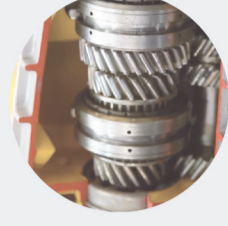
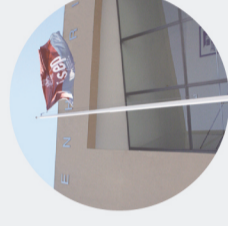




Melhoria de sistema de transmissão de um kartcross

JOAQUIM MIGUEL SAMPAIO MELO COELHO

outubro de 2020



Melhoria de sistema de transmissão de um kartcross

Melhoria de sistema de transmissão de um kartcross

JOAQUIM MIGUEL SAMPAIO MELO COELHO
Agosto de 2020



MELHORIA DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UM KARTCROSS

Joaquim Miguel Sampaio Melo Coelho
1141166

2019/2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

MELHORIA DE SISTEMA DE TRANSMISSÃO DE UM KARTCROSS

Joaquim Miguel Sampaio Melo Coelho
1141166

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 Fernando Ferreira

2019/2020

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

JÚRI

Presidente

Engenheiro Arnaldo Guedes Pinto

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Doutor Engenheiro Fernando José Ferreira

Professor Coordenador, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Arguente

Engenheiro José Luis Soares Esteves

Professor Adjunto, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao engenheiro Fernando Ferreira pela disponibilidade desde o início deste projeto, o incentivo, orientação e a partilha do seu que conhecimento que foram importantes ao longo do projeto.

Ao Engenheiro Francisco da Semog, pela visita à sua empresa e disponibilização do tema da tese.

Finalmente um agradecimento especial à minha família e à minha namorada pelo apoio incondicional durante estes longos meses de realização do projeto.

PALAVRAS CHAVE

Kartcross, Semog, Transmissão

RESUMO

O relatório foca-se no estudo de uma solução para o sistema motriz de um kartcross, nomeadamente o cepo, como alternativa ao usado pela empresa Semog.

Inicialmente procedeu-se à seleção da liga de alumínio ideal para o projeto e cálculo dos esforços atuantes no componente, tendo em conta a ficha técnica do motor utilizado.

A partir dos valores calculados, os desenhos de um protótipo da Semog e dos esforços atuantes, fez-se a seleção dos rolamentos, dimensionamento de componentes e verificação dos parafusos quanto ao corte e esmagamento.

De seguida fez-se a modelação em três dimensões de todas as peças do componente, com base no protótipo e nos cálculos efetuados anteriormente, apresentando duas opções.

Com a modelação, foi possível realizar os desenhos de fabrico em duas dimensões do componente. A modelação e os desenhos de fabrico foram feitos com o auxílio do software Solidworks.

De seguida houve a necessidade de avaliar numericamente o nível de tensões e deformações presentes no componente, foram realizadas simulações numéricas pelo método de elementos finitos de forma a determinar os esforços atuantes e verificar as tensões resultantes.

As simulações foram divididas em lineares elásticas e não lineares geométricas, estes últimos repartidos em aceleração e travagem. Com as simulações foi possível verificar quais as zonas que sofrem maior tensão.

KEYWORDS

Kartcross, Semog, Drive train

ABSTRACT

The report focuses on the study of a solution for the kartcross drive train system as an alternative to the one used by the company Semog.

Initially, the selection of the ideal aluminum alloy was made for the design and calculation of the efforts acting on the component, considering the technical data sheet of the engine used.

From the calculated values, the drawings of a Semog prototype and the active efforts, the selection of the bearings was made, dimensioning of components and verification of the screws for cutting and crushing.

Then, the three-dimensional modeling of all component parts was made, based on the prototype and the calculations performed previously, presenting two options.

With the modeling it was possible to make the manufacturing drawings in two dimensions, of the component. Modeling and manufacturing drawings were made with the aid of Solidworks software.

Then there was the need to numerically evaluate the level of stresses and strains present in the component, numerical simulations were made with FEA to determine the forces applied and verify the resulting stresses.

The tests were divided into linear elastic and non-linear elastic and the latter were divided into acceleration and braking. With the tests it was possible to verify which areas suffer most tension.

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

Lista de Abreviaturas

FPAK	Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting
MEF	Método de Elementos Finitos
EC	Euro Código

Lista de Unidades

cc	Centímetros cúbicos
MPa	Mega pascal
rpm	Rotações por minuto
Nm	Newton metro
mm	Milímetros
N	Newton
m	Metro
g	Gramas

Lista de Símbolos

N	Peso no eixo traseiro em travagem
F_{roda}	Força aplicada na roda em travagem
μ	Coeficiente de atrito
$M_{semi-eixo}$	Binário em travagem no semieixo
r_{roda}	Raio da roda
$F_{pinça}$	Força na pinça em travagem
r_{disco}	Raio do disco de travão
τ	Tensão máxima de corte
T	Momento tursor Aplicado
ρ	Distância radial
J	Momento Polar de inércia
r_{ext}	Raio exterior
r_{int}	Raio interior
σ_{ced}	Tensão de cedência
$F_{v,Ed}$	Força de corte efetiva

$F_{v,Rd}$	Força de corte admissível
$F_{b,Rd}$	Força de esmagamento admissível
f_{ub}	Tensão de rotura à tração dos parafusos
A	Área da secção do parafuso
γ_{M2}	Coefficiente parcial de segurança para resistência dos parafusos
f_u	Tensão de cedência do material do componente
d	Diâmetro do furo
t	Espessura da peça
e_1	Distância entre o centro do furo e a extremidade
p_1	Distância entre furos
F_t^{cr}	Força de corte total nos parafusos da cremalheira
F_i^{cr}	Força de corte por parafuso da cremalheira
r_{cr}	Raio exterior da cremalheira
F_t^{fs}	Força de corte total nos parafusos da flange/suporte flanges
F_i^{fs}	Força de corte por parafuso da flange/suporte flanges
r_{fs}	Raio exterior da flange/suporte flanges
e_2	Distância entre o centro do furo e o bordo lateral
R_A	Reação no rolamento do lado da cremalheira
R_B	Reação no rolamento do lado do travão
M_A	Momento no rolamento do lado da cremalheira
M_B	Momento no rolamento do lado do travão

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 1 - KARTCROSS DA SEMOG (PTRX, 2019)	28
FIGURA 2 - EXEMPLO DE PISTA DE KARTCROSS/RALLYCROSS. CIRCUITO DE MONTALEGRE (PSRXVW, 2019)	29
FIGURA 3 - DIFERENCIAL	33
FIGURA 4 - TENSOR DE CORRENTE	34
FIGURA 5 - AFINADOR DE DISTÂNCIA ENTRE EIXOS	34
FIGURA 6 - AFINADOR DE DISTÂNCIA ENTRE EIXOS, SEMOG	35
FIGURA 7 - GEOMETRIAS DOS ELEMENTOS	38
FIGURA 8 - PROTÓTIPO INICIAL SEM FLANGES.	43
FIGURA 9 - PROTÓTIPO INICIAL SEM FLANGES	43
FIGURA 10 - ESQUEMA DE REAÇÕES NOS ROLAMENTOS. ACELERAÇÃO	47
FIGURA 11 - ESQUEMA DE REAÇÕES NOS ROLAMENTOS. TRAVAGEM	48
FIGURA 12 - CATÁLOGO ROLAMENTOS SKF	49
FIGURA 13 - MODELAÇÃO DO SUPORTE DAS FLANGES. VISTA EM PERSPETIVA COM CORTE AO LONGO DO COMPONENTE.	51
FIGURA 14 - FLANGE DA CREMALHEIRA	53
FIGURA 15 – FLANGE DO TRAVÃO	55
FIGURA 16 - FLANGE TRAVÃO	56
FIGURA 17 - SUPORTE DA PINÇA DO TRAVÃO	58
FIGURA 18 - VISTA EM PERSPETIVA DA FLANGE DA CREMALHEIRA	59
FIGURA 19 - VISTA EM PERSPETIVA DA PARTE TRASEIRA DA FLANGE DA CREMALHEIRA	59
FIGURA 20 - VISTA EM PERSPETIVA DA FLANGE DO TRAVÃO	60
FIGURA 21 - VISTA EM PERSPETIVA DA PARTE TRASEIRA DA FLANGE DO TRAVÃO	60
FIGURA 22 - VISTA EM PERSPETIVA ISOMÉTRICA DO SUPORTE DAS FLANGES	60
FIGURA 23 - MONTAGEM DAS FLANGES NO SUPORTE DAS FLANGES	61
FIGURA 24 - MONTAGEM DAS FLANGES NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA COM CORTE PELO PLANO DO CENTRO	61
FIGURA 25 - CARÇAÇA DO CEPO, PARTE CENTRAL. OPÇÃO 1	62
FIGURA 26 - APOIO LADO TRAVÃO. OPÇÃO 1	63
FIGURA 27 - APOIO LADO CREMALHEIRA. OPÇÃO 1	63
FIGURA 28 - MONTAGEM CARÇAÇA. OPÇÃO 1	63
FIGURA 29 - CARÇAÇA DO CEPO, PARTE CENTRAL. OPÇÃO 2	64
FIGURA 30 - APOIO LADO TRAVÃO. OPÇÃO 2	65
FIGURA 31 - APOIO LADO DA CREMALHEIRA. OPÇÃO 2	65
FIGURA 32 - MONTAGEM CARÇAÇA. OPÇÃO 2	65
FIGURA 33 - MONTAGEM FINAL CEPO. OPÇÃO 1	66
FIGURA 34 - MONTAGEM DO CEPO. OPÇÃO 2	66
FIGURA 35 - MONTAGEM FINAL CEPO, VISTA EXPLODIDA. OPÇÃO 1	66
FIGURA 36 - MONTAGEM FINAL CEPO, VISTA EXPLODIDA. OPÇÃO 2	66

FIGURA 37 - LIGAÇÕES EXTERNAS DO CEPO	67
FIGURA 38 - APLICAÇÃO DE ESFORÇOS NA CARCAÇA DO CEPO	68
FIGURA 39 - TENSÃO RESULTANTE NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 1. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	68
FIGURA 40 - DESLOCAMENTOS NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 1. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	69
FIGURA 41 - DEFORMAÇÕES NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 1. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	70
FIGURA 42 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 1	70
FIGURA 43 - TENSÃO RESULTANTE NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	71
FIGURA 44 - DESLOCAMENTOS NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	72
FIGURA 45 - DEFORMAÇÕES NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	72
FIGURA 46 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA NA CARCAÇA DO CEPO. OPÇÃO 2	73
FIGURA 47 - LIGAÇÕES ENTRE FLANGES E SUPORTE DE FLANGES	74
FIGURA 48 - APLICAÇÃO DA SOLICITAÇÃO DO MOTOR NA FLANGE DO LADO DA CREMALHEIRA	75
FIGURA 49 - APLICAÇÃO DAS REAÇÕES DOS ROLAMENTOS NO SUPORTE DAS FLANGES	75
FIGURA 50 - LIGAÇÕES AO EXTERIOR. SIMULAÇÃO 1	76
FIGURA 51 - TENSÃO RESULTANTE NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 1. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	77
FIGURA 52 - DESLOCAMENTOS NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 1. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	77
FIGURA 53 - DEFORMAÇÕES NAS FLANGES E SUPORTE DAS FLANGES. SIMULAÇÃO 1	78
FIGURA 54 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA NAS FLANGES E SUPORTE DAS FLANGES. SIMULAÇÃO 1	78
FIGURA 55 - LIGAÇÕES AO EXTERIOR. SIMULAÇÃO 2	79
FIGURA 56 - TENSÃO RESULTANTE NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	80
FIGURA 57 - TENSÃO RESULTANTE NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	80
FIGURA 58 - DESLOCAMENTOS NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	81
FIGURA 59 - DESLOCAMENTOS NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	81
FIGURA 60 - DEFORMAÇÕES NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	82
FIGURA 61 - DEFORMAÇÕES NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	82
FIGURA 62 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 2.	83
FIGURA 63 - TENSÃO RESULTANTE NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	84
FIGURA 64 - TENSÃO RESULTANTE NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	85
FIGURA 65 - DESLOCAMENTOS NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	85
FIGURA 66 - DESLOCAMENTOS NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	86

FIGURA 67 - DEFORMAÇÕES NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	86
FIGURA 68 - DEFORMAÇÕES NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 100	87
FIGURA 69 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA NAS FLANGES E SUPORTE DE FLANGES. SIMULAÇÃO 3	87
FIGURA 70 - ROLAMENTO SIMPLIFICADO	88
FIGURA 71 - APOIO EXTERIOR	89
FIGURA 72 - CARCAÇA DO CEPO SIMPLIFICADA	89
FIGURA 73 - LIGAÇÕES AO EXTERIOR NOS APOIOS	90
FIGURA 74 - LIGAÇÕES APARAFUSADAS NO CEPO	90
FIGURA 75 – CREMALHEIRA SIMPLIFICADA	91
FIGURA 76 - APLICAÇÃO DE ESFORÇOS. SIMULAÇÃO DE ACELERAÇÃO	92
FIGURA 77 – LIGAÇÕES AO EXTERIOR. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO. RODA DIREITA BLOQUEADA.	92
FIGURA 78 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 25	93
FIGURA 79 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 25	93
FIGURA 80 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 25 ESCALA DE CORES A PARTIR DE 150 MPA	93
FIGURA 81 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO.	94
FIGURA 82 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO.	94
FIGURA 83 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO.	95
FIGURA 84 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO	95
FIGURA 85 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DA CREMALHEIRA. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO	96
FIGURA 86 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DO TRAVÃO. SIMULAÇÃO 1, ACELERAÇÃO	96
FIGURA 87 - LIGAÇÕES AO EXTERIOR. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO. RODA ESQUERDA BLOQUEADA	97
FIGURA 88 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 25	98
FIGURA 89 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 25	98
FIGURA 90 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO 25 ESCALA DE CORES A PARTIR DE 150 MPA	98
FIGURA 91 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO.	99
FIGURA 92 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO.	99

FIGURA 93 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO.	100
FIGURA 94 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO.	100
FIGURA 95 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DA CREMALHEIRA. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO	101
FIGURA 96 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DO TRAVÃO. SIMULAÇÃO 2, ACELERAÇÃO	101
FIGURA 97 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	25 102
FIGURA 98 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	25 102
FIGURA 99 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO. ESCALA DE DEFORMAÇÃO ESCALA DE CORES A PARTIR DE 150 MPA	25 102
FIGURA 100 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO.	103
FIGURA 101 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO.	103
FIGURA 102 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO.	104
FIGURA 103 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO.	104
FIGURA 104 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DA CREMALHEIRA. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO	105
FIGURA 105 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DO TRAVÃO. SIMULAÇÃO 3, ACELERAÇÃO	105
FIGURA 106 - DISCO DE TRAVÃO SIMPLIFICADO	106
FIGURA 107 - PINÇA DE TRAVÃO SIMPLIFICADA	107
FIGURA 108 - APLICAÇÃO DE ESFORÇOS LADO DA CREMALHEIRA. SIMULAÇÃO DE TRAVAGEM	107
FIGURA 109 - APLICAÇÃO DE ESFORÇOS LADO DO TRAVÃO. SIMULAÇÃO DE TRAVAGEM	107
FIGURA 110 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	15 108
FIGURA 111 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	15 108
FIGURA 112 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM. ESCALA DE DEFORMAÇÃO ESCALA DE CORES A PARTIR DE 150 MPA	15 108
FIGURA 113 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM.	109
FIGURA 114 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM.	109
FIGURA 115 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM.	110

