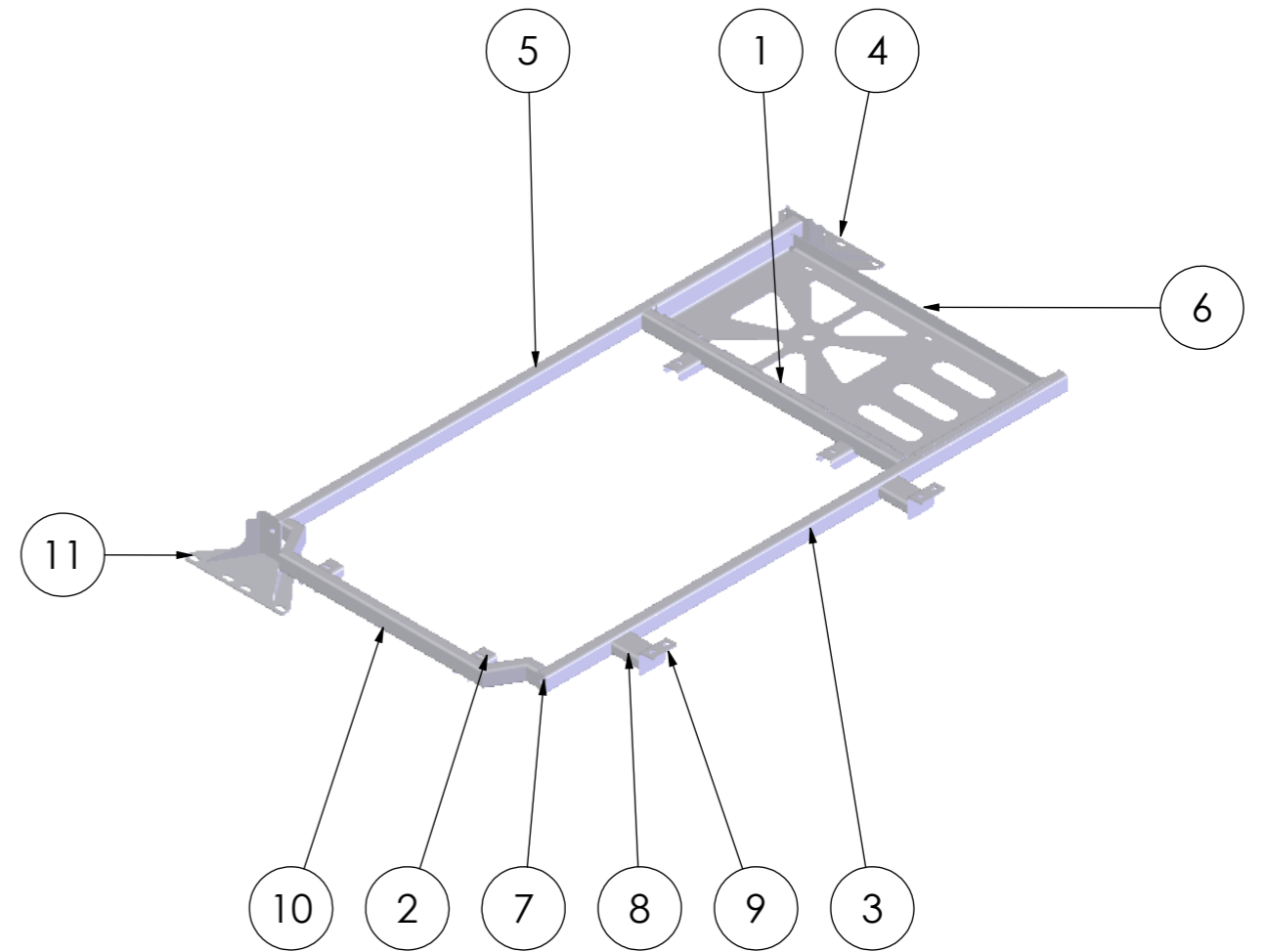
6	sup central ponta		2
5	sup lateral		2
4	sup central meio		1
3	sapata light		8
2	novo Apoio Suporte bat		8
1	Apoio Suporte bat		8
Nº da peça	Nome da peça	Observações	Qtd.

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Suporte das baterias	Número José Cunha / 1140227
Revisão A	Data de edição 2019/05/16	Lingua pt	Folha 1/1

Anexo 2C) – Desenho do suporte da BTMS e PSM



Detalhe B
escala 1 : 5



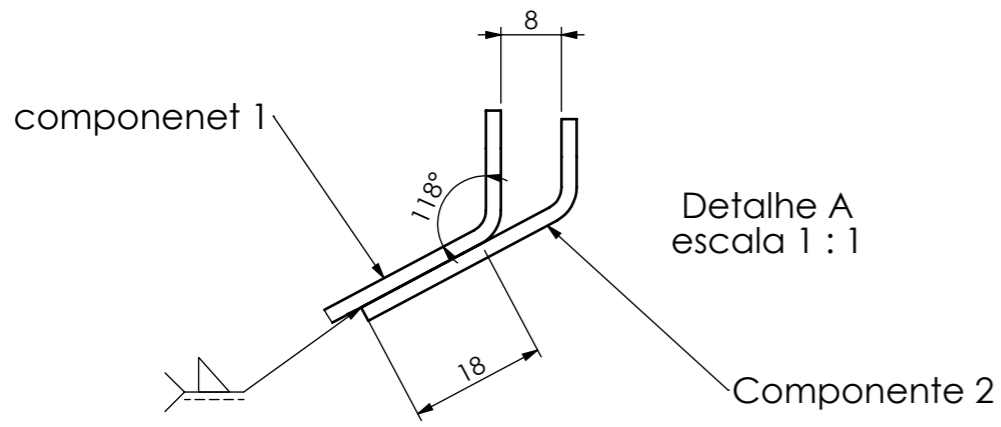
11	sapata 2		1
10	nova bara central		1
9	chapa fixação ao suporte		2
8	tubo de ligação		2
7	chap de topo		2
6	nova chapa		1
5	barra lat esq		1
4	sapata		1
3	barra lat dir		1
2	suporte btms		4
1	barra sup chapa		1
Nº da peça	Nome da peça	Observações	Qtd.

ESCALA
1:20

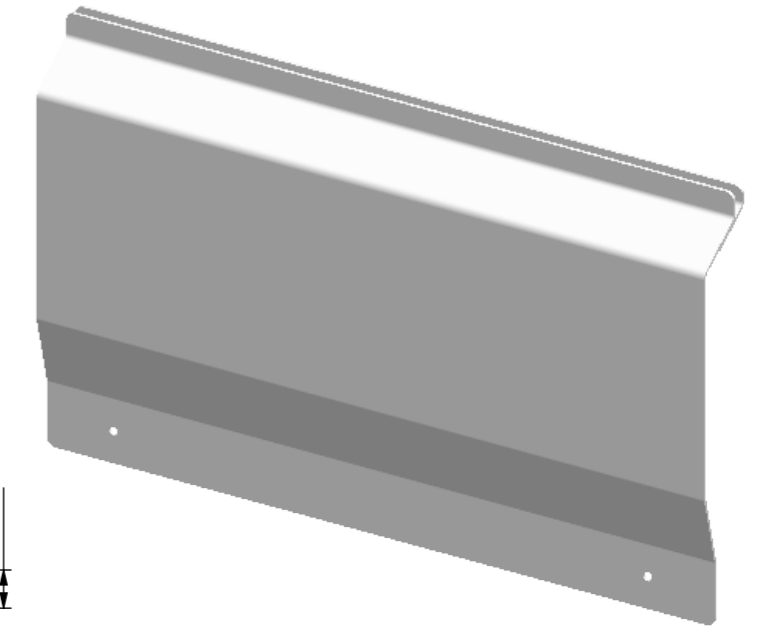
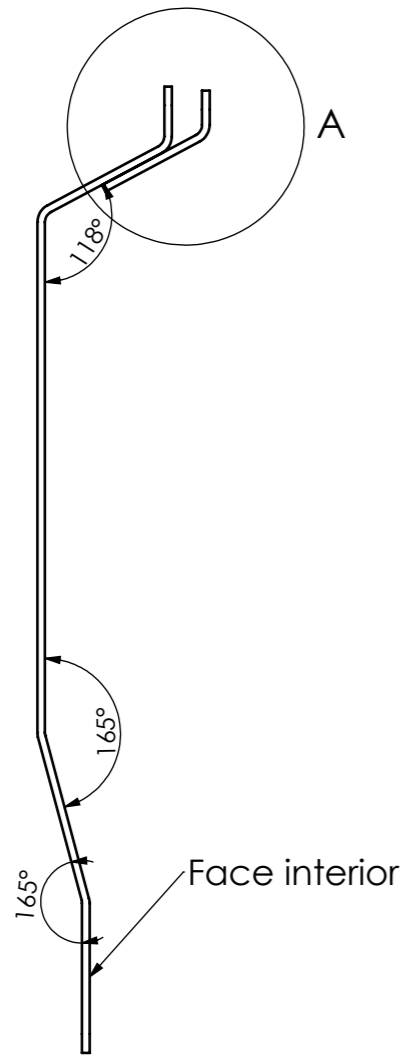
Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Suporte da BTMS e PSM	Número José Cunha / 1140227
Revisão A	Data de edição 2019/05/16	Língua pt	Folha 1/1