FIGURA 116 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM.	110
FIGURA 117 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DO TRAVÃO. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM	111
FIGURA 118 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DA CREMALHEIRA. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM	111
FIGURA 119 - TENSÃO RESULTANTE NA CARÇA DO CEPO. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM.	112
FIGURA 120 - TENSÃO RESULTANTE NA CARÇA DO CEPO. SIMULAÇÃO 1, TRAVAGEM.	112
FIGURA 121 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	113
FIGURA 122 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	113
FIGURA 123 - TENSÃO RESULTANTE NO CEPO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM. ESCALA DE DEFORMAÇÃO	113
ESCALA DE CORES A PARTIR DE 150 MPA	113
FIGURA 124 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM.	114
FIGURA 125 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DE TRAVÃO, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM.	114
FIGURA 126 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA FRONTAL. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM.	115
FIGURA 127 - TENSÃO RESULTANTE NA FLANGE DA CREMALHEIRA, VISTA POSTERIOR. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM.	115
FIGURA 128 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DO TRAVÃO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM	116
FIGURA 129 - TENSÃO RESULTANTE NO SUPORTE DAS FLANGES, VISTA LADO DA CREMALHEIRA. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM	116
FIGURA 130 - TENSÃO RESULTANTE NA CARÇA DO CEPO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM.	117
FIGURA 131 - TENSÃO RESULTANTE NA CARÇA DO CEPO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM.	117
FIGURA 132 - DISCO DE TRAVÃO. SIMULAÇÃO 2, TRAVAGEM	118

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 1 - IMPORTÂNCIA DAS PROPRIEDADES DO MATERIAL	44
TABELA 2 - MATRIZ DE SELEÇÃO	45
TABELA 3 - ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS DO MOTOR E TRANSMISSÃO	46

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	27
1.1	Kartcross	27
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	33
2.1	Sistemas de transmissão em Kartcross	33
2.2	Método dos elementos finitos	35
2.2.1	Definição.....	35
2.2.2	Contextualização histórica	35
2.2.3	Modelos computacionais	36
2.2.4	Soluções apresentadas.....	36
2.2.5	Método dos deslocamentos.....	37
2.2.6	Aplicação no caso em estudo	39
3	AVALIAÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DE TRANSMISSÃO.....	43
3.1	Seleção do Material a utilizar	44
3.2	Cálculo dos esforços atuante	46
3.2.1	Aceleração.....	46
3.2.2	Travagem.....	47
3.3	Seleção de rolamentos	49
3.4	Cálculo da espessura do suporte das flanges	49
3.5	Verificação dos parafusos ao corte e esmagamento	52
3.5.1	Parafusos cremalheira/flange	53
3.5.2	Parafusos flange/suporte de flanges.....	55
3.5.3	Parafusos semieixos/flanges	56
3.5.4	Parafusos da pinça do travão	58
3.6	Modelação do Cepo	59
3.6.1	Flange cremalheira	59
3.6.2	Flange travão.....	59
3.6.3	Suporte flanges.....	60
3.6.4	Montagem das flanges no suporte das flanges.....	61
3.6.5	Carcaça do cepo	61
3.6.5.1	Carcaça do cepo – Opção 1.....	62
3.6.5.2	Carcaça do cepo – Opção 2.....	64

3.6.6	Montagem final	66
3.7	Análise linear elástica do cepo. Aceleração	67
3.7.1	Carcaça do cepo – Opção 1	67
3.7.2	Carcaça do cepo – Opção 2	71
3.7.3	Montagem flanges e suporte de flanges	74
3.7.3.1	Simulação 1. Roda direita bloqueada	76
3.7.3.2	Simulação 2. Roda esquerda bloqueada	79
3.7.3.3	Simulação 3. Ambas as rodas bloqueadas	84
3.8	Análise não linear geométrica do cepo	88
3.8.1	Preparação das simulações	88
3.8.2	Aceleração	91
3.8.2.1	Simulação 1. Roda direita bloqueada	92
3.8.2.2	Simulação 2. Roda esquerda bloqueada	97
3.8.2.3	Simulação 3. Ambas as rodas bloqueadas	102
3.8.3	Travagem	106
3.8.3.1	Simulação 1. Disco de travão indeformável	108
3.8.3.2	Simulação 2. Disco de travão elástico	113
4	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	121
4.1	Conclusões	121
4.2	Proposta de trabalhos futuros	122
5	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	125
6	ANEXOS	129
6.1	Protótipo inicial Semog	129
6.2	Desenhos de fabrico	137

INTRODUÇÃO

1.1 Kartcross

1 INTRODUÇÃO

O *kartcross* é um veículo utilizado em muitos países europeus com tradição nos campeonatos de *autocross* e *rallicross*, sendo que a competição com este tipo de veículos já se encontra enraizada.

Esta disciplina é relativamente barata, quer no investimento inicial quer na manutenção ao longo do ano, o que facilita a entrada no desporto motorizado. O *kartcross* é a porta de entrada para os campeonatos de *rallicross* para jovens pilotos.

A empresa Semog fabrica e comercializa este tipo de veículos tendo uma posição relevante no mercado nacional e internacional, mantendo parcerias por todo o mundo, como por exemplo o neozelandês Hayden Paddon piloto do mundial de rallies.

A Semog propôs o projeto e dimensionamento de um cepo para o seu *kartcross*, em que o objetivo é diminuir a massa total do componente e reduzir também a complexidade das peças de forma a baixar o tempo de maquinagem e consequentemente os custos.

O trabalho centra-se no projeto, conceção e validação de um cepo.

O Cepo é um componente importante do sistema motriz que está sujeito a várias solicitações. O componente tem de suportar as solicitações resultantes da aceleração e travagem do veículo.

Numa primeira fase será feita a conceção e modelação do novo componente, tendo em conta as solicitações a que estará sujeito e numa segunda fase será feita a validação através de *software* de elementos finitos, nomeadamente *Solidworks*.

1.1 *Kartcross*

O *kartcross* foi criado na década de 1980 por Erland Andersson e começou a ser utilizado em competições na Suécia e Noruega. A disciplina foi reconhecida pela Federação Automóvel da Suécia em 1986.

O objetivo de Erland Andersson era criar um carro de corrida seguro, com custo de aquisição e manutenção baixo e agradável de conduzir. Atualmente a disciplina do *kartcross* serve de porta de entrada para os jovens que querem iniciar carreira nos rallies ou *rallicross*, assim como o *karting* é a porta de entrada para a velocidade. Os *kartcross* podem ser utilizados em superfícies como asfalto, terra, neve, gelo ou lama.



Figura 1 - Kartcross da Semog (PTRX, 2019)

Os *kartcross* continuam nos dias de hoje a ser produzidos tendo em conta o baixo custo, de aquisição e manutenção, a segurança do piloto e a condução. O veículo é constituído pelo quadro em tubo de aço, motor e caixa de velocidades proveniente de um motociclo de série, preferencialmente com 600 cc de cilindrada, e tração traseira sem diferencial. A conjugação destas características resulta num veículo leve, com boa aceleração (RxFinland, 2019) (SMSC, 2019)

Em Portugal estes veículos são utilizados maioritariamente no campeonato de *kartcross* promovido pela Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting (FPAK). Este campeonato é disputado em diversas pistas em que a superfície é mista, parte asfalto e parte em terra. Cada etapa deste campeonato é disputada num fim de semana e é constituída por uma sessão de treinos livres, uma sessão de treinos cronometrados, um *warm up*, três corridas de qualificação e as finais, dependendo do número de participantes poderá haver Final A, B e C. Em todas as corridas de qualificação e finais os pilotos têm de fazer uma volta pela *joker lap*. A *joker lap* é um percurso alternativo mais lento que a volta normal que pode ser feito em qualquer volta da corrida exceto na primeira. Nas corridas de qualificação os pilotos têm de completar seis voltas e nas finais oito. (FPAK, 2019) (FPAK, 2019)

Na Figura 2 está presente um exemplo de um circuito de *rallicross* onde é disputado o campeonato de *kartcross*. Os *kartcross* também são utilizados em rampas e *rally-sprints*, que se disputem em recinto fechado. Estes veículos não podem circular na via pública porque não possuem matrícula, logo não podem participar em rallies

ROUND 02	WORLD RX OF PORTUGAL	RESULTS:	2017	KEY
DATE:	27 - 29 APR 2018	WINNER:	Mattias Ekström	
CIRCUIT NAME:	MONTALEGRE CIRCUIT	TOTAL TIME:	3:59.345	
ASPHALT / DIRT:	60% / 40%	FASTEST LAP:	0:37.802	
CIRCUIT LENGTH:	1010m		Johan Kristoffersen	

Braking	High Speed	Lap Time
Start	Finish	Joker Lap
Circuit	Route	Dirt Track
Medical Vehicles	Recovery Vehicles	Marshals

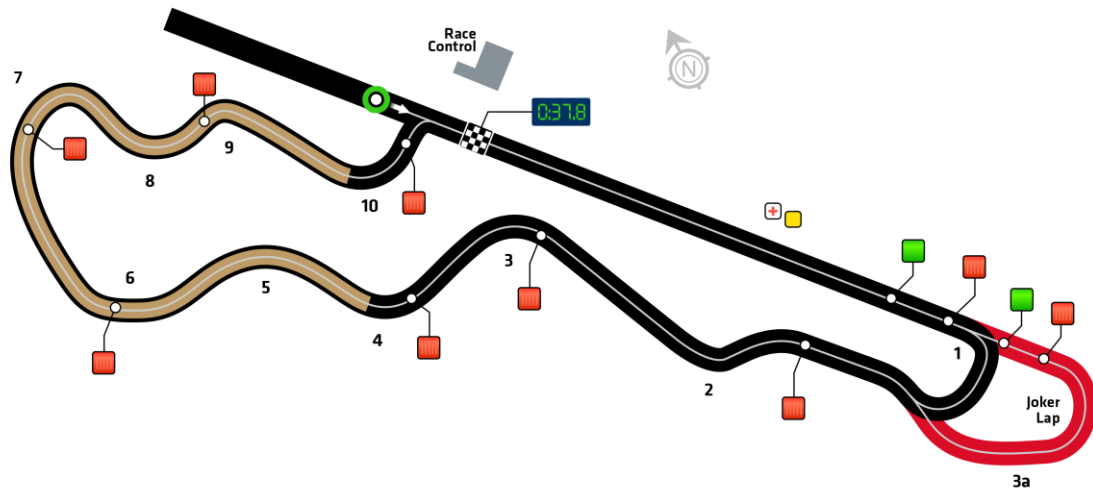


Figura 2 - Exemplo de pista de kartcross/rallycross. Circuito de Montalegre (PSRXVW, 2019)

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

- 2.1 Sistemas de transmissão em Kartcross
- 2.2 Método dos elementos finitos

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 *Sistemas de transmissão em Kartcross*

Os veículos automóveis em geral são munidos com um diferencial no eixo de tração. O diferencial permite que a roda esquerda e roda direita tenham rotações diferentes quando descrevem uma curva mesmo em tração. Se este diferencial for livre ou aberto significa que a diferença de rotação é livre, ocasionando a perda total de tração se uma das rodas perder o contacto com o solo.

Os diferenciais podem estar munidos de sistemas autoblocantes por forma a garantir alguma transmissão de potência ao solo mesmo com perda de adesão de uma das rodas. Os diferenciais são normalmente órgãos pesados e dispendiosos, como na Figura 3.



Figura 3 - Diferencial

Os kartcross em geral não usam diferencial assim a roda esquerda e roda direita terão sempre a mesma rotação estando ligadas por um eixo rígido ou munidos de cardans. Como em geral os kartcross usam motores provenientes de motociclos o sistema de transmissão ao eixo traseiro tem um último andar por corrente. As transmissões por corrente necessitam de um sistema de afinação da sua folga. Podem ser aplicados tensores na corrente, como na Figura 4, ou pode fazer-se variar a distância entre eixos (pinhão/cremalheira), como na Figura 5 e Figura 6.

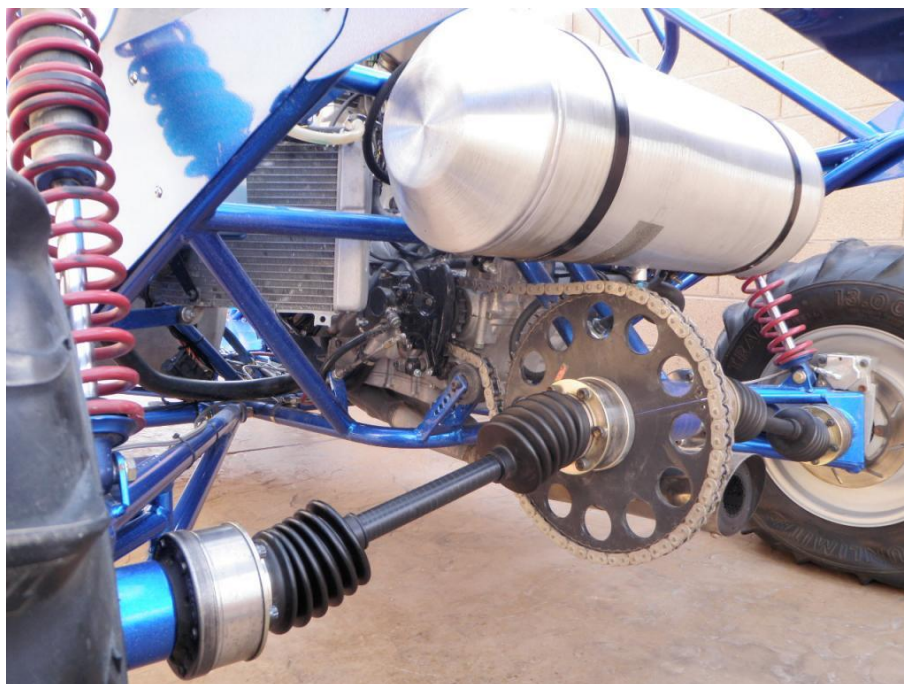


Figura 4 - Tensor de corrente



Figura 5 - Afinador de distância entre eixos



Figura 6 - Afinador de distância entre eixos, Semog

2.2 Método dos elementos finitos

2.2.1 Definição

O método de elementos finitos (MEF) consiste numa série de operações que permitem determinar as soluções aproximadas de um conjunto de equações diferenciais. No projeto e dimensionamento de componentes mecânicos, este método tem como objetivo a determinação do estado de tensão e de deformação de corpos com geometrias variáveis quando sujeitos a vários tipos de esforços interiores ou exteriores. A análise do comportamento de um componente, seja por análise da evolução dos seus esforços ou os seus deslocamentos, é um elemento chave para a avaliação de um componente mecânico, pois permite aferir se consegue suportar os esforços a que será sujeito, o que poderá vir a possibilitar a otimização da mesma, através duma redução da quantidade de material necessário em determinadas seções, o que se traduz numa redução de custos.

2.2.2 Contextualização histórica

É difícil apontar uma data precisa para o início do estudo e da aplicação deste método, em parte, porque existiram várias pessoas envolvidas ao longo dos anos que modificaram gradualmente o próprio conceito do método, mas também porque atualmente existem várias soluções para a resolução destes problemas, que podem não ter sido criadas inicialmente para serem aplicadas neste contexto. Alguns dos primeiros nomes associados envolvem Rayleigh (1870), Ritz (1909), e Galerkin (1915) (Campilho, 2012) que recorreram ao uso de funções de interpolação para obter as soluções das equações diferenciais envolvidas. Conforme já referido, esta solução inicial apresentava algumas limitações relativas ao campo de aplicações, pelo que sendo lentamente substituída por outros métodos mais abrangentes. Com a introdução de funções

descontínuas em subdomínios triangulares e os métodos matriciais de análise de esforços na década 40, foram criadas as bases sólidas para o tipo de MEF utilizado (Campilho, 2012).

À medida que o campo de aplicações do MEF se foi alargando (flexão de placas, reservatórios de pressão, problemas de escoamento e de transferência de calor), também foi aumentando a quantidade e o grau de complexidade das estruturas envolvidas, e conseqüentemente, as equações e matrizes envolvidas. O cálculo manual tornou-se cada vez mais obsoleto com o aparecimento de computadores capazes de realizar análises às estruturas com muitos mais graus de liberdade em relação ao cálculo manual, num menor espaço de tempo. Com o aumento do poder computacional, foram surgindo empresas criadas especificamente para a criação de softwares com uma interface cada vez mais prática para o utilizador. O aparecimento de programas como o ANSYS, Algor, ABAQUS, entre outros, permitiu aumentar o público-alvo destes programas, pois as habilitações do utilizador deixaram de envolver programação, focando-se essencialmente na resolução de problemas.

2.2.3 Modelos computacionais

Atualmente, a associação do MEF a softwares de CAD tornou-se uma solução eficaz para a resolução de problemas, visto que permite um estudo rápido e fiel à geometria da estrutura apresentada no software de CAD. Deste modo, os cálculos extensivos são trocados pela definição de alguns parâmetros, como a malha, as condições fronteira e contactos entre componentes. Em notação de elementos finitos, uma malha é uma figura geométrica, normalmente triangular, que divide gradualmente o componente ou elementos do componente em subsecções cada vez menores à medida que o número de malhas aumenta, o que permite obter maior rigor nos resultados obtidos. De uma certa forma, é uma simulação do componente original que se pode estudar com maior facilidade. No entanto, esta aproximação, em certos casos, pode traduzir-se em erros nos resultados analíticos, que podem ser preponderantes em situações em que as peças a analisar acarretam um grande rigor geométrico (Cottrel, 2009). As condições fronteiras envolvem todos os esforços aplicados externamente à estrutura como cargas distribuídas, forças localizadas, momentos torsores, entre outros, assim como todas as reações presentes nos apoios da estrutura. Para além deste parâmetro, as condições fronteiras estão também associadas ao tipo de ligação entre os diferentes elementos da estrutura (ligações aparafusadas, soldadas...).

2.2.4 Soluções apresentadas

O MEF tem por objetivo determinar as tensões e deformações na estrutura de geometria irregular sujeita a um conjunto de forças exteriores. A formulação do MEF pode ser baseada em diferentes tipos de métodos, o Método das Flexibilidades, o Método dos Deslocamentos, entre outros. De todos estes métodos, o Método dos Deslocamentos apresenta uma maior simplicidade e versatilidade, e, conseqüentemente, uma das formulações mais utilizadas para a resolução de

problemas estruturais. Admitindo que a estrutura pode ser dividida num número finito de elementos, pode-se fazer uma análise integral à mesma, analisando cada um desses pontos. Quanto maior for o número de elementos em que se divide a estrutura, designando-se esse processo por discretização, mais precisa será a avaliação. No entanto, a avaliação do comportamento de cada um destes pontos, está associada a uma equação diferencial, portanto, aumentando a precisão do estudo com o aumento do número de elementos, está-se também a aumentar a complexidade da análise, sendo assim inviável recorrer a métodos tradicionais. Com isto, resulta uma implementação generalizada do Método dos Deslocamentos nos softwares de MEF. Sendo este, o método que será abordado neste estudo de análise estrutural.

2.2.5 Método dos deslocamentos

Utilizando o método dos deslocamentos, podemos realizar vários tipos de análises, nomeadamente, estrutural, transferência de calor ou escoamento de fluidos. A metodologia a utilizar para cada tipo de análise é idêntica e é dividida pelas seguintes etapas: Pré-processamento, Solução e Pós-processamento (Logan, 2007).

Das etapas enunciadas, a que tem maior destaque é o pré-processamento pelo facto de nesta fase do processo ser definida a formulação do elemento finito a ser utilizado e todos os parâmetros de malha.

Pré-processamento

- Etapa que ocupa 70% do tempo e com maior exigência para o analista;
- Especificação da geometria do modelo e propriedades do material;
- Criação da malha de elementos finitos;
- Aplicação das condições de fronteira (Reações e Forças aplicadas em cada nó do sistema).

Na Figura 7 estão apresentadas as várias geometrias dos elementos.

Os elementos unidimensionais são os mais indicados para áreas de secção bem definidas e que apresentem esforços axiais bem definidos.

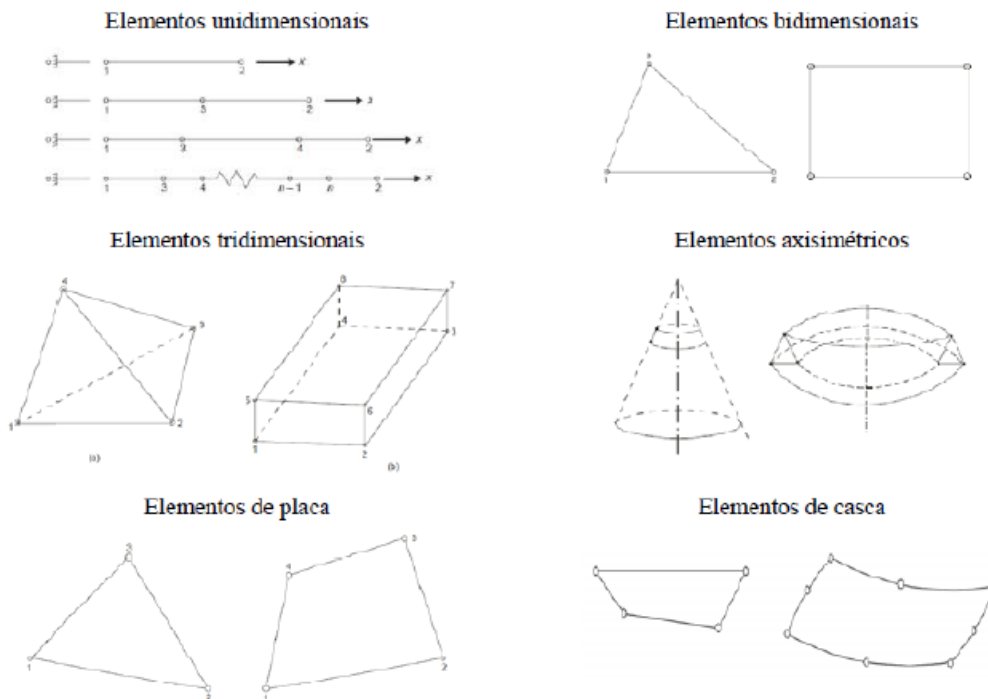


Figura 7 - Geometrias dos elementos

Os elementos bidimensionais são indicados para carregamentos planos, condições de estado plano de tensão ou deformação. A forma dos elementos é triangular ou retangular.

Os elementos tridimensionais, são mais indicados para análises tridimensionais de tensões. Possuem apenas vértices e arestas retilíneas.

Os elementos axisimétricos, são formulados segunda rotação de 360° em torno do eixo de revolução de forma bidimensional. Estes elementos são indicados para carregamentos e condições de fronteira simétricos em torno do eixo de rotação.

Os elementos de placa e casca são mais indicados para corpos de espessura fina e com carregamentos fora do plano, que originam flexão ou rotação.

Solução

Tal como o nome indica, esta etapa representa todo o processo para a obtenção dos resultados. Este processo pode ser realizado manualmente, no entanto, devido à complexidade dos cálculos, a análise é realizada em software de MEF. Esta etapa pode ser rápida como muito demorada, dependendo da complexidade da análise bem como da rapidez computacional do software. Com isto, o software irá montar as equações algébricas de cada elemento em forma matricial e equacionar a matriz do sistema global. Após a consecução desta, são usadas as condições de fronteira para de modo a reduzir a matriz global e assim resolver o sistema.

Pós-Processamento

O objetivo desta etapa é expor, da forma mais perceptível e clara, a solução obtida. Nesta posição, o software disponibiliza vários modos de apresentação e impressão dos resultados. Exemplos de operações (Hutton, 2004):

- Ordenar as tensões dos elementos de magnitude;
- Verificação do equilíbrio estático;
- Cálculo de coeficiente de segurança;
- Visualização da estrutura deformada;
- Animação do modelo;
- Visualização em escala de cor de tensões ou temperaturas.

2.2.6 Aplicação no caso em estudo

No caso em estudo utilizou-se o *software Solidworks*, para modelação de todos os componentes e cálculo de tensões e deformações consequentes dos diferentes casos de carga que o componente estará sujeito em utilização.

Na fase de pré-processamento, procedeu-se aos seguintes passos:

- Modelação e montagem de todos os componentes relevantes para a simulação a ser efetuado,
- Definição dos contactos entre cada superfície dos componentes, definir se há ou não atrito e penetração entre superfícies,
- Definição de ligações ao exterior,
- Definição das cargas externas, solicitações que o componente está sujeito,
- Definição do material de cada componente;
- Definição dos parâmetros da malha.

Esta fase é muito importante, porque todos os parâmetros selecionados irão influenciar o cálculo do *software* utilizado. Os parâmetros utilizados devem aproximar, o máximo possível, o modelo real ao modelo virtual.

Na criação dos elementos de malha, no *software*, é necessário selecionar o tamanho dos elementos, mais finos ou mais grosseiros, e distribuição pelos componentes em estudo. Na fase de solução o *software* procede aos cálculos numéricos do modelo tendo em conta todas as variáveis introduzidas na fase de pré-processamento, esta fase é automática assim sendo o utilizador não tem influência no processo.

Na fase de pós-processamento faz-se a análise dos resultados, nomeadamente as tensões, deslocamentos e deformações, no conjunto da montagem dos componentes e individualmente. No software utilizado, esta análise é feita através de uma escala de cores distribuída pelos componentes.

Avaliação e desenvolvimento do Sistema de transmissão

- 3.1 Seleção do Material a utilizar
- 3.2 Cálculo dos esforços atuante
- 3.3 Seleção de rolamentos
- 3.4 Cálculo da espessura do suporte das flanges
- 3.5 Verificação dos parafusos ao corte e esmagamento
- 3.6 Modelação do Cepo
- 3.7 Análise linear elástica do cepo. Aceleração
- 3.8 Análise não linear geométrica do cepo

3 Avaliação e desenvolvimento do Sistema de transmissão

Este tipo de veículo é normalmente equipado com motores provenientes de motocicletas. Esta escolha deve-se ao facto de possuírem elevada potência específica, baixo peso, caixa de velocidades sem sincronizadores e de acoplamento rápido, embraiagem multidisco em banho de óleo, sendo assim uma oferta de tecnologia muito evoluída e compacta a baixo custo.

A opção desta solução implica a utilização de uma transmissão por corrente. Este modelo de kartcross não está munido de diferencial. A transmissão de potência pela corrente é conduzida às rodas através de um órgão normalmente designado por “cepo”. Este é normalmente construído em aço, e recebe o movimento de transmissão por uma cremalheira de moto, recebe também um freio de disco e respetiva pinça para além de lhe caber a função de esticar a corrente. É um órgão de elevada massa, foco de atenção nos kartcross mais desenvolvidos.

Neste capítulo será desenvolvido um Cepo em Alumínio com base num protótipo existente em aço, representado na Figura 8 e Figura 9. O componente em estudo é constituído por duas flanges, dois rolamentos, carcaça exterior e o suporte das flanges. Pretende-se diminuir a massa do protótipo, para isso as peças serão em alumínio e otimizadas.



Figura 8 - Protótipo inicial sem flanges.



Figura 9 - Protótipo inicial sem flanges

3.1 Seleção do Material a utilizar

Na seleção do material utilizou-se como base o catálogo da empresa Poly Lanema que fornece alumínio. Fez-se uma primeira seleção em que o critério foi a forma como o material é fornecido, neste caso em tubo ou barra redonda. Este critério é importante para reduzir o custo do processo de fabrico. O diâmetro exterior da barra redonda sendo da mesma dimensão do diâmetro exterior do componente, o tempo de maquinagem será menor. (Poly Lanema, 2019)

O passo seguinte foi a construção de uma matriz de seleção para apurar qual é o material que melhor se adequa às solicitações que o componente será sujeito.

As propriedades mais importantes para os componentes a serem desenvolvidos são tensão limite de rotura, maquinabilidade, resistência á corrosão e tensão de rotura.

Na Tabela 1 é apresentada a importância de cada propriedade do material, fazendo-se uma análise quantitativa. Nesta análise compara-se um qualquer atributo a todos os outros numa base de 100, atribui-se ao requisito comparador o valor 1, calcula-se a importância de cada um dos outros com base neste e normalizam-se os resultados a 100%. (Magalhães, 2017/2018)

Deu-se maior importância à tensão de cedência e à maquinabilidade. A tensão de cedência é uma propriedade importante porque o componente em estudo não deve sofrer deformação plástica, o que pode pôr em causa a integridade do sistema motriz. A maquinabilidade é de igual importância porque a barra redonda inicial terá de ser maquinada.

Tabela 1 - Importância das propriedades do material

	Tensão de Cedência / Tensão de Rotura	Tensão de Cedência / Maquinabilidade	Tensão de Cedência / Resistência á Corrosão	Importância	%
Tensão de Cedência	70	50	60	1	32
Tensão de Rotura	30			0,43	14
Maquinabilidade		50		1	32
Resistência á Corrosão			40	0,67	22
				3,10	100

Na Tabela 2 está presente a matriz para selecionar o alumínio a utilizar com base na classificação ponderada dos materiais por propriedades, tendo em conta a sua importância calculada na Tabela 1.

Na Tabela 2 dividiu-se o valor da propriedade do material em análise pelo valor mais alto da mesma propriedade no conjunto dos materiais pré-selecionados, ao resultado multiplicou-se o valor da importância, resultando no índice de desempenho de cada

propriedade. O índice de desempenho de cada material resulta da soma dos índices de desempenho de cada propriedade por material.