Anexo 3) – Desenhos dos resguardos dos pés

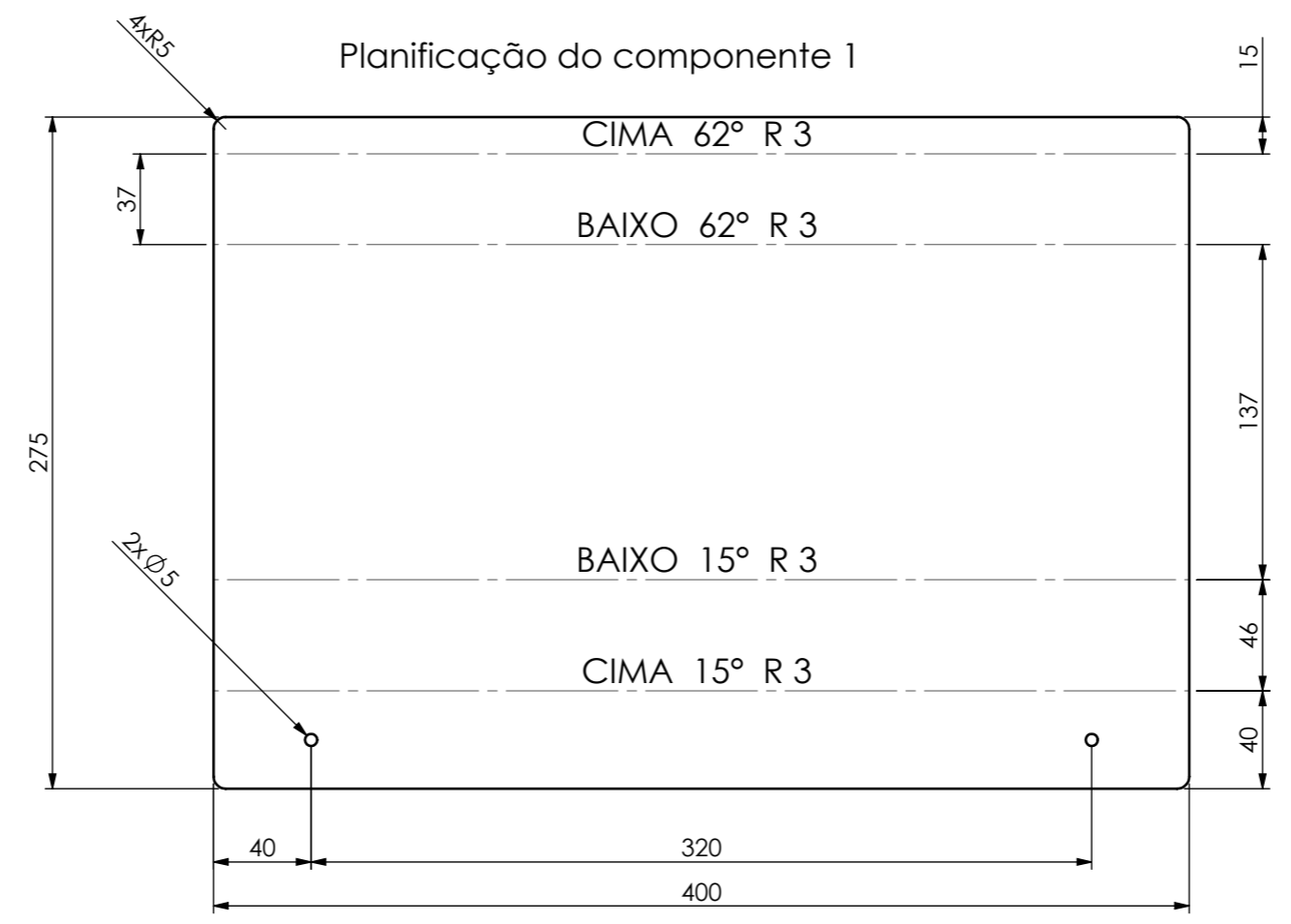
Anexo 3A) – Desenho da Peça 1



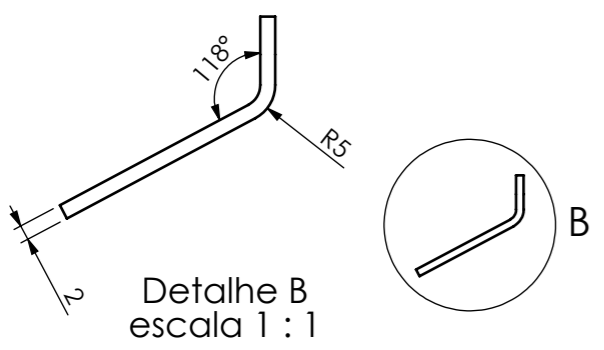
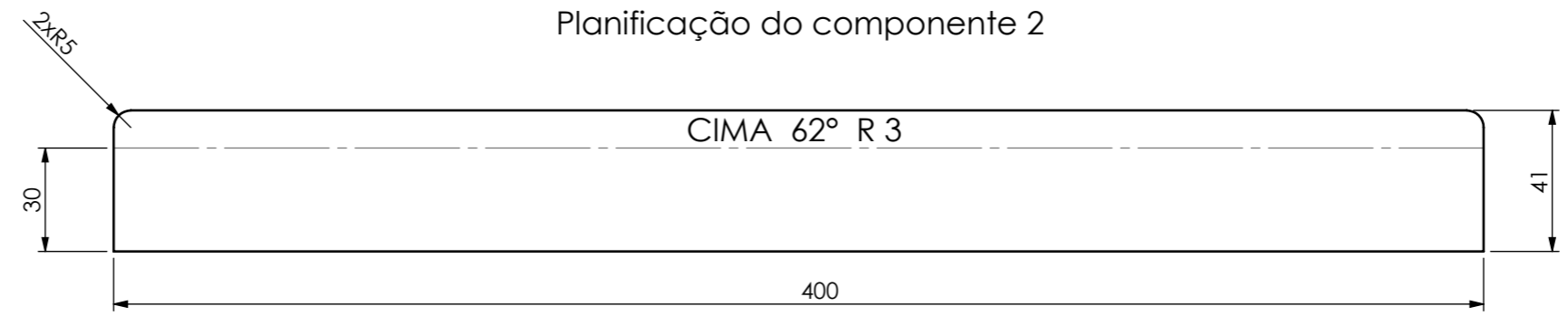
Detalhe A
escala 1 : 1