Na matriz de seleção, o material com o maior índice de desempenho é o alumínio AW7075.

Tabela 2 - Matriz de seleção

Importância de cada propriedade (%)	Tensão de cedência (MPa)		Tensão de rotura (MPa)		Maquinabilidade		Resistência à corrosão		Índice de desempenho
	32	14	32	22					
Material									
AW2017A T4510	$\frac{260}{0.59}$	19	$\frac{390}{0.71}$	10	$\frac{3}{0.75}$	24	$\frac{2}{0.50}$	11	64
AW6082 T6	$\frac{260}{0.59}$	19	$\frac{310}{0.56}$	8	$\frac{3}{0.75}$	24	$\frac{3}{0.75}$	16	67
AW6026LF T6	$\frac{300}{0.68}$	22	$\frac{370}{0.67}$	9	$\frac{3}{0.75}$	24	$\frac{3}{0.75}$	16	72
AW7075 T6	$\frac{440}{1}$	32	$\frac{550}{1}$	14	$\frac{4}{1}$	32	$\frac{3}{0.75}$	16	95
AW6063 T6	$\frac{170}{0.39}$	12	$\frac{215}{0.39}$	5	$\frac{2}{0.50}$	16	$\frac{4}{1}$	22	56

3.2 Cálculo dos esforços atuante

Para o cálculo dos esforços atuantes, utilizaram-se as especificações técnicas do motor e caixa de velocidades Honda CBR600 de 1999, nomeadamente binário máximo, relação primeiro andar de redução e relação de transmissão em primeira, e as especificações disponíveis no catálogo da Semog para o pinhão de ataque e cremalheira.

3.2.1 Aceleração

Os cálculos serão feitos para a primeira relação de transmissão para maximizar o valor do binário aplicado. (SEMOG Racing Products, 2019) (APE Race Parts, 2019)

Na Tabela 3 estão presentes as especificações técnicas do motor e transmissão. Selecionou-se o valor mínimo disponível no pinhão de ataque e o valor máximo na cremalheira para maximizar a relação final de transmissão.

Tabela 3 - Especificações técnicas do motor e transmissão

Binário máximo (10500 rpm)	64.67 Nm
Relação primeiro andar de redução	1.822:1
Relação de transmissão em primeira	2.833:1
Número de dentes no pinhão de ataque	10
Número de dentes na cremalheira	49

Na equação 1 anterior calculou-se a relação final de transmissão maximizada.

$$\begin{aligned}
 \text{Relação final} &= \\
 &= \text{rel. 1}^{\text{o}} \text{ andar red.} \times \text{rel. trans. 1}^{\text{a}} \times \frac{n^{\text{o}} \text{ dentes cremalheira}}{n^{\text{o}} \text{ dentes pinhão de ataque}} = \quad 1) \\
 &= 1.822 \times 2.833 \times \frac{49}{10} = 25.292
 \end{aligned}$$

Na equação 2 anterior calculou-se o binário aplicado na cremalheira que por sua vez está aparafusada ao cepo, componente em estudo.

Para o cálculo da força aplicada na corrente admite-se que o diâmetro da cremalheira é de 250 mm.

$$\begin{aligned}
 \text{Momento na cremalheira} &= \text{Binário máximo} \times \text{Relação final} \quad 2) \\
 &= 64.67 \times 25.292 = 1636 \text{ Nm}
 \end{aligned}$$

$$\text{Força na corrente} = \frac{\text{Momento na cremalheira}}{\frac{\text{Diâmetro externo}}{2}} = \frac{1636}{\frac{0.250}{2}} = 13088 \text{ N} \quad 3)$$

A partir do valor da força na corrente, equação 3, calculam-se as reações nos rolamentos, quando existe aceleração.

A partir do esquema da Figura 10, calcularam-se as reações no rolamento do lado da cremalheira, equação 4, e no rolamento do lado do travão, equação 5.

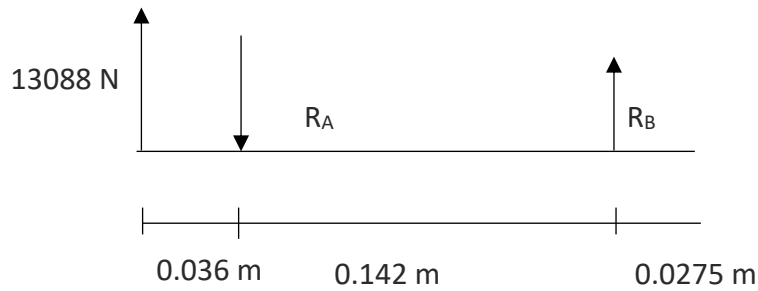


Figura 10 - Esquema de reações nos rolamentos. Aceleração

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow R_B \times 0.142 - 13088 \times 0.036 = 0 \Rightarrow \quad 4)$$

$$R_B = \frac{13088 \times 0.036}{0.142} = 3318 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow R_A \times 0.142 - 13088 \times (0.142 + 0.036) = 0 \Rightarrow \quad 5)$$

$$R_A = \frac{13088 \times (0.142 + 0.036)}{0.142} = 16406 \text{ N}$$

Estas são as reações consequentes da força máxima na corrente.

3.2.2 Travagem

Na equação 6 calculou-se o peso no eixo traseiro durante a travagem. A massa do veículo é de 340 kg e considerou-se 80 kg para a massa do piloto. A maior parte da massa do veículo está sobre o eixo traseiro, uma vez que a maior parte dos componentes mecânicos estão na parte traseira do veículo. Durante a travagem há transferência de carga para o eixo dianteiro tendo isso em conta, considerou-se que o peso no eixo traseiro em travagem é 50% do peso total do veículo.

$$N = 0.5 \times \text{massa do veículo} \times 9.81 = 0.5 \times (340 + 80) \times 9.81 = 2060 \text{ N} \quad 6)$$

Na equação 7 calculou-se a força, nas rodas traseiras, consequente da travagem. Para este cálculo considerou-se 1 para o coeficiente de atrito porque admitiu-se que, no caso de maior carga, o veículo estará em asfalto e equipado com pneus de asfalto.

$$F_{roda} = \mu \times N = 1 \times 2060 = 2060 \text{ N} \quad 7)$$

Na equação 8 calculou-se o momento resultante da travagem no semieixo. Para o cálculo considerou-se o raio dos pneus 225/40 R10, presentes no catálogo do construtor.

$$M_{semi-eixo} = F_{roda} \times r_{roda} = 2060 \times \left[\frac{0.225 * 0.4 * 2 + 0.0254 * 10}{2} \right] \quad 8)$$

$$= 447 \text{ Nm}$$

Na equação 9 calculou-se o esforço que a pinça de travão está sujeita. Para o cálculo considerou-se o raio do disco de travão 250 mm, presente no catálogo do construtor. (SEMOG Racing Products, 2019)

A partir da força de travagem calculada na equação 9, calculam-se as reações nos rolamentos, quando há travagem.

$$F_{pinça} = \frac{M_{semi-eixo}}{r_{disco}} = \frac{447}{0.250/2} = 3576 \text{ N} \quad 9)$$

A partir do esquema da Figura 11, calcularam-se as reações no rolamento do lado da cremalheira, equação 10, e no rolamento do lado do travão, equação 11. Estas são as reações consequentes da força máxima de travagem.

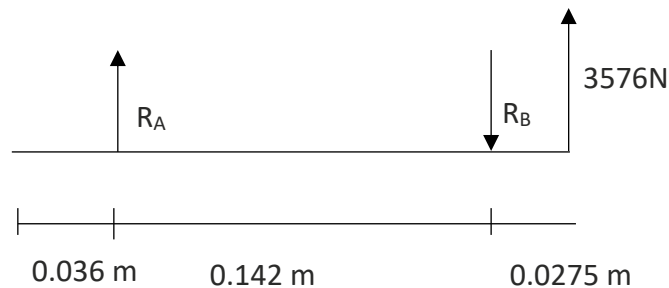


Figura 11 - Esquema de reações nos rolamentos. Travagem

$$\sum M_A = 0 \Rightarrow -R_B \times 0.142 + 3576 \times (0.142 + 0.0275) = 0 \Rightarrow \quad 10)$$

$$R_B = \frac{3576 \times (0.142 + 0.0275)}{0.142} = 4269 \text{ N}$$

$$\sum M_B = 0 \Rightarrow -R_A \times 0.142 + 3576 \times 0.0275 = 0 \Rightarrow \quad 11)$$

$$R_A = \frac{3576 \times 0.0275}{0.142} = 693 \text{ N}$$

3.3 Seleção de rolamentos

O rolamento selecionado deve ser selado de ambos os lados porque estará exposto e assim sendo precisam de proteção para não sofrerem desgaste devido à exposição de poeiras ou lama que o *kartcross* está sujeito durante a corrida. O diâmetro interno do rolamento deve ser de 100 mm, dimensão presente no protótipo inicial. O último requisito é resistir à força na corrente calculada anteriormente na equação 5, 16406 N que é superior á força de travagem. A partir do catálogo da SKF, Figura 12 , selecionou-se o rolamento 61820 2RS1 que se enquadra nas especificações necessárias. (SKF, 2003)

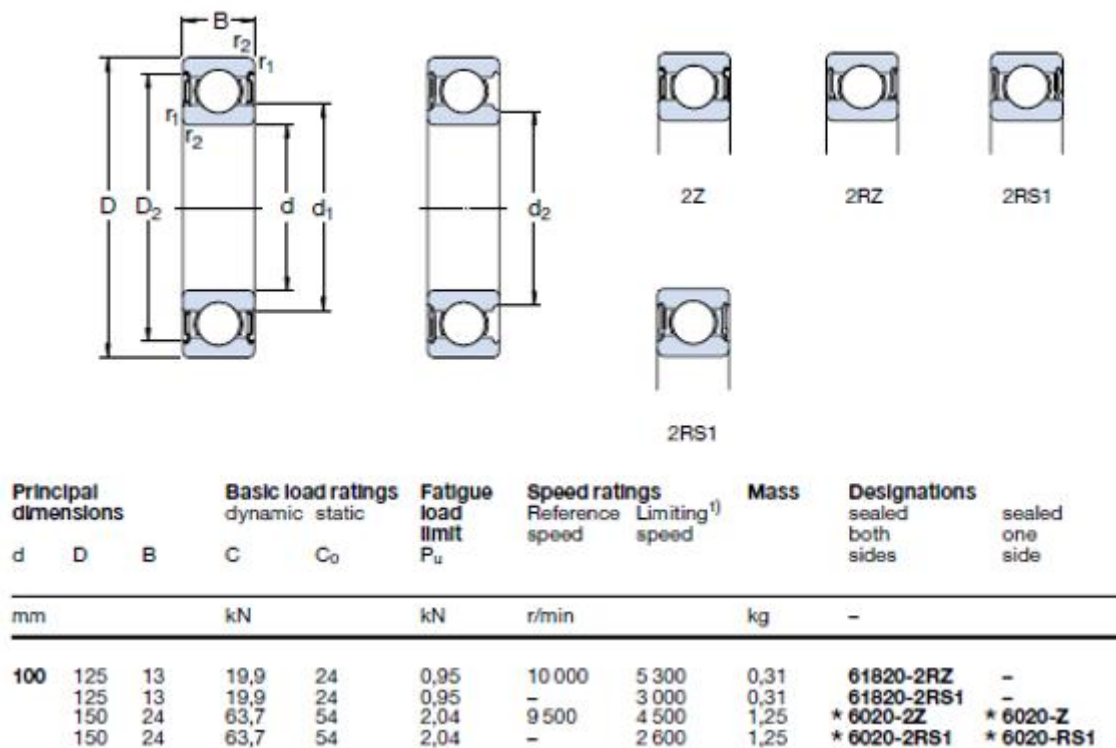


Figura 12 - Catálogo rolamentos SKF

3.4 Cálculo da espessura do suporte das flanges

Neste capítulo será calculada a espessura mínima que o suporte das flanges deverá possuir para não ceder às solicitações que estará sujeito. O suporte das flanges estará sujeito ao momento torsor calculado na equação 2.

Substituindo a equação 13 na equação 12 calcula-se o raio interno máximo do componente, tendo em conta que o raio exterior é de 55 mm. Para estes cálculos são considerados os valores de tensão de cedência do alumínio 7075 T6.

$$\tau = \frac{T \times \rho}{J} \quad 12)$$

$$J = \frac{\pi}{2} \times (r_{ext}^4 - r_{int}^4) \quad 13)$$

$$\tau = 0.5 \times \sigma_{ced} \quad 14)$$

Na equação 15 o raio interno máximo é de 54.6 mm. Assim sendo a espessura mínima que o componente deve possuir é de 0.8 mm. Tendo em conta o material a ser utilizado, alumínio, e o processo de fabrico utilizado para produzir o componente, maquinagem, não será possível produzir uma espessura tão reduzida. Assim sendo optou-se por modelar o componente com 5 mm de espessura de parede, uma vez que esta dimensão já é aceitável para a operação de maquinagem. (Armando Vilaça Campos, 2015/2016)

$$0.5 \times \sigma_{ced} = \frac{T \times \rho}{\frac{\pi}{2} \times (r_{ext}^4 - r_{int}^4)} \Rightarrow \quad 15)$$

$$0.5 \times 440 \times 10^6 = \frac{1636 \times 0.055}{\frac{\pi}{2} \times (0.055^4 - r_{int}^4)} \Rightarrow r_{int} = 0.0546 \text{ m}$$

Como o valor de espessura calculado, para o componente produzido em Alumínio AW 7075, é muito abaixo da espessura mínima que é possível obter por maquinagem, sem comprometer a integridade do componente, decidiu-se realizar o cálculo da espessura mínima para a liga de alumínio mais acessível, mas com menor desempenho na matriz de seleção, como a AW6063 T6, com 170 MPa de tensão de cedência.

Na equação 16 o raio interno máximo é de 54.4 mm. Assim sendo a espessura mínima que o componente deve possuir é de 2 mm. Verifica-se que a espessura calculada é inferior ao valor que se optou para modelar o componente.

O objetivo deste novo cálculo é alargar a escolha do material ao fabricante, neste caso a Semog, sem comprometer a integridade do componente. O material AW6063 T6 é fornecido em varão, o que simplifica o procedimento de maquinagem.

$$0.5 \times \sigma_{ced} = \frac{T \times \rho}{\frac{\pi}{2} \times (r_{ext}^4 - r_{int}^4)} \Rightarrow \quad 16)$$

$$0.5 \times 170 \times 10^6 = \frac{1636 \times 0.055}{\frac{\pi}{2} \times (0.055^4 - r_{int}^4)} \Rightarrow r_{int} = 0.0540 \text{ m}$$

Na Figura 13 está presente, em vista isométrica, o suporte das flanges modelado com 5 mm de espessura na sua secção menor, conforme calculado e justificado anteriormente. A Figura 13 encontra-se seccionada com um corte a meio, para ser visível a espessura no interior do componente.

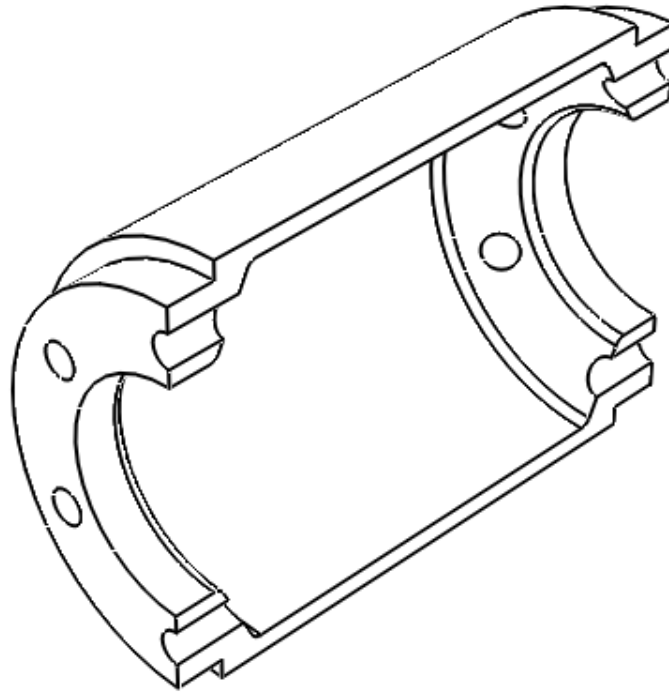


Figura 13 - Modelação do suporte das flanges. Vista em perspectiva com corte ao longo do componente.

3.5 Verificação dos parafusos ao corte e esmagamento

Os parafusos selecionados para as ligações entre a cremalheira/flanges, flanges/suporte de flanges e pinça de travão e seu suporte são parafusos de cabeça redonda com sextavado interior M8, ISO 4762, em aço 8.8 e para as ligações entre semieixos/flanges são parafusos de cabeça redonda com sextavado interior M6, ISO4762, em aço 8.8. Estes parafusos foram selecionados porque estavam presentes no protótipo inicial.

Para a verificação dos parafusos recorreu-se ao euro código (EC) 9 parte 8.5 que define os critérios, que as estruturas em alumínio devem cumprir, em relação às ligações aparafusadas e suas solicitações.

Como não existe legislação para dimensionamento deste tipo de componentes é aceitável utilizar este EC, dedicado ao alumínio.

As equações 17 e 18 foram retiradas do EC 9 parte 8.5 e são relativas aos critérios de resistência ao corte e resistência ao esmagamento, respetivamente.

$$F_{v,Ed} \leq F_{v,Rd} \quad 17)$$

$$F_{v,Ed} \leq F_{b,Rd} \quad 18)$$

A partir da equação 19 calcula-se a força de corte admissível, por parafuso. Para a variável a_v o valor tabelado pelo EC 9, para parafusos em aço 8.8, é 0.6.

$$F_{v,Rd} = \frac{a_v f_{ub} A}{\gamma_{M2}} \quad 19)$$

A partir da equação 20 calcula-se a força de esmagamento admissível, por parafuso. Para a variável k_1 admite-se o menor valor da equação 21 e para a_b o menor valor da equação 22 ou 23. A equação 22 é relativa a parafusos interiores e a equação 23 a parafusos de extremidade. (Comité Europeu de Normalização, 2009)

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 a_b f_u d t}{\gamma_{M2}} \quad 20)$$

$$k_1 = \min \left(2.8 \frac{e_2}{d} - 1.7; 2.5 \right) \quad 21)$$

$$a_b = \min \left(\frac{p_1}{3d} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0 \right) \quad 22)$$

$$a_b = \min \left(\frac{e_1}{3d}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0 \right) \quad 23)$$

3.5.1 Parafusos cremalheira/flange

Neste ponto serão verificados os critérios de resistência ao corte e de resistência ao esmagamento para os parafusos que fazem a ligação entre a flange e a cremalheira. A cremalheira é acoplada na flange através de seis parafusos, os furos mais exteriores na flange na Figura 14.

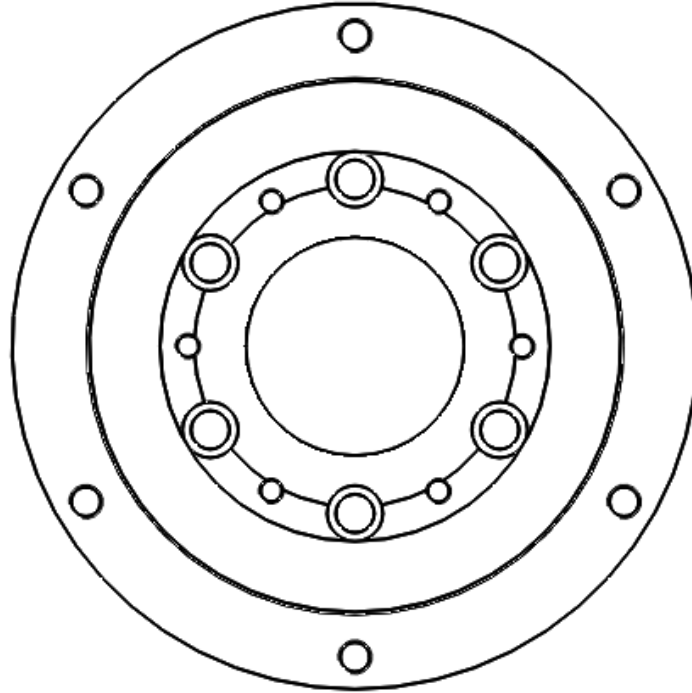


Figura 14 - Flange da cremalheira

Nas equações 24 e 25 foi calculada a força de corte efetiva por parafuso.

$$\frac{\text{Momento na cremalheira}}{r_{cr}} = F_t^{cr} \Rightarrow \quad (24)$$

$$F_t^{cr} = \frac{\text{Momento na cremalheira}}{r_{cr}} = \frac{1636}{0.145/2} = 22565.5 \text{ N}$$

$$F_t^{cr} = F_i^{cr} \times n^{\circ} \text{ parafusos} \Rightarrow F_i^{cr} = \frac{F_t^{cr}}{n^{\circ} \text{ parafusos}} = \quad (25)$$

$$= \frac{22565.5}{6} = 3761 \text{ N}$$

Na equação 26 calculou-se a força de corte admissível, por parafuso. Comparando os resultados das equações 25 e 26, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior á força de resistência ao corte admissível, assim sendo os parafusos não sofrerão rotura por solicitações ao corte.

$$F_{v,Rd} = \frac{a_v f_{ub} A}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6 \times 800 \times (\pi \times 4^2)}{1.25} = 19302 \text{ N} \quad (26)$$

Na equação 27 e 28 calcularam-se os coeficientes k_1 e a_b . Para os cálculos de resistência ao esmagamento utilizou-se o valor de cedência do alumínio AW6063, que tem o valor mais baixo de tensão de cedência. Optou-se por efetuar os cálculos com base neste alumínio para aumentar as possibilidades de escolhas do fabricante quanto ao material a utilizar.

Na equação 29 calculou-se a força de resistência ao esmagamento admissível, por parafuso. Comparando os resultados das equações 25 e 29, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior á força de resistência ao esmagamento admissível, assim sendo o componente não sofrerá esmagamento.

$$k_1 = \min\left(2.8 \frac{e_2}{d} - 1.7; 2.5\right) = \min\left(2.8 \frac{7.5}{8} - 1.7 = 0.925; 2.5\right) = 0.925 \quad 27)$$

$$a_b = \min\left(\frac{p_1}{3d} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0\right) \quad 28)$$

$$= \min\left(\frac{76}{3 \times 8} - \frac{1}{4}; \frac{800}{170}; 1.0\right) = \min(2.92; 4.71; 1.0) = 1.0$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 a_b f_u d t}{\gamma_{M2}} = \frac{0.925 \times 1.0 \times 170 \times 8 \times 8}{1.25} = 8051 \text{ N} \quad 29)$$

3.5.2 Parafusos flange/suporte de flanges

Neste ponto serão verificados os critérios de resistência ao corte e de resistência ao esmagamento para os parafusos que fazem a ligação entre as flanges e o suporte de flanges.

As flanges são acopladas no suporte das flanges através de seis parafusos, nos furos assinalados na Figura 15. Calculou-se para a flange do travão porque a profundidade do furo neste componente é menor do que na flange da cremalheira.

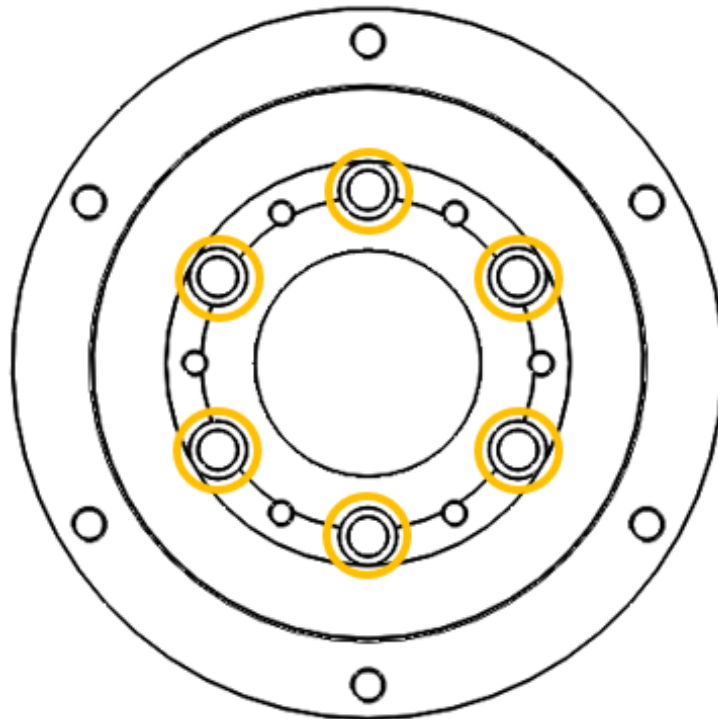


Figura 15 – Flange do travão

Nas equações 30 e 31 foi calculada a força de corte efetiva por parafuso.

A força de corte admissível, por parafuso, é igual ao caso anterior, logo o valor é igual à equação 26. Comparando os resultados das equações 31 e 26, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior á força de resistência ao corte admissível, assim sendo os parafusos não sofrerão rotura por solicitações ao corte.

$$\frac{\text{Momento na cremalheira}}{r_{fs}} = F_t^{fs} \Rightarrow \quad 30)$$

$$F_t^{fs} = \frac{\text{Momento na cremalheira}}{r_{fs}} = \frac{1636}{0.078/2} = 41948.7 \text{ N}$$

$$F_t^{fs} = F_i^{fs} \times n^\circ \text{ parafusos} \Rightarrow F_i^{fs} = \frac{F_t^{fs}}{n^\circ \text{ parafusos}} = \quad 31)$$

$$= \frac{41948.7}{6} = 6991 \text{ N}$$

Na equação 32 e 33 calcularam-se os coeficientes k_1 e a_b . Na equação 34 calculou-se a força de resistência ao esmagamento admissível, por parafuso. Comparando os resultados das equações 31 e 34, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior á força de resistência ao esmagamento admissível, assim sendo o componente não sofrerá esmagamento.

$$k_1 = \min\left(2.8 \frac{e_2}{d} - 1.7; 2.5\right) = \min\left(2.8 \frac{13.5}{8} - 1.7 = 3.025; 2.5\right) = 2.5 \quad 32)$$

$$a_b = \min\left(\frac{p_1}{3d} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0\right) \quad 33)$$

$$= \min\left(\frac{41}{3 \times 8} - \frac{1}{4}; \frac{800}{170}; 1.0\right) = \min(1.46; 4.71; 1.0) = 1.0$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 a_b f_u d t}{\gamma_{M2}} = \frac{2.5 \times 1.0 \times 170 \times 8 \times 6}{1.25} = 16320 \text{ N} \quad 34)$$

3.5.3 Parafusos semieixos/flanges

Neste ponto serão verificados os critérios de resistência ao corte e de resistência ao esmagamento para os parafusos que fazem a ligação entre os semieixos e as flanges. Os semieixos são acoplados nas flanges através de seis parafusos, nos furos assinalados na Figura 16. Procedeu-se aos cálculos para a flange do travão, conforme o ponto anterior, 3.5.2.

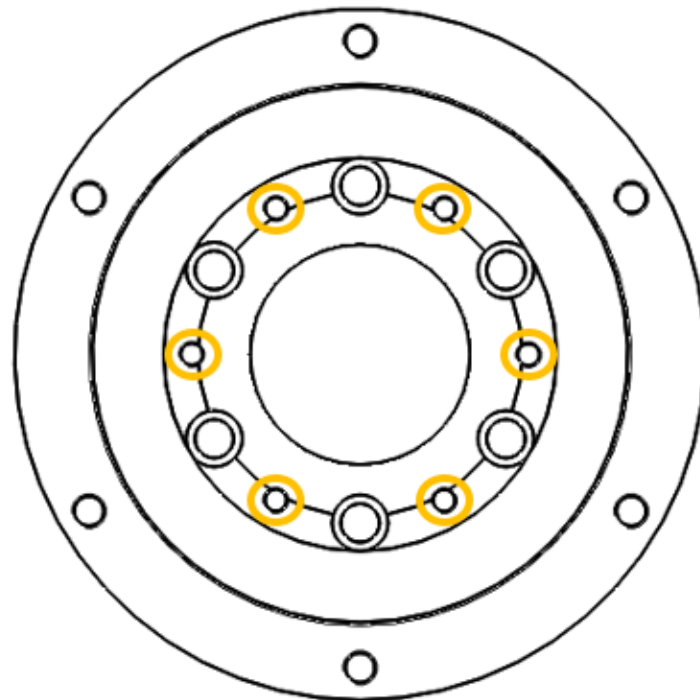


Figura 16 - Flange travão

A força de corte efetiva, por parafuso, é igual ao caso anterior porque os parafusos estão inscritos na mesma circunferência que o caso anterior, assim sendo considera-se as equações 30 e 31.

Na equação 35 calculou-se a força de corte admissível, por parafuso. Comparando os resultados das equações 31 e 35, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior á força de resistência ao corte admissível, assim sendo os parafusos não sofrerão rotura por solicitações ao corte.

$$F_{v,Rd} = \frac{\alpha_v f_{ub} A}{\gamma_{M2}} = \frac{0.6 \times 800 \times (\pi \times 3^2)}{1.25} = 10857 \text{ N} \quad 35)$$

Na equação 36 e 37 calcularam-se os coeficientes k_1 e a_b . Na equação 38 calculou-se a força de resistência ao esmagamento admissível, por parafuso. Comparando os resultados das equações 31 e 38, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior á força de resistência ao esmagamento admissível, assim sendo o componente não sofrerá esmagamento.

$$k_1 = \min\left(2.8 \frac{e_2}{d} - 1.7; 2.5\right) = \min\left(2.8 \frac{13.5}{6} - 1.7 = 4.6; 2.5\right) = 2.5 \quad 36)$$

$$a_b = \min\left(\frac{p_1}{3d} - \frac{1}{4}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0\right) \quad 37)$$

$$= \min\left(\frac{41}{3 \times 6} - \frac{1}{4}; \frac{800}{170}; 1.0\right) = \min(2.03; 4.71; 1.0) = 1.0$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 a_b f_u d t}{\gamma_{M2}} = \frac{2.5 \times 1.0 \times 170 \times 8 \times 16}{1.25} = 43520 \text{ N} \quad 38)$$

3.5.4 Parafusos da pinça do travão

Neste ponto serão verificados os critérios de resistência ao corte e de resistência ao esmagamento para os parafusos que fazem a ligação entre a pinça do travão e seu apoio. A pinça do travão é aparafusada ao componente da Figura 17 com dois parafusos.