Planificação do componente 1



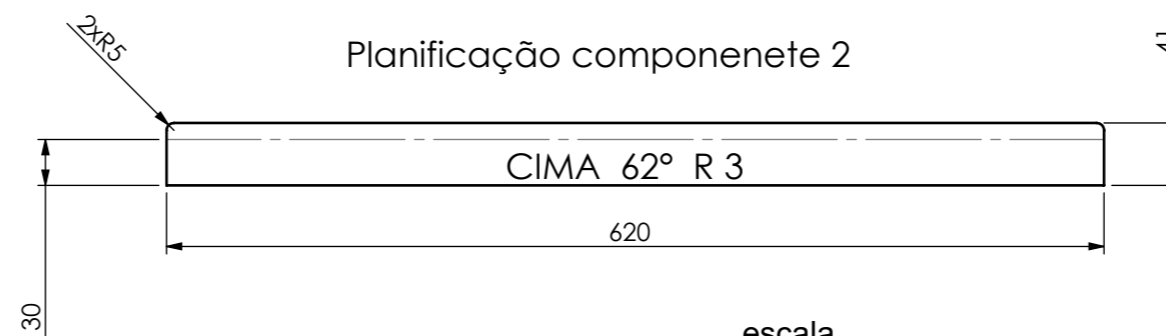
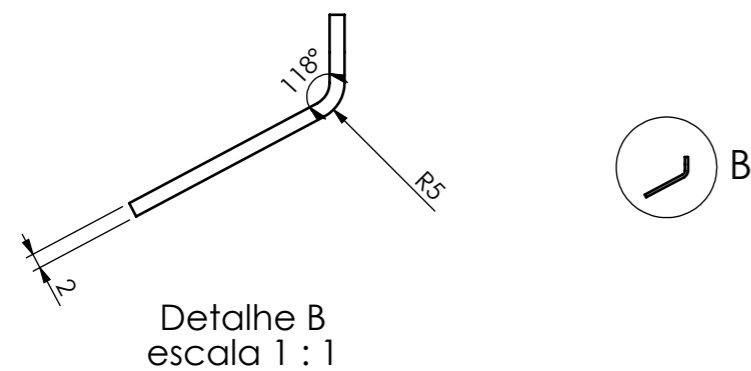
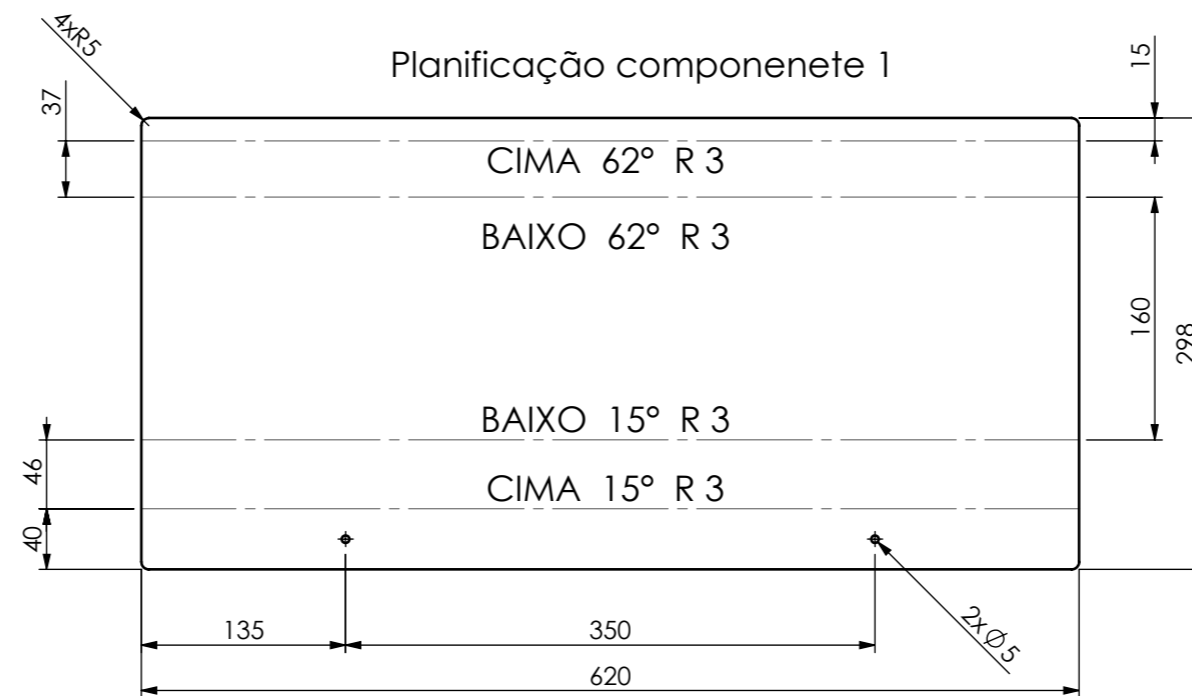
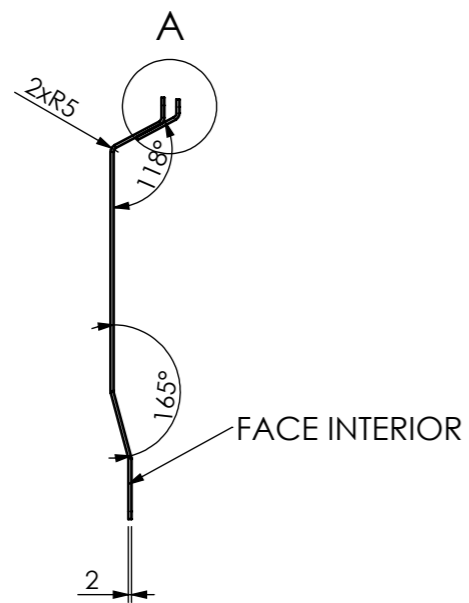
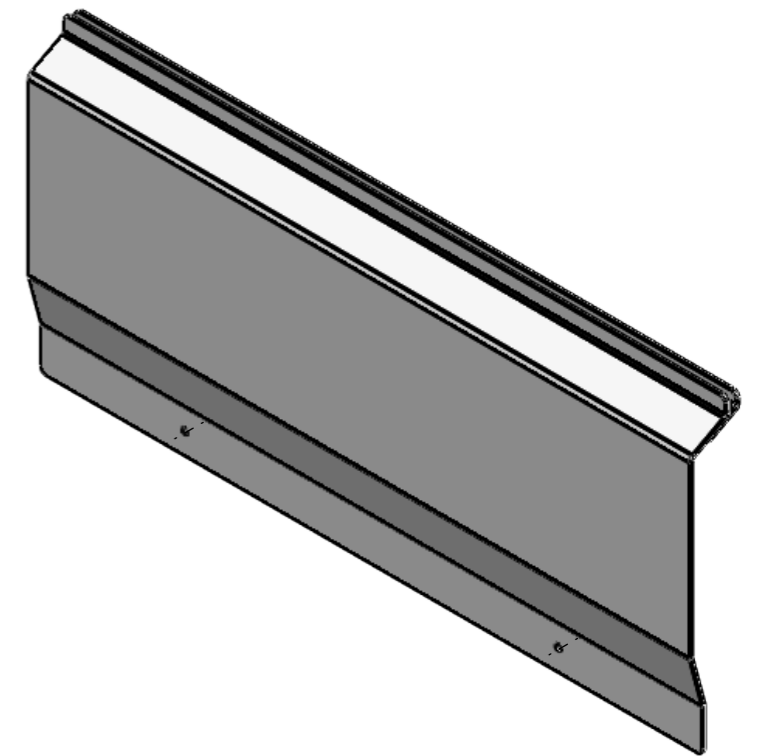
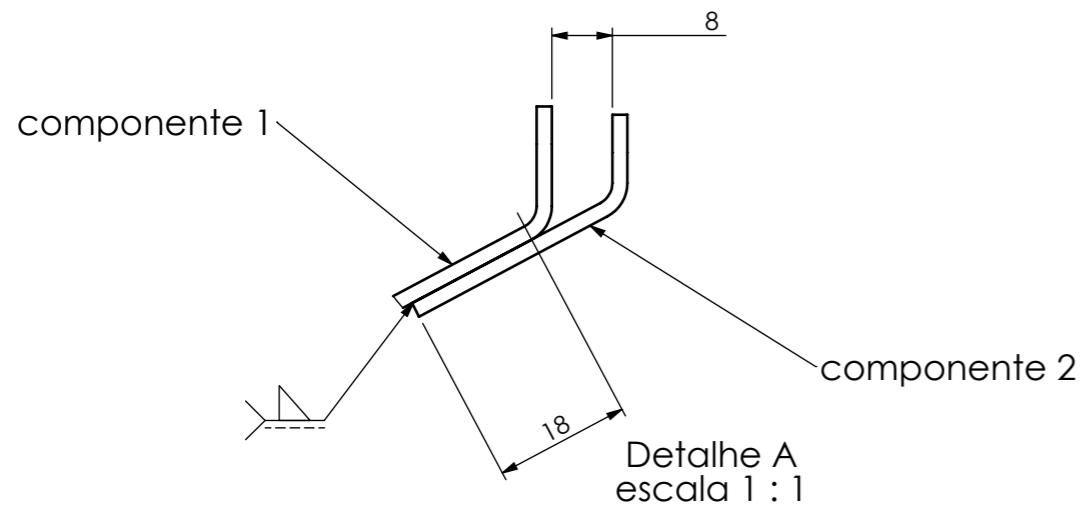
Planificação do componente 2



escala
1:2

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto	Título Resguardo dos pés Peça 1	Número José Cunha / 1140227	Revisão A
		Data de edição 2019/05/17	Língua pt
			Folha 1/1

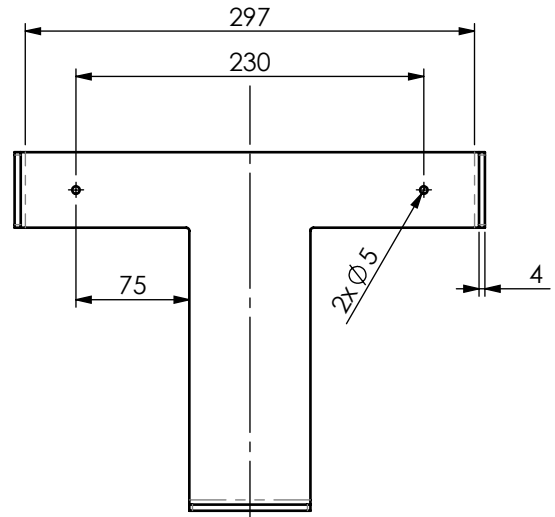
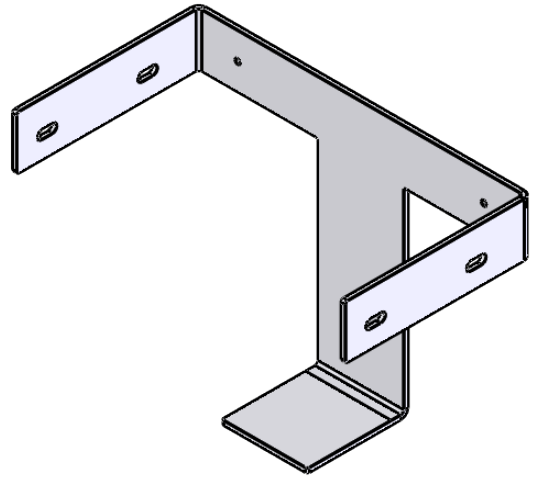
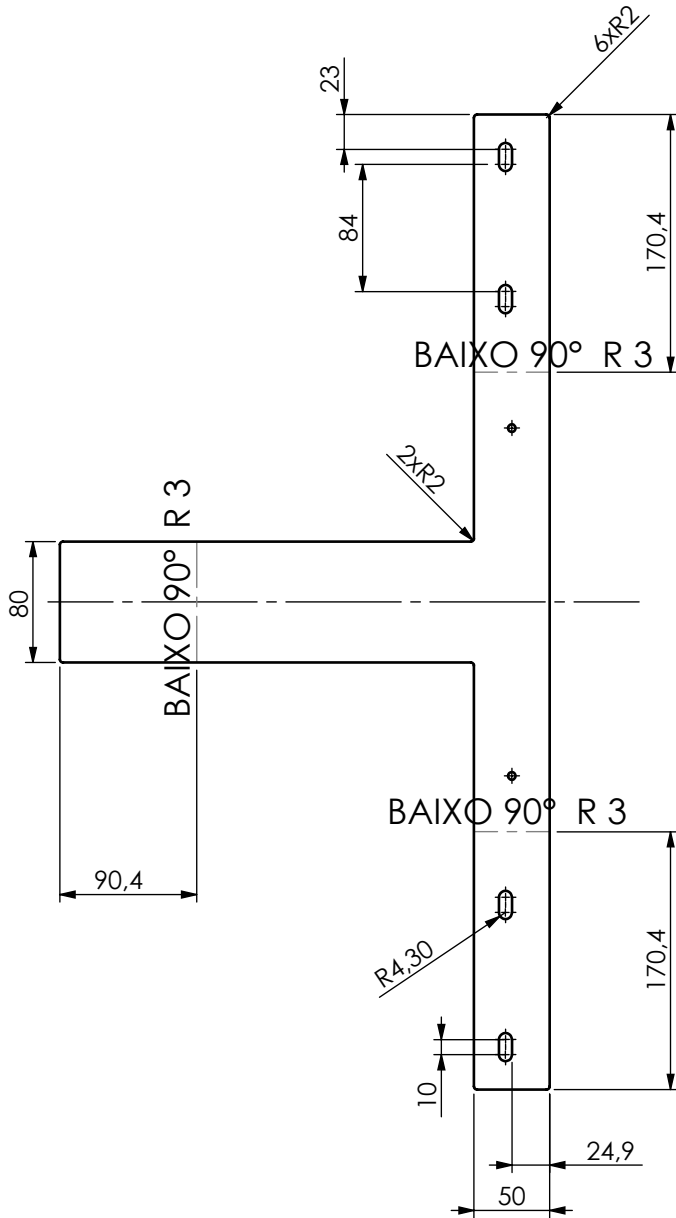
Anexo 3B) – Desenho da Peça 2



escala
1:2

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Resguardo dos pés Peça 2	Número José Cunha / 1140227
Revisão A	Data de edição 2019/05/17	Língua pt	Folha 1/1

Anexo 4) – Desenhos do suporte do depósito



ESCALA

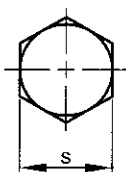
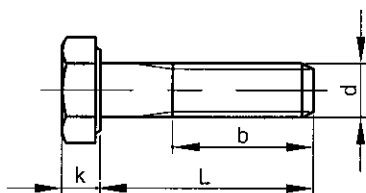
1:5

Pessoa responsável José Cunha	Departamento responsável www.dem.isep.ipp.pt	Tipo de documento Desenho de peça / conjunto	Estado do documento Publicado		
Proprietário legal DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA INSTITUTO SUPERIOR DE ENGENHARIA DO PORTO Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431 4200-072 Porto		Título Suporte do depósito	Número José Cunha / 1140227		
		Revisão A	Data de edição 2019/05/18	Lingua pt	Folha 1/1

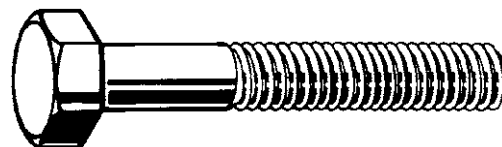
Anexo 5) – Fichas técnicas da parafusaria