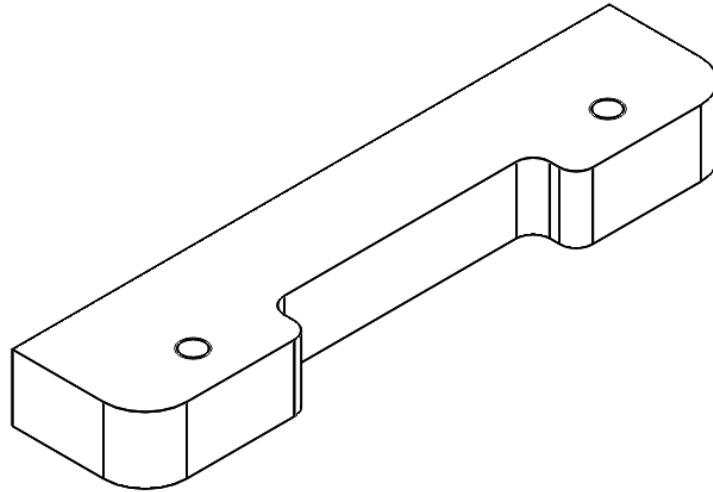


Figura 17 - Suporte da pinça do travão

Na equação 39 foi calculada a força de corte efetiva por parafuso.

A força de corte admissível, por parafuso, é igual ao caso anterior, logo o valor é igual à equação 26. Comparando os resultados da equação 39, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior à força de resistência ao corte admissível, assim sendo os parafusos não sofrerão rotura por solicitações ao corte.

$$F_t^{fs} = F_i^{fs} \times n^{\circ} \text{ parafusos} \Rightarrow F_i^{fs} = \frac{F_t^{fs}}{n^{\circ} \text{ parafusos}} = \quad 39)$$

$$= \frac{3576}{2} = 1788 \text{ N}$$

Nas equações 40 e 41 calcularam-se os coeficientes k_1 e a_b . Na equação 42 calculou-se a força de resistência ao esmagamento admissível, por parafuso. Comparando os resultados das equações 39 e 42, verifica-se que o valor da força de corte efetiva é inferior à força de resistência ao esmagamento admissível, assim sendo o componente não sofrerá esmagamento.

$$k_1 = \min\left(2.8 \frac{e_2}{d} - 1.7; 2.5\right) = \min\left(2.8 \frac{27.5}{8} - 1.7 = 7.925; 2.5\right) = 2.5 \quad 40)$$

$$a_b = \min\left(\frac{e_1}{3d}; \frac{f_{ub}}{f_u}; 1.0\right) \quad 41)$$

$$= \min\left(\frac{13}{3 \times 8}; \frac{800}{170}; 1.0\right) = \min(0.54; 4.71; 1.0) = 0.54$$

$$F_{b,Rd} = \frac{k_1 a_b f_u d t}{\gamma_{M2}} = \frac{2.5 \times 0.54 \times 170 \times 8 \times 6}{1.25} = 8813 \text{ N} \quad 42)$$

3.6 Modelação do Cepo

Neste capítulo serão apresentados os vários componentes individualmente e a montagem dos mesmos.

Para a modelação das flanges utilizou-se o desenho original do protótipo desenvolvido pela Semog. A alteração efetuada, em relação ao protótipo, foi a troca do material, o protótipo foi construído em aço enquanto que o componente em estudo foi modelado tendo em consideração que será construído em Alumínio.

O suporte das flanges teve como base o protótipo inicial.

Os restantes componentes, nomeadamente a parte exterior do cepo, foram projetados de raiz.

3.6.1 Flange cremalheira

Na Figura 18 e na Figura 19 está presente a flange da cremalheira modelada.

A partir do *software* utilizado é possível estimar a massa do componente. O componente tem a massa estimada de 839 g.

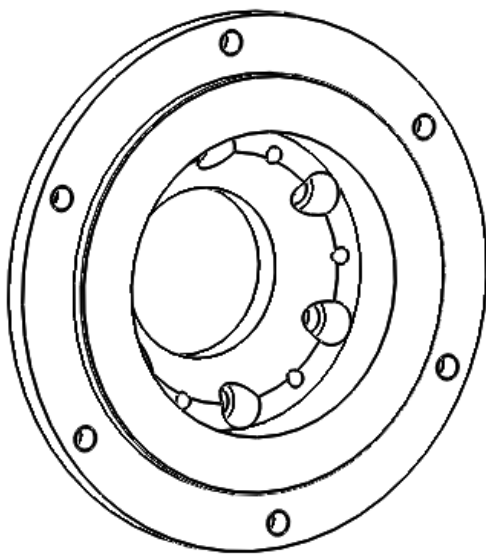


Figura 18 - Vista em perspetiva da flange da cremalheira

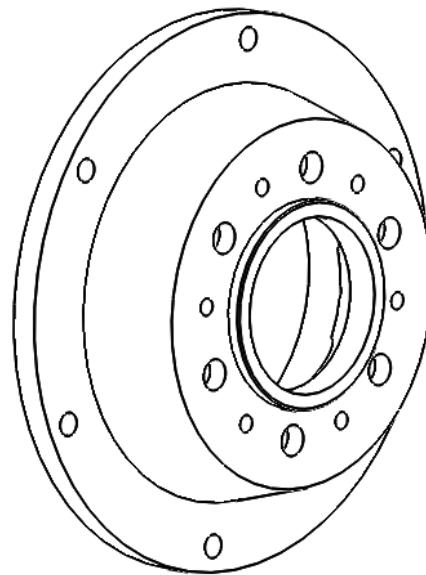


Figura 19 - Vista em perspetiva da parte traseira da flange da cremalheira

3.6.2 Flange travão

Na Figura 20 e na Figura 21 está presente a flange do travão modelada.

A partir do *software* utilizado é possível estimar a massa do componente. O componente tem a massa estimada de 703 g.

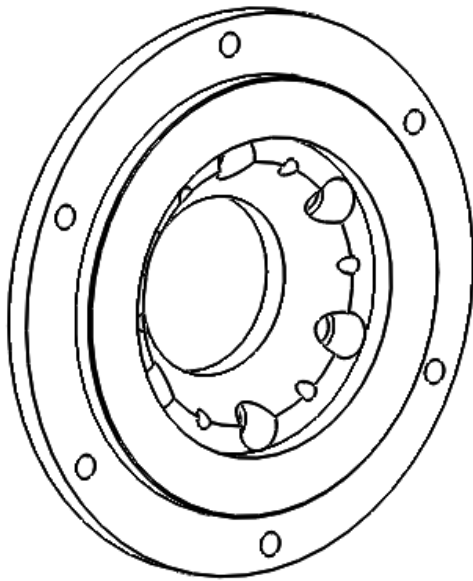


Figura 20 - Vista em perspectiva da flange do travão

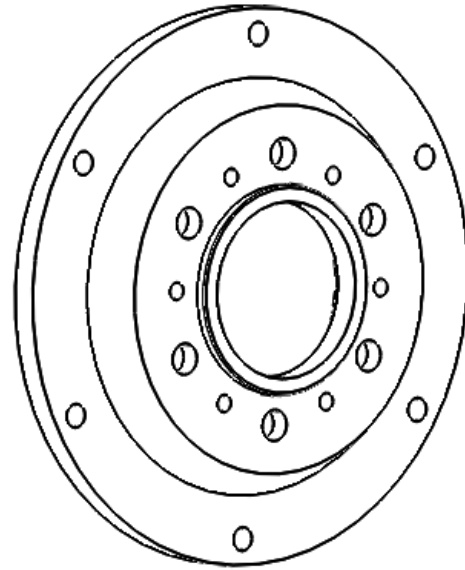


Figura 21 - Vista em perspectiva da parte traseira da flange do travão

3.6.3 Suporte flanges

Na Figura 22 está presente o suporte das flanges. Anteriormente, na Figura 13, pode-se verificar o interior do componente. Para a modelação deste componente partiu-se do protótipo inicial e diminui-se ao máximo o material no interior do componente, e assim diminuindo a massa. A massa estimada do componente é de 1080 g.

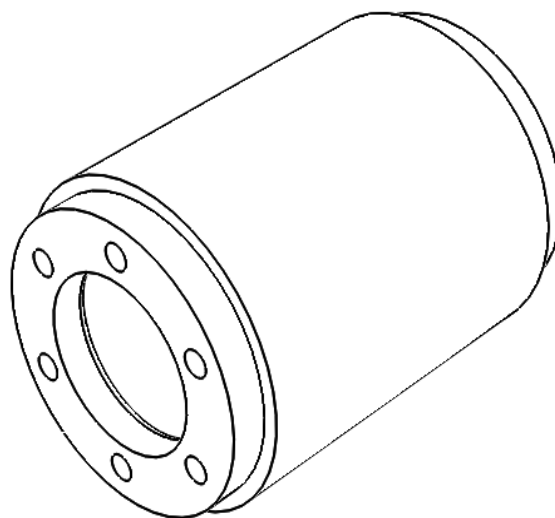


Figura 22 - Vista em perspectiva isométrica do suporte das flanges

3.6.4 Montagem das flanges no suporte das flanges

Na Figura 23 está presente o suporte das flanges com as acopladas. As flanges são aparafusadas no suporte das flanges com doze parafusos de cabeça redonda de sextavado interior M8, seis parafusos para cada flange. Os rolamentos são montados no suporte das flanges na sua extremidade, ficando em contacto na lateral exterior com as flanges.

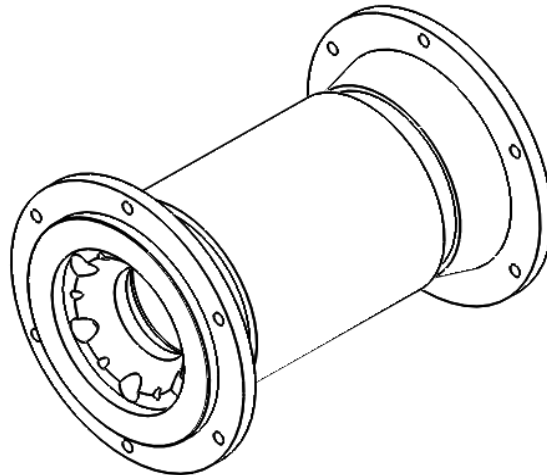


Figura 23 - Montagem das flanges no suporte das flanges

Na Figura 24 pode verificar-se as diferentes espessuras ao longo dos componentes e os furos para os parafusos.

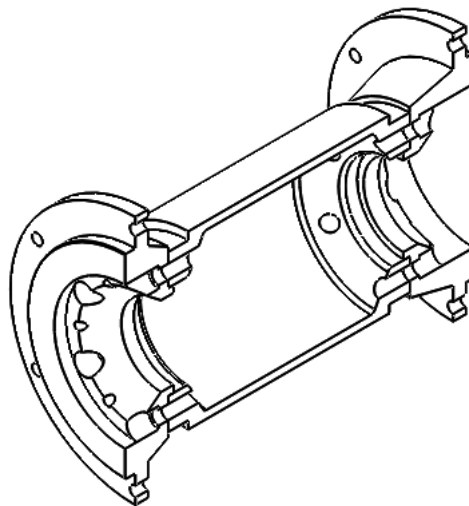


Figura 24 - Montagem das flanges no suporte das flanges, vista com corte pelo plano do centro

3.6.5 Carcaça do cepo

A carcaça do cepo é o componente que ficará na parte exterior, no seu interior aloja os rolamentos e o suporte das flanges e possui os pontos para fixar o componente final ao quadro do *kartcross*. Para este componente modelaram-se duas opções.

As opções 1 e 2 apenas diferem na facilidade de maquinagem e montagem e posterior soldadura sendo que na opção 1 a caixa do rolamento é maquinada na parte tubular da carcaça do cepo e a opção 2 a caixa do rolamento é maquinada no apoio da carcaça

3.6.5.1 Carcaça do cepo – Opção 1

Na Figura 25 está presente a parte central da carcaça. Este componente irá alojar, no seu interior, o suporte das flanges e os rolamentos.

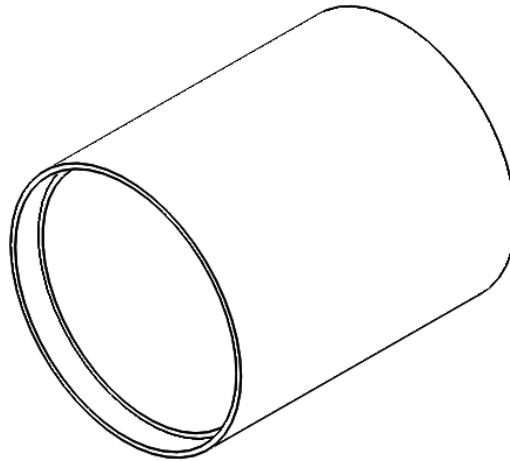


Figura 25 - Carcaça do cepo, parte central. Opção 1

O apoio do lado do travão, Figura 26, é constituído por duas peças em alumínio que serão soldadas. A peça na parte inferior da figura faz a fixação ao quadro pelo furo inferior e é soldada a parte central da carcaça. A peça da parte superior da figura é o suporte para a pinça do travão.

O apoio do lado da cremalheira, Figura 27, é constituído por apenas uma peça em alumínio. O componente é soldado a parte central da carcaça, pelo furo central de maior dimensão. O furo inferior faz a fixação ao quadro e o furo superior faz a afinação da folga na corrente.

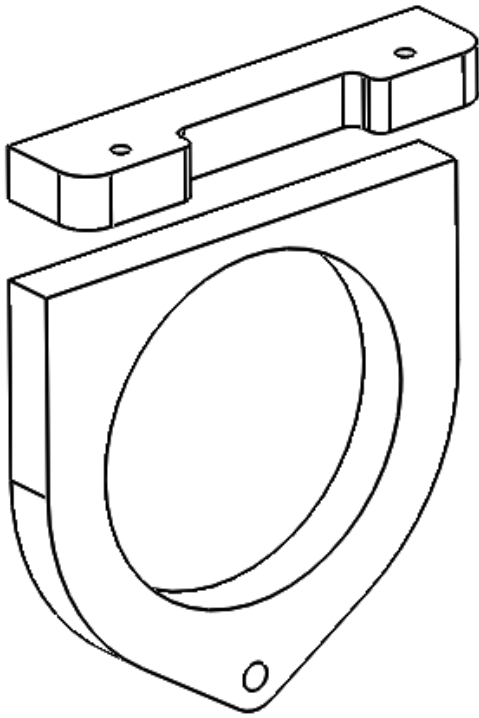


Figura 26 - Apoio lado travão. Opção 1

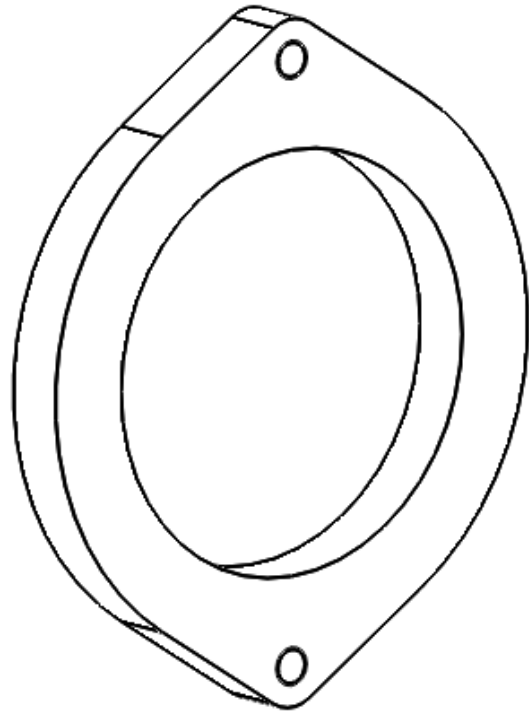


Figura 27 - Apoio lado cremalheira. Opção 1

A Figura 28 apresenta a montagem da opção 1 da carcaça. A massa estimada deste componente, excluindo a massa da solda, é de 2621 g.

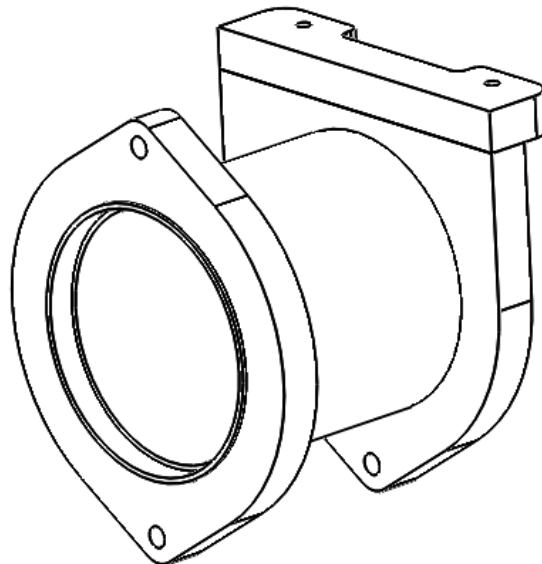


Figura 28 - Montagem carcaça. Opção 1

3.6.5.2 Carcaça do cepo – Opção 2

Na Figura 29 está representada a parte central da carcaça do cepo. Nesta opção o componente é um tubo com 130 mm de diâmetro exterior e 10 mm de espessura. A principal função do componente, nesta alternativa, é manter a distância entre os dois apoios e respectivos rolamentos.

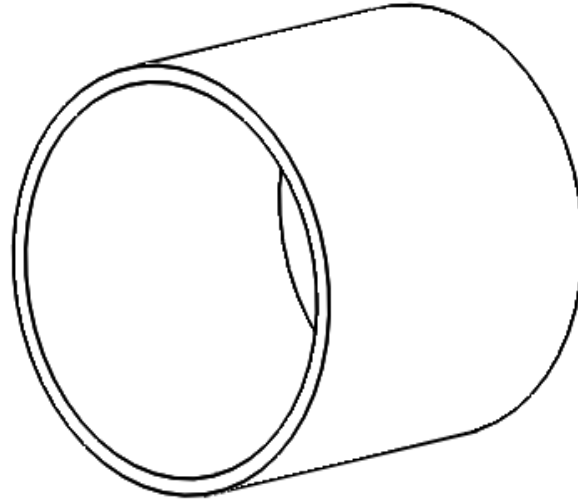


Figura 29 - Carcaça do cepo, parte central. Opção 2

Na Figura 30, o apoio é constituído por dois componentes soldados em alumínio, idêntico à opção anterior. A principal diferença em relação à Figura 26 é que esta nova versão irá alojar os rolamentos e a carcaça do cepo, Figura 29, garante o distanciamento dos dois apoios e é o encosto dos rolamentos na parte interior. Os três componentes são unidos através de soldadura na face posterior dos apoios. Os furos de fixação ao quadro e afinação da corrente são iguais à opção 1.

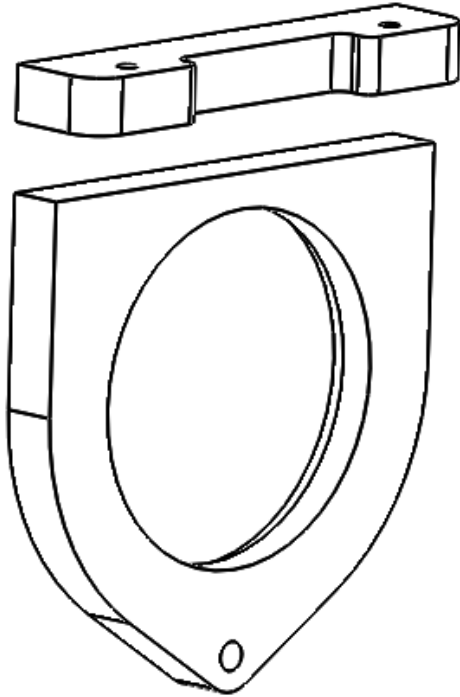


Figura 30 - Apoio lado travão. Opção 2

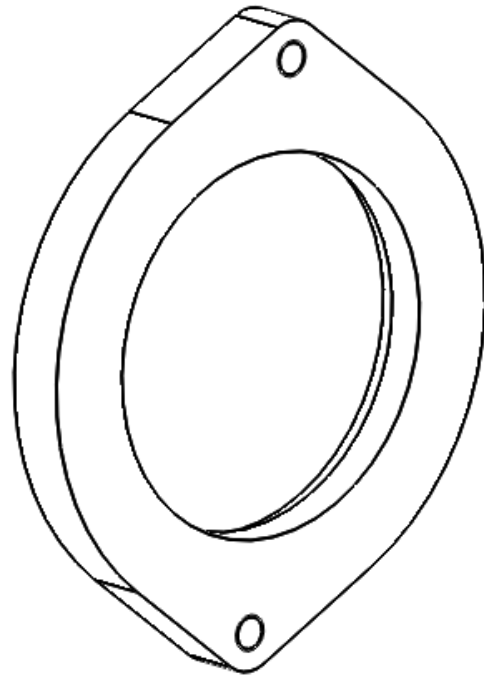


Figura 31 - Apoio lado da cremalheira. Opção 2

A Figura 32 apresenta a montagem da carcaça, opção 2. O aspeto final do componente é muito semelhante à Figura 28. A massa estimada deste componente é de 2498 g.

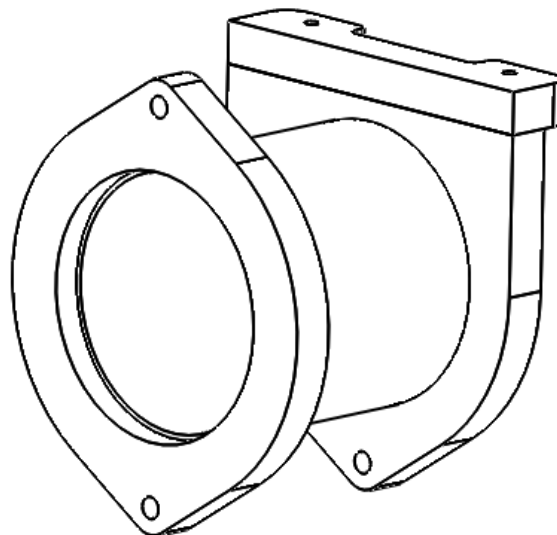


Figura 32 - Montagem carcaça. Opção 2

3.6.6 Montagem final

Na Figura 33 e Figura 34 estão as montagens finais para as duas alternativas. Com todos os componentes acoplados as duas peças são idênticas.

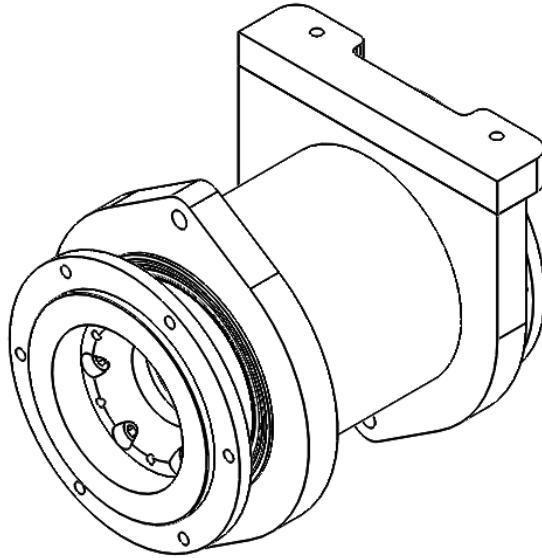


Figura 33 - Montagem final cepo. Opção 1

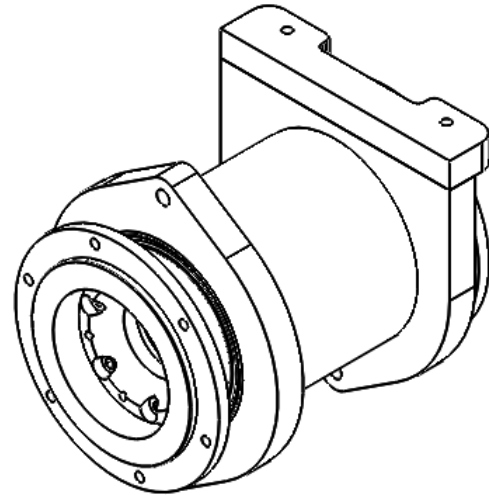


Figura 34 - Montagem do Cepo. Opção 2

A Figura 35 e Figura 36 mostram a montagem de todos os componentes para as duas alternativas apresentadas. O número total de componentes é igual nas duas alternativas. A massa total estimada do conjunto, excluindo solda é de 6066 g e 5943 g, respetivamente para opção 1 e opção 2.

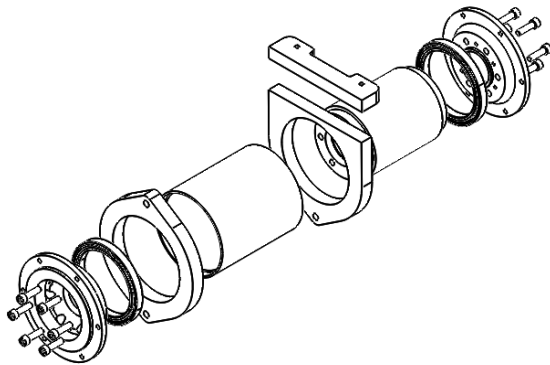


Figura 35 - Montagem final cepo, vista explodida.
Opção 1

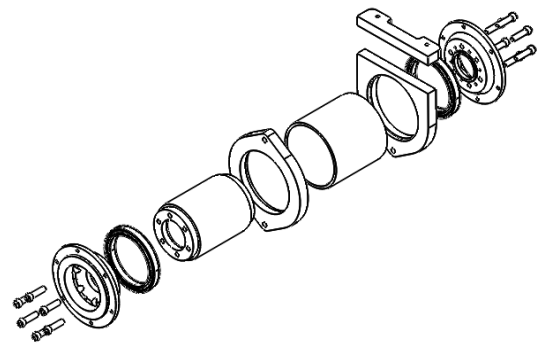


Figura 36 - Montagem final cepo, vista explodida.
Opção 2

3.7 Análise linear elástica do cepo. Aceleração

A análise linear elástica do componente, quando em aceleração, vai ser dividida em duas partes isoladas. O cepo será dividido em carcaça e a montagem das flanges no suporte das flanges. Optou-se por esta divisão de componentes para simplificar o estudo no *software Solidworks*, uma vez que se eliminaram os rolamentos que tornariam a análise complexa. Contudo não se negligenciou os efeitos dos rolamentos, conforme será apresentado mais á frente no presente relatório.

As solicitações que serão utilizadas nesta análise são as calculadas no ponto 3.2 do presente relatório.

3.7.1 Carcaça do cepo – Opção 1

Neste ponto será feita a análise elástica da carcaça do cepo.

A primeira fase do estudo é a definição do material no *software*, neste caso o material selecionado foi o alumínio AW6063.

O ponto seguinte foi a definição das ligações externas, no caso em estudo são as ligações entre o cepo e o quadro do *kartcross*.

Na Figura 37 pode-se observar os pontos de fixação com o exterior. O tipo de ligação selecionada foi do tipo dobradiça, *hinge*. Esta ligação é a que mais se aproxima com a realidade.

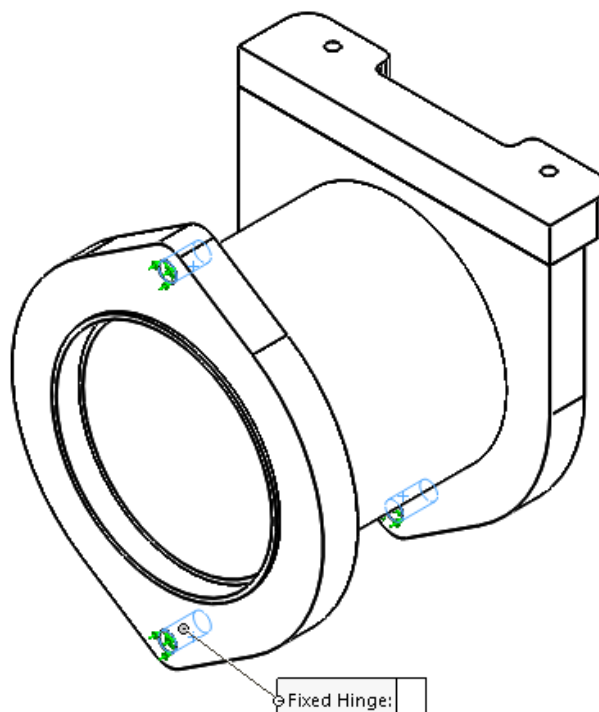


Figura 37 - Ligações externas do cepo

O passo seguinte foi a aplicação dos esforços que o componente está sujeito.

Na Figura 38 estão presentes os pontos de aplicação dos esforços. O tipo de esforço selecionado foi do tipo rolamento, *bearing*, que simula o esforço que um rolamento suporta o componente. A magnitude das forças foram as reações calculadas nas equações 4 e 5.