Anexo 5A) – Parafuso M5 Inox

1 Parafuso cabeça sextavada



ISO 4014
 DIN 931
 NEN 1555
 ASME B18.2.3.1M
 NF E25-112



Dados técnicos

d	b (min.): L≤125mm	b (min.): 125mm<L≤200mm	b (min.): L>200mm	k	P	s
M4	14	-	-	2.8	0.7	7
M5	16	22	-	3.5	0.8	8
M6	18	24	-	4	1	10
M7	20	26	-	4.8	1	11
M8	22	28	-	5.3	1.25	13
M10 (DIN)	26	32	45	6.4	1.5	17
M10	26	-	-	6.4	1.5	16
M12 (DIN)	30	36	49	7.5	1.75	19
M12	30	36	-	7.5	1.75	18
M14 (DIN)	34	40	53	8.8	2	22
M14	34	40	-	8.8	2	21
M16	38	44	57	10	2	24
M18	42	48	61	11.5	2.5	27
M20	46	52	65	12.5	2.5	30
M22 (DIN)	50	56	69	14	2.5	32
M22	50	56	69	14	2.5	34
M24	54	60	73	15	3	36
M27	60	66	79	17	3	41
M30	66	72	85	18.7	3.5	46
M33	72	78	91	21	3.5	50
M36	78	84	97	22.5	4	55
M39	84	90	103	25	4	60
M42	90	96	109	26	4.5	65
M45	96	102	115	28	4.5	70
M48	102	108	121	30	5	75
M52	-	116	119	33	5	80
M56	-	124	137	35	5.5	85
M60	-	132	145	38	5.5	90
M64	-	140	153	40	6	95

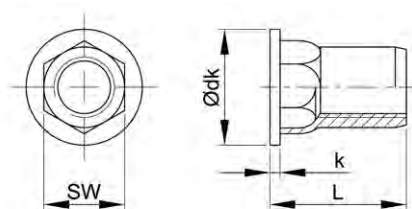
• Dimensão 'b' é um valor de referência, consiste no comprimento mínimo da parte rosçada.

Grupos de produtos

Rosca	Encaixe	Material	Classe	Tratamento sup.	Cor	Código	Página
M	Sextavado	Aço	8.8			01000	1-3
M	Sextavado	Aço	8.8	Zn		01200	1-5
M	Sextavado	Aço	8.8	Passiv. amar.		01220	1-6
M	Sextavado	Aço	8.8	FLZNNC-NC6		01226	1-7
M	Sextavado	Aço	8.8	Galv. Q.	ISO métrico	01400	1-8
M	Sextavado	Aço	8.8	Galv. Q.	oversized	01420	1-9
M	Sextavado	Aço	10.9			04100	1-10
M	Sextavado	Aço	10.9	FLZNNC-NC6		04105	1-11
M	Sextavado	Aço	12.9			04108	1-11
M	Sextavado	Aço	5.6		equipamentos sob pressão	08750	1-12
M	Sextavado	INOX A2	70			51000	1-12
M	Sextavado	INOX A4	70			55000	1-14
M	Sextavado	INOX A4	80			53510	1-16
M	Sextavado	Aço 25CrMo4+QT	KG			23010	1-17
M	Sextavado	Plástico PA	PA 6.6		Branco	56090	1-18

Anexo 5B) – Porca de rebitar M5 Inox

Porca de rebitar cilíndrica com sextavado aberta



Dados técnicos



Tipo	dk ø	Furo hexagonal	Gama de aperto	k	l [+0,5/-0]	ø d
4 OCH 30	9	6	0.5-3.0	1.1	11	M4
5 OCH 30	10	7	0.5-3.0	1.1	13	M5
6 OCH 30	12	9	0.5-3.0	1.6	16	M6
8 OCH 30	15	11	0.5-3.0	1.6	17.5	M8
10 OCH 30	16	12	0.5-3.0	2.1	19	M10

Grupos de produtos

Material	Tratamento sup.	Código	Página
Aço	Zn	69400	3-129
INOX A2		69407	3-129

69400 Porca de rebitar cilíndrica com sextavado aberta			F07A
Material	Aço		
Tratamento sup.	Zincado		
			

Tipo	☒	Ref. do artigo	Tipo	☒	Ref. do artigo	Tipo	☒	Ref. do artigo
4OCH30	250	69400.040.030	6OCH30	250	69400.060.030	10OCH30	250	69400.100.030
5OCH30	250	69400.050.030	8OCH30	250	69400.080.030			

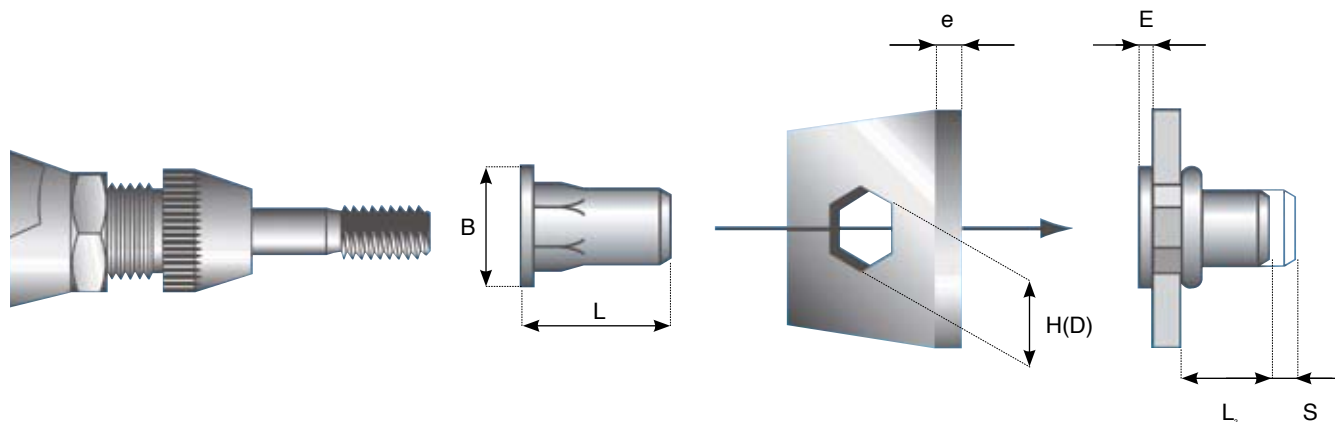
69407 Porca de rebitar cilíndrica com sextavado aberta			F07A
Material	Aço inoxidável A2		
			

Tipo	☒	Ref. do artigo	Tipo	☒	Ref. do artigo	Tipo	☒	Ref. do artigo
4OCH30	250	69407.040.030	6OCH30	250	69407.060.030	10OCH30	250	69407.100.030
5OCH30	250	69407.050.030	8OCH30	250	69407.080.030			

Anexo 5C) – Porca de rebitar Rivnut Rivkle

RIVNUT® RIVKLE®

The RIVKLE® product line features the standard European design for “true metric” hole sizes. As a global company, we are able to offer a wide variety of styles and thread sizes. We are also able to offer the RIVKLE® line in a number of materials including steel, aluminum and stainless steel.



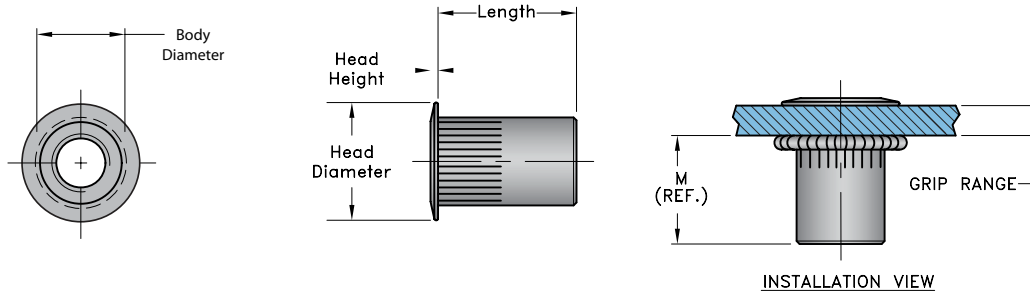
RIVKLE®

Type	Thread d	Material-Thickness e	Hole-Round (D) Hexagonal (H) Tol. +0,1	Ø Head B	Projection After Setting E max	Setting Stroke S	Total Length L	Blind side projection after setting L ₂	Product Code
	M4	0.5 – 3.0	6	9	1.0	S = 4.5-e	11.3	5.8	2330 704 0230
	M5	0.5 – 3.0	7	10	1.0	S = 4.7-e	13.0	7.3	2330 705 0230
	M6	0.5 – 3.0	9	13	1.5	S = 5.0-e	14.5	8.0	2330 706 0230
	M6	3.0 – 5.5	9	13	1.5	S = 7.5-e	17.2	8.2	2330 706 0255
	M8	0.5 – 3.0	11	16	1.5	S = 5.5-e	18.0	11.0	2330 708 0230
	M8	3.0 – 5.5	11	16	1.5	S = 8.1-e	20.7	11.1	2330 708 0255
	M10	0.7 – 3.5	13	19	2.0	S = 6.1-e	22.0	13.9	2330 710 0235
	M4	0.5 – 3.0	6	9	1.0	S = 4.5-e	11.3	5.8	2334 104 0230
	M5	0.5 – 3.0	7	10	1.0	S = 4.7-e	13.0	7.3	2334 105 0230
	M6	0.5 – 3.0	9	13	1.5	S = 5.0-e	14.5	8.0	2334 106 0230
	M8	0.5 – 3.0	11	16	1.5	S = 5.3-e	18.0	11.2	2334 108 0230
	M4	0.5 – 3.0	6	6.7	0.3	S = 4.9-e	11.0	5.8	3436 704 0230
	M5	0.5 – 3.0	7	8.0	0.3	S = 5.3-e	13.0	7.4	3436 705 0230
	M6	0.5 – 3.0	9	10.0	0.4	S = 5.1-e	14.0	8.5	3436 706 0230
	M8	0.5 – 3.0	11	12.0	0.4	S = 6.0-e	17.5	11.1	3436 708 0230
	M10	0.7 – 3.5	13	14.0	0.5	S = 6.5-e	21.0	14.0	3436 710 0235
	M4	0.5 – 3.0	6	7.5	0.3	S = 4.7-e	11.0	6.0	3434 104 0230
	M5	0.5 – 3.0	7	8.7	0.3	S = 5.2-e	13.0	7.5	3434 105 0230
	M6	0.5 – 3.0	9	10.9	0.4	S = 5.3-e	14.0	8.3	3434 106 0230
	M8	0.5 – 3.0	11	13.3	0.4	S = 5.8-e	17.5	11.3	3434 108 0230

Dimensions in mm

RIVNUT® TW Standard Head

The TW (thin wall) line is designed as a lower cost alternative for applications with reduced load requirements, and with a wider grip range. The Böllhoff TW line is compatible with both spin-spin and spin-pull tooling. Our offering includes the standard head, low profile head and half hex variety.



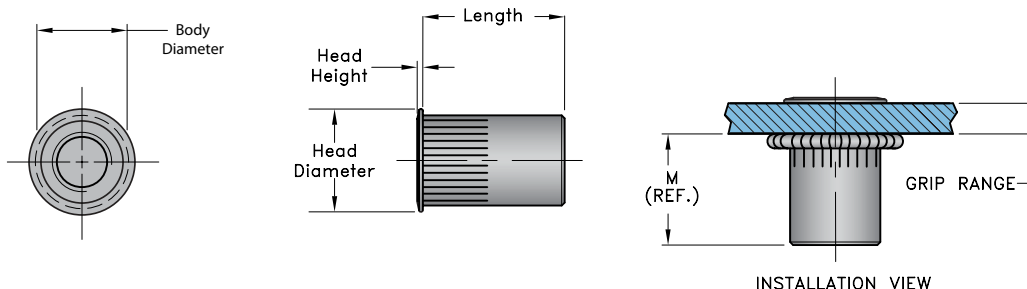
Class 2B or Metric Class 6H threads
Steel: C1010

Unified	Thread size	Grip Range	Hole Size min max	Body Diameter	Head Height	Head Diameter	Overall Length	Installed Length	Product Code
"L" Series	8-32 UNC	.020 - .080	.2656-.2716	0.265	0.030	0.390	0.420	0.305	BRLS-832-80
	8-32 UNC	.080 - .130	.2656-.2716	0.265	0.030	0.390	0.470	0.305	BRLS-832-130
	10-32 UNF	.020 - .130	.2969-.3029	0.296	0.030	0.415	0.475	0.315	BRLS-1032-130
	10-32 UNF	.130 - .225	.2969-.3029	0.296	0.030	0.415	0.585	0.315	BRLS-1032-225
	1/4-20 UNC	.027 - .165	.3906-.3966	0.390	0.030	0.500	0.580	0.380	BRLS-420-165
	1/4-20 UNC	.165 - .260	.3906-.3966	0.390	0.030	0.500	0.680	0.380	BRLS-420-260
	5/16-18 UNC	.027 - .150	.5312-.5372	0.530	0.035	0.685	0.690	0.470	BRLS-518-150
	5/16-18 UNC	.150 - .312	.5312-.5372	0.530	0.035	0.685	0.805	0.425	BRLS-518-312
	3/8-16 UNC	.027 - .150	.5312-.5372	0.530	0.035	0.685	0.690	0.470	BRLS-616-150
3/8-16 UNC	.150 - .312	.5312-.5372	0.530	0.035	0.685	0.805	0.425	BRLS-616-312	
Metric	M4X0.7 ISO	0.50 - 2.00	6.75-6.90	6.73	0.76	9.91	10.67	7.75	BRLS-470-2.0
	M4X0.7 ISO	2.00 - 3.30	6.75-6.90	6.73	0.76	9.91	11.94	7.75	BRLS-470-3.3
	M5X0.8 ISO	0.50 - 3.30	7.60-7.75	7.52	0.76	10.54	12.07	8.00	BRLS-580-3.3
	M5X0.8 ISO	3.30 - 5.70	7.60-7.75	7.52	0.76	10.54	14.86	8.00	BRLS-580-5.7
	M6X1.0 ISO	0.70 - 4.20	10.00-10.15	9.91	0.76	12.70	14.73	9.65	BRLS-610-4.2
	M6X1.0 ISO	4.20 - 6.60	10.00-10.15	9.91	0.76	12.70	17.27	9.65	BRLS-610-6.6
	M8X1.25 ISO	0.70 - 3.80	13.50-13.65	13.46	0.89	17.40	17.53	11.94	BRLS-8125-3.8
	M8X1.25 ISO	3.80 - 7.90	13.50-13.65	13.46	0.89	17.40	20.45	10.80	BRLS-8125-7.9
	M10X1.5 ISO	0.70 - 3.80	13.50-13.65	13.46	0.89	17.40	17.53	11.94	BRLS-1015-3.8
	M10X1.5 ISO	3.80 - 7.90	13.50-13.65	13.46	0.89	17.40	20.45	10.80	BRLS-1015-7.9

Note 1: The standard material for the TW product line is 1010 steel with a RoHS compliant Zinc / Clear plating.
Note 2: Other material, finishes or design variations are available upon request.

RIVNUT® TW Low Profile Head

The TW (thin wall) line is designed as a lower cost alternative for applications with reduced load requirements, and with a wider grip range. The Böllhoff TW line is compatible with both spin-spin and spin-pull tooling. Shown below is the low profile head for applications where a minimal head height is required, as this fastener provides a nearly flush mount.



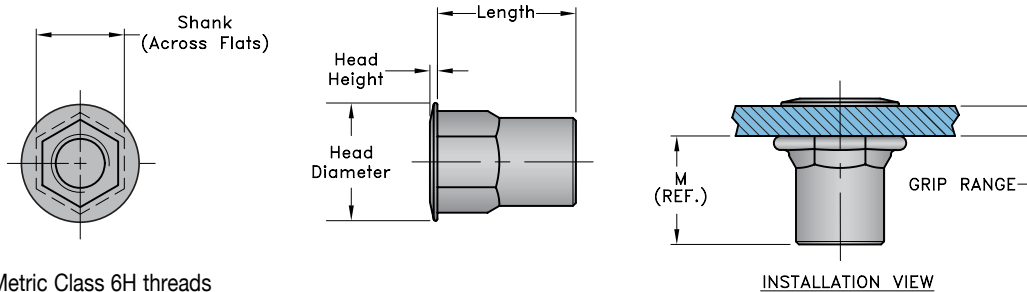
Class 2B or Metric Class 6H threads
Steel: C1010

Unified	Thread size	Grip Range	Hole Size min max	Body Diameter	Head Height	Head Diameter	Overall Length	Installed Length	Product Code
"K" Series	8-32 UNC	.020 - .080	.2656-.2716	0.265	0.019	0.310	0.420	0.305	BRKS-832-80
	8-32 UNC	.080 - .130	.2656-.2716	0.265	0.019	0.310	0.470	0.305	BRKS-832-130
	10-32 UNF	.020 - .130	.2969-.3029	0.296	0.019	0.340	0.475	0.315	BRKS-1032-130
	10-32 UNF	.130 - .225	.2969-.3029	0.296	0.019	0.340	0.585	0.315	BRKS-1032-225
	1/4-20 UNC	.027 - .165	.3906-.3966	0.390	0.022	0.455	0.580	0.380	BRKS-420-165
	1/4-20 UNC	.165 - .260	.3906-.3966	0.390	0.022	0.455	0.680	0.380	BRKS-420-260
	5/16-18 UNC	.027 - .150	.5312-.5372	0.530	0.022	0.595	0.690	0.470	BRKS-518-150
	5/16-18 UNC	.150 - .312	.5312-.5372	0.530	0.022	0.595	0.805	0.425	BRKS-518-312
	3/8-16 UNC	.027 - .150	.5312-.5372	0.530	0.022	0.595	0.690	0.470	BRKS-616-150
3/8-16 UNC	.150 - .312	.5312-.5372	0.530	0.022	0.595	0.805	0.425	BRKS-616-312	
Metric	M4X0.7 ISO	0.50 - 2.00	6.75-6.90	6.730	0.480	7.870	10.67	7.75	BRKS-470-2.0
	M4X0.7 ISO	2.00 - 3.30	6.75-6.90	6.730	0.480	7.870	11.94	7.75	BRKS-470-3.3
	M5X0.8 ISO	0.50 - 3.30	7.60-7.75	7.520	0.480	8.640	12.07	8.00	BRKS-580-3.3
	M5X0.8 ISO	3.30 - 5.70	7.60-7.75	7.520	0.480	8.640	14.86	8.00	BRKS-580-5.7
	M6X1.0 ISO	0.70 - 4.20	10.00-10.15	9.910	0.550	11.560	14.73	9.65	BRKS-610-4.2
	M6X1.0 ISO	4.20 - 6.60	10.00-10.15	9.910	0.550	11.560	17.27	9.65	BRKS-610-6.6
	M8X1.25 ISO	0.70 - 3.80	13.50-13.65	13.460	0.550	13.500	17.53	11.94	BRKS-8125-3.8
	M8X1.25 ISO	3.80 - 7.90	13.50-13.65	13.460	0.550	13.500	20.45	10.80	BRKS-8125-7.9
	M10X1.5 ISO	0.70 - 3.80	13.50-13.65	13.460	0.550	13.500	17.53	11.94	BRKS-1015-3.8
	M10X1.5 ISO	3.80 - 7.90	13.50-13.65	13.460	0.550	13.500	20.45	10.80	BRKS-1015-7.9

Note 1: The standard material for the TW product line is 1010 steel with a RoHS compliant Zinc / Clear plating.
Note 2: Other material, finishes or design variations are available upon request.

RIVNUT® TW Half Hex Body

The TW (thin wall) line is designed as a lower cost alternative for applications with reduced load requirements, and with a wider grip range. The Böllhoff TW line is compatible with both spin-spin and spin-pull tooling. Shown below is the half hex body for applications where higher spinout resistance is required.



Class 2B or Metric Class 6H threads
Steel: C1010

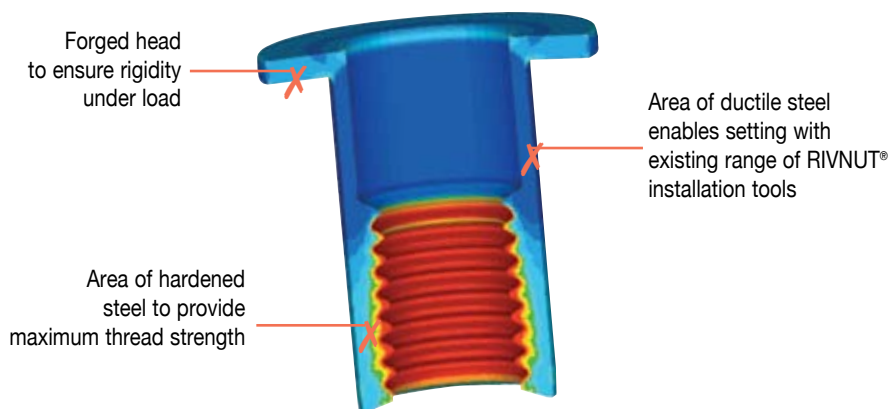
Unified	Thread size	Grip Range	Hole Size min max	Across Flats	Head Height	Head Diameter	Overall Length	Installed Length	Product Code
"H" Series	8-32 UNC	.020 - .080	.250-.254	0.249	0.027	0.375	0.385	0.295	BRHS-832-80
	8-32 UNC	.080 - .130	.250-.254	0.249	0.027	0.375	0.435	0.295	BRHS-832-130
	10-32 UNF	.020 - .130	.281-.285	0.280	0.027	0.39	0.435	0.275	BRHS-1032-130
	10-32 UNF	.130 - .225	.281-.285	0.280	0.027	0.39	0.535	0.275	BRHS-1032-225
	1/4-20 UNC	.027 - .165	.375-.379	0.374	0.03	0.51	0.585	0.4	BRHS-420-165
	1/4-20 UNC	.165 - .260	.375-.379	0.374	0.03	0.51	0.685	0.4	BRHS-420-260
	5/16-18 UNC	.027 - .150	.500-.504	0.499	0.035	0.655	0.685	0.53	BRHS-518-150
	5/16-18 UNC	.150 - .312	.500-.504	0.499	0.035	0.655	0.845	0.515	BRHS-518-312
	3/8-16 UNC	.027 - .150	.500-.504	0.499	0.035	0.655	0.685	0.53	BRHS-616-150
3/8-16 UNC	.150 - .312	.500-.504	0.499	0.035	0.655	0.845	0.515	BRHS-616-312	
Metric	M4X0.7 ISO	0.50 - 2.00	6.35-6.45	6.35	0.68	9.53	9.78	7.49	BRHS-470-2.0
	M4X0.7 ISO	2.00 - 3.30	6.35-6.45	6.35	0.68	9.53	11.05	7.49	BRHS-470-3.3
	M5X0.8 ISO	0.50 - 3.30	7.14-7.24	7.10	0.68	9.91	11.05	6.99	BRHS-580-3.3
	M5X0.8 ISO	3.30 - 5.70	7.14-7.24	7.10	0.68	9.91	13.59	6.99	BRHS-580-5.7
	M6X1.0 ISO	0.70 - 4.20	9.53-9.63	9.50	0.76	12.96	14.86	10.16	BRHS-610-4.2
	M6X1.0 ISO	4.20 - 6.60	9.53-9.63	9.50	0.76	12.96	17.4	10.16	BRHS-610-6.6
	M8X1.25 ISO	0.70 - 3.80	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	17.4	13.46	BRHS-8125-3.8
	M8X1.25 ISO	3.80 - 7.90	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	21.46	13.08	BRHS-8125-7.9
	M10X1.5 ISO	0.70 - 3.80	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	17.4	13.46	BRHS-1015-3.8
	M10X1.5 ISO	3.80 - 7.90	12.70-12.8	12.70	0.89	16.64	21.46	13.08	BRHS-1015-7.9

Note 1: The standard material for the TW product line is 1010 steel with a RoHS compliant Zinc / Clear plating.
Note 2: Other material, finishes or design variations are available upon request.

RIVNUT® HRT Steel

Advanced development of our existing RIVNUT® technology has resulted in a product with a high resistance thread (HRT) which uses advanced materials and processes to produce an enhanced, hardened, thread which significantly increases the mechanical performance of the blind rivet nut.

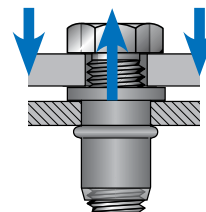
A lightweight, simple to install solution which allows use of fasteners up to and including property class 12.9 making it ideal for structural applications requiring higher joint tension and mechanical forces within the assembly.



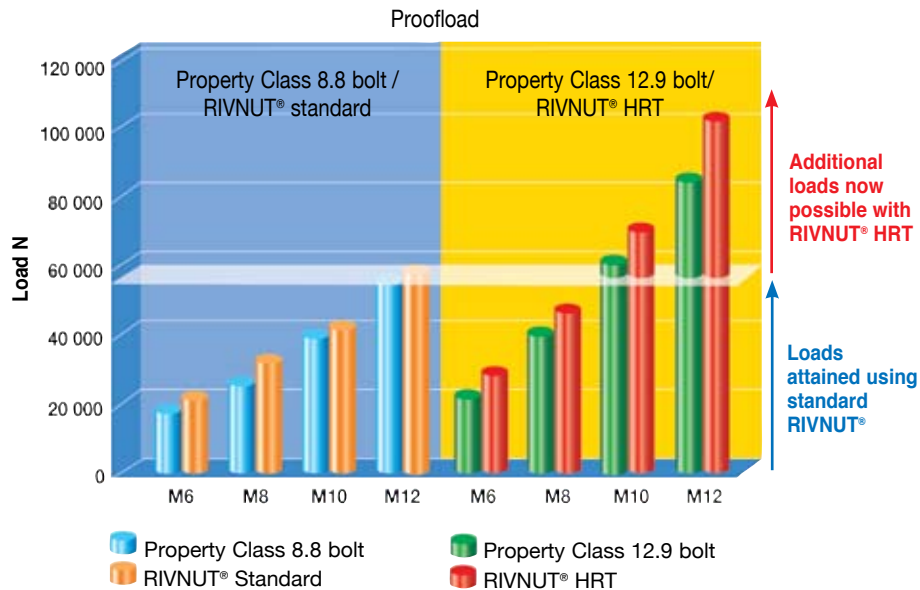
Steel: Property Class 12.9 Equivalent

The maximum acceptable tightening torque of a screw/nut assembly determines the preload developed in the joint. These values have been established in the standard ISO-898-1 / ISO-898-2(1) and require that in such a screwed joint it is desirable that when fatigue occurs the screw fails before the nut. As the preload in an assembly increases so the use of progressively higher strength fasteners is necessary. The table below shows the compatibility of steel RIVNUT® HRT with property class 12.9 bolts.

Thread diameter	Property class 8.8 bolt / Property class 8.8 bolt (N) ISO 898-1 / ISO 898-2		RIVNUT® HRT (N)
	Proofload of the screw (1)	Proofload of the nut	Proofload
M6	19,500	23,100	23,100
M8	35,500	42,500	42,500
M10	56,300	67,300	67,300
M12	81,800	100,300	100,300

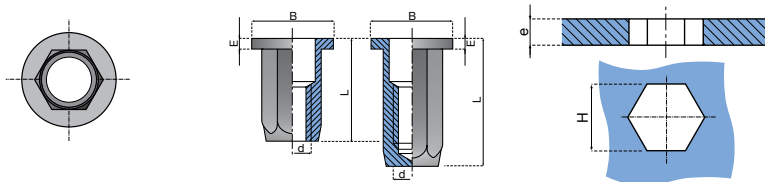


RIVNUT® HRT Steel



Technical features of RIVNUT® HRT Steel

- Material: Steel. A wide range of plating finishes are available including zinc or zinc nickel.
- Size range: M6 to M12.
- Body styles: RIVNUT® HRT is available only with a hexagonal body and flat head .
- Special shapes are available on request.
A/F and hole dimensions are shown in the table below and are interchangeable with standard RIVNUT® products.



Thread Diameter d	Grip Range e	Hex Hole A/F H	Head Diameter B	Head Thickness E	Overall Length L	Product Code
M6	1.0 – 3.0	9	14	1.5	18.6	2324 106 0030
M8	1.0 – 3.0	11	17	1.5	23.6	2324 108 0030
M10	1.0 – 3.5	13	20	2.0	27.0	2324 110 0035
M12	1.0 – 4.0	16	24	2.0	33.0	2324 110 0040

Unit: mm

Applications

- Use to replace traditional fastening methods for proof loads above 54 kN:
Examples: to replace welded fasteners used on excavators, public works equipment and structural joints using M10 and M12 in property class 12.9 bolt.
- Reducing dimensions and weight of fastenings:
Example: for a fastening carrying a preload of 35 kN, the traditional solution was to use an M12 bolt in property class 8.8 with a corresponding nut. Today you can replace this with an M8 bolt in property class 12.9. Assembled with an M8 RIVNUT® HRT blind rivet nut to carry the same load.

Anexo 6) – Cálculos do método de fixação da Peça 2

Cálculos da ligação da Peça 2

Peça 2

Para a esta peça será seguido o mesmo raciocínio de cálculo que na Peça 1.

Dimensionamento ao corte

$$\frac{V_{ED}}{N} \leq m * F_{V,Rd} \Leftrightarrow \frac{11,1}{2} \leq 1 * F_{V,Rd} \Leftrightarrow F_{V,Rd} \geq 5,55N \quad (6.1)$$

Sendo que:

V_{ED} é a esforço de corte atuante nos parafusos [N]

N é o número de parafusos

$F_{V,Rd}$ é o esforço resistente dos parafusos [N]

m é no número de planos de corte, para corte simples é considerado m=1

$$F_{V,Rd} \geq 5,55N \Leftrightarrow \frac{\alpha_v * f_{ub} * A_s}{\gamma_{M2}} \geq 55,5 \Leftrightarrow \frac{0,6 * 700 * A}{1,25} \geq 5,55 \quad (6.2)$$

$$\Leftrightarrow A \geq 0,0165 \text{ mm}^2$$

Em que:

f_{ub} é a tensão de cedência do parafuso, para uma classe 70 $f_{ub} = 700 \text{ N/mm}^2$

α_v é o coeficiente associado a classe do parafuso, uma vez que o plano de corte passa na zona não roscada $\alpha_v = 0,6$

A é a área da secção do parafuso [mm^2]

γ_{M2} é um coeficiente parcial de segurança

Para o valor de área mínima obtida na equação acima, foi selecionado um parafuso M5 de cabeça hexagonal com um valor de área mínima de $19,63 \text{ mm}^2$.

Verificação de esmagamento

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 * \alpha_b * f_u * d * t}{\gamma_{M2}} = \frac{2,5 * 1 * 210 * 5 * 2}{1,25} = 4200 \text{ N} \quad (6.3)$$

$$\frac{V_{ED}}{N} \leq F_{b,Rd} \Leftrightarrow 5,55 N \leq 4200 N \text{ OK!} \quad (6.4)$$

K_1 será o menor valor entre 2,5 ou $2,8 * \frac{e_2}{d_0} - 1,7 = 2,8 * \frac{20}{6} - 1,7 = 7,63$

α_b será o menor valor entre 1; $\frac{f_{ub}}{f_u} = \frac{700}{210} = 3,33$; $\frac{e_1}{3*d_0} = \frac{135}{3*6} = 7,5$ ou $\frac{P_1}{3*d_0} - 0,25 = \frac{350}{3*6} - 0,25 = 19,19$

Sendo que:

$F_{b,Rd}$ é o esforço resistente ao esmagamento [N]

K_1 é um coeficiente de segurança

α_b é um coeficiente de segurança

f_u é a tensão de cedência do material do suporte [MPa]

d é o diâmetro nominal do parafuso [mm]

t é a espessura da chapa do suporte [mm]

e_1 , e_2 e P_1 são distâncias entre a borda da chapa e o furo de acordo com código 9 1-1