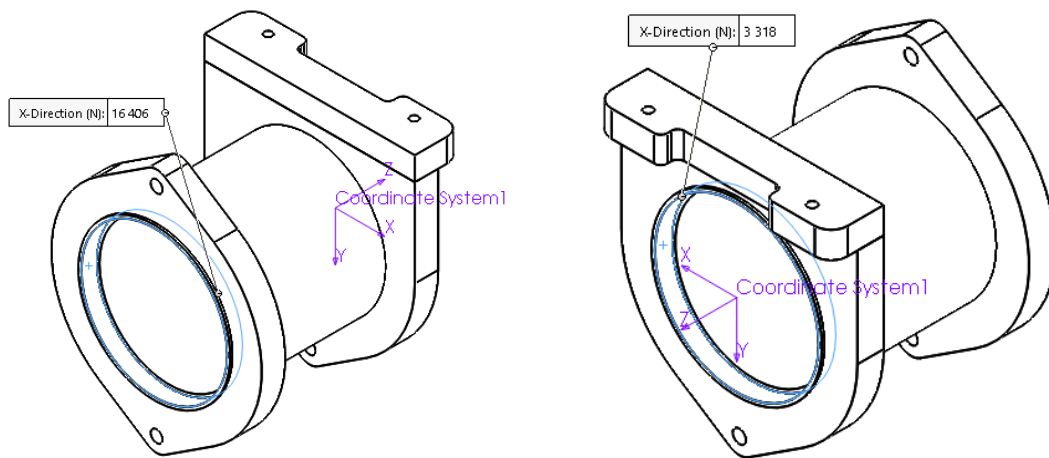


Figura 38 - Aplicação de esforços na carcaça do cepo

Depois destes passos foi possível concluir a simulação.

Na Figura 39 é possível analisar a distribuição de tensões no componente. As zonas com maior tensão instalada são os dois pontos de fixação ao quadro do lado da cremalheira. A partir da escala no lado direito da figura verifica-se que a tensão máxima no componente é de 83.5 MPa, o que é menor que a tensão de cedência do material, 170 MPa. Assim sendo não há deformação plástica no componente.

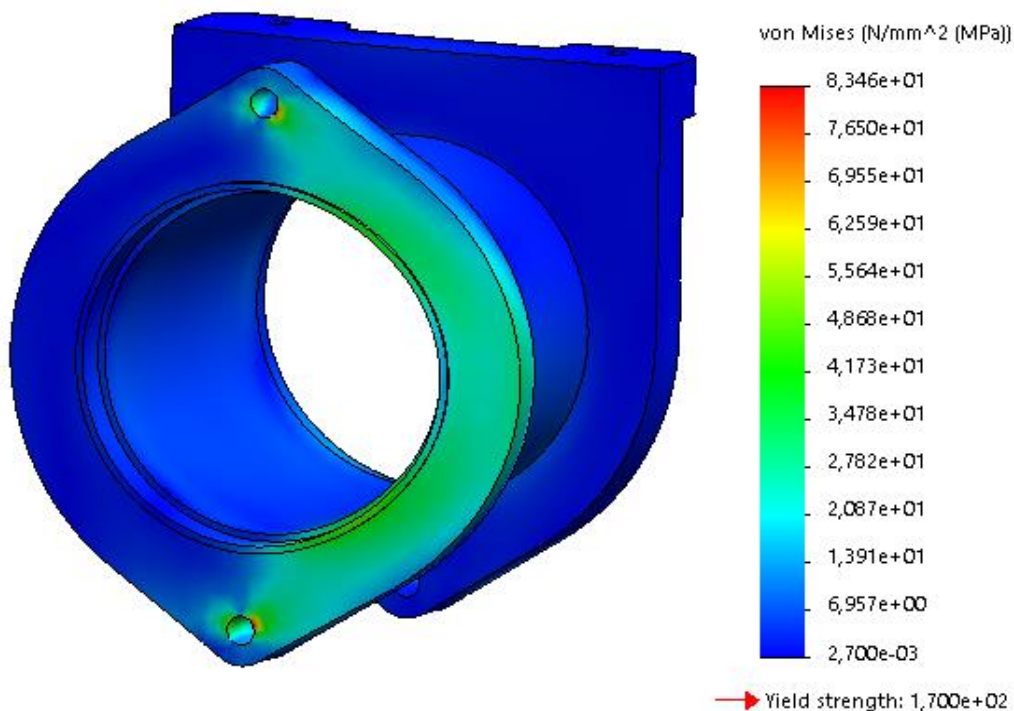


Figura 39 - Tensão resultante na carcaça do cepo. Opção 1. Escala de deformação 100

Na Figura 40 podem-se observar os deslocamentos resultantes da simulação. O deslocamento máximo observado é de 0.1 mm, representado a vermelho na figura. Assim que o componente ficar em repouso, sem nenhum esforço aplicado, todos os pontos voltam para a sua posição inicial, isto acontece porque a tensão instalada é menor que a tensão de cedência do material.

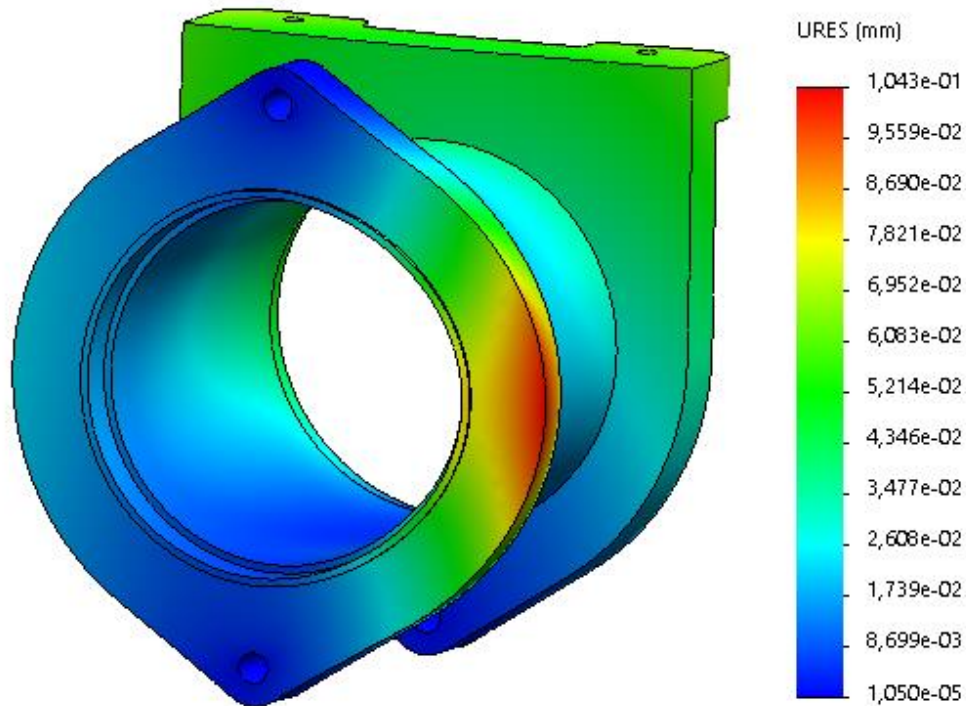


Figura 40 - Deslocamentos na carcaça do cepo. Opção 1. Escala de deformação 100

Na Figura 41 podem-se observar as deformações no componente. As maiores deformações observadas têm o valor de 8.44×10^{-4} e estão localizadas nos pontos de maior tensão.

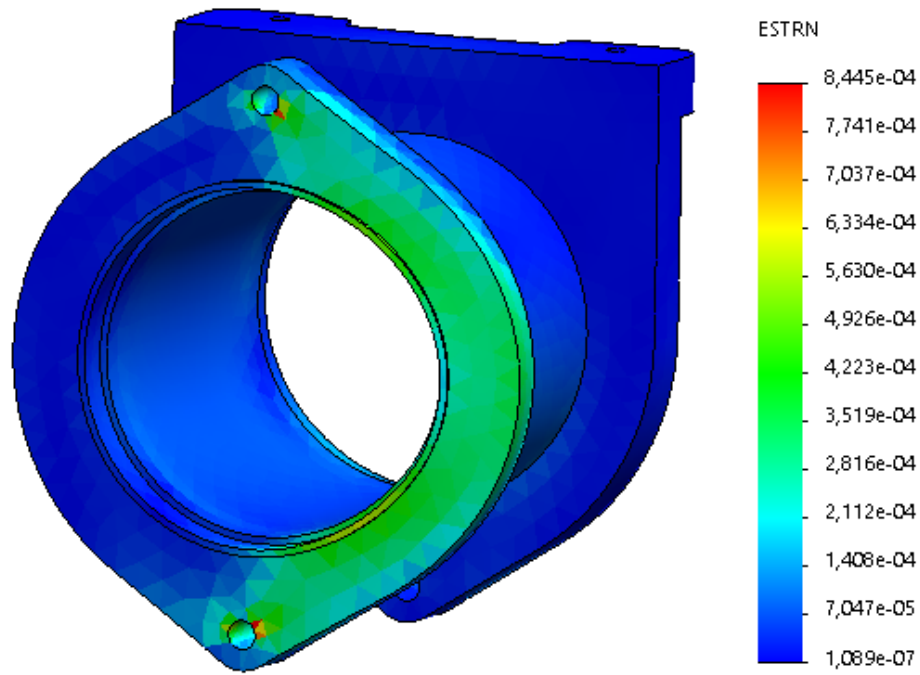


Figura 41 - Deformações na carcaça do cepo. Opção 1. Escala de deformação 100

Na Figura 42 é possível observar o coeficiente de segurança do componente em estudo. O menor valor observado é de 2.

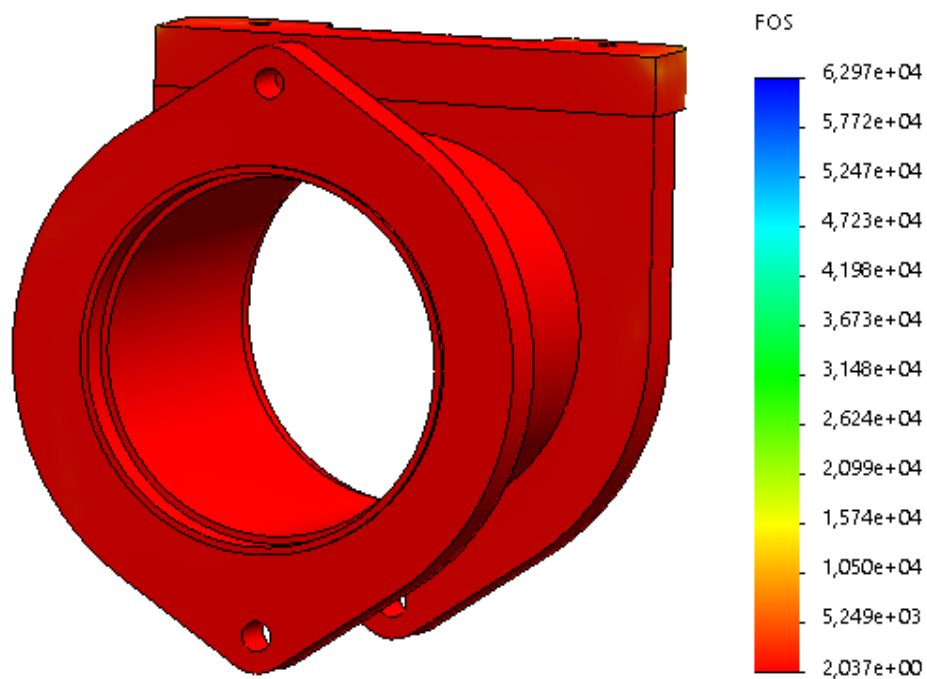


Figura 42 - Coeficiente de segurança na carcaça do cepo. Opção 1

3.7.2 Carcaça do cepo – Opção 2

Neste ponto será analisada a opção 2 da carcaça do cepo. Conforme já referido anteriormente, o aspeto das duas opções em estudo é muito semelhante e o material é o mesmo, assim sendo os passos iniciais de seleção do material, definição das ligações externas e aplicação dos esforços é igual ao ponto 3.7.1.

Na Figura 43 é possível analisar a distribuição de tensões no componente. As zonas com maior tensão instalada são os dois pontos de fixação ao quadro do lado da cremalheira. A partir da escala no lado direito da figura verifica-se que a tensão máxima no componente é de 73 MPa, o que é menor que a tensão de cedência do material, 170 MPa. Assim sendo não há deformação plástica no componente.

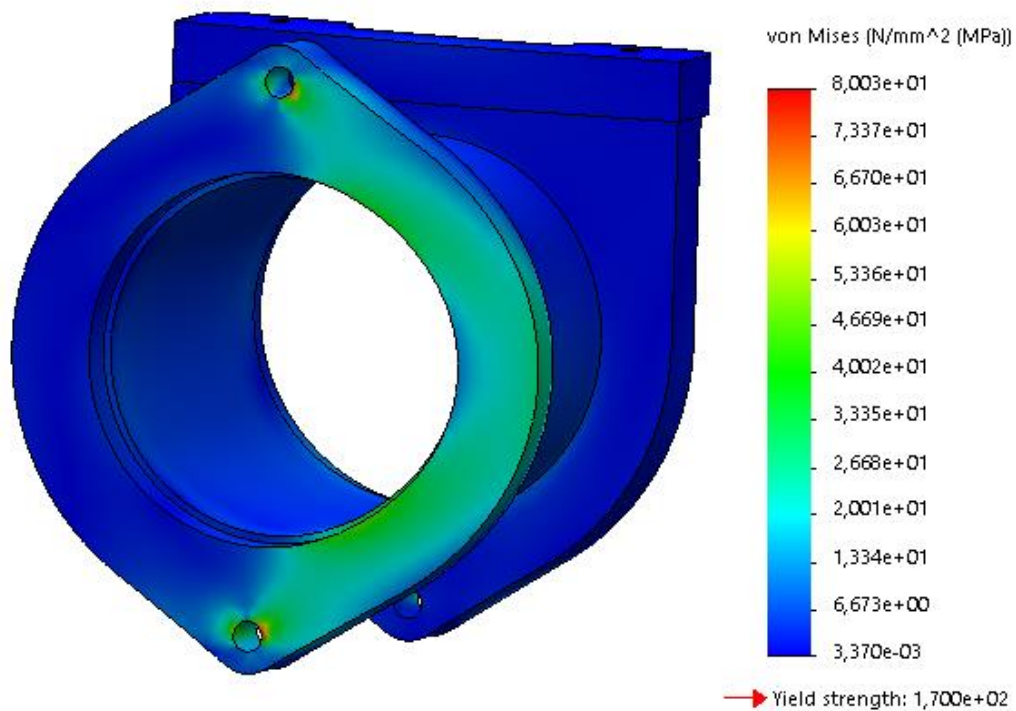


Figura 43 - Tensão resultante na carcaça do cepo. Opção 2. Escala de deformação 100

Na Figura 44 podem-se observar os deslocamentos resultantes da simulação. O deslocamento máximo observado é de 0.09 mm, representado a vermelho na figura. Assim que o componente ficar em repouso, sem nenhum esforço aplicado, todos os pontos voltam para a sua posição inicial, isto acontece porque a tensão instalada é menor que a tensão de cedência do material.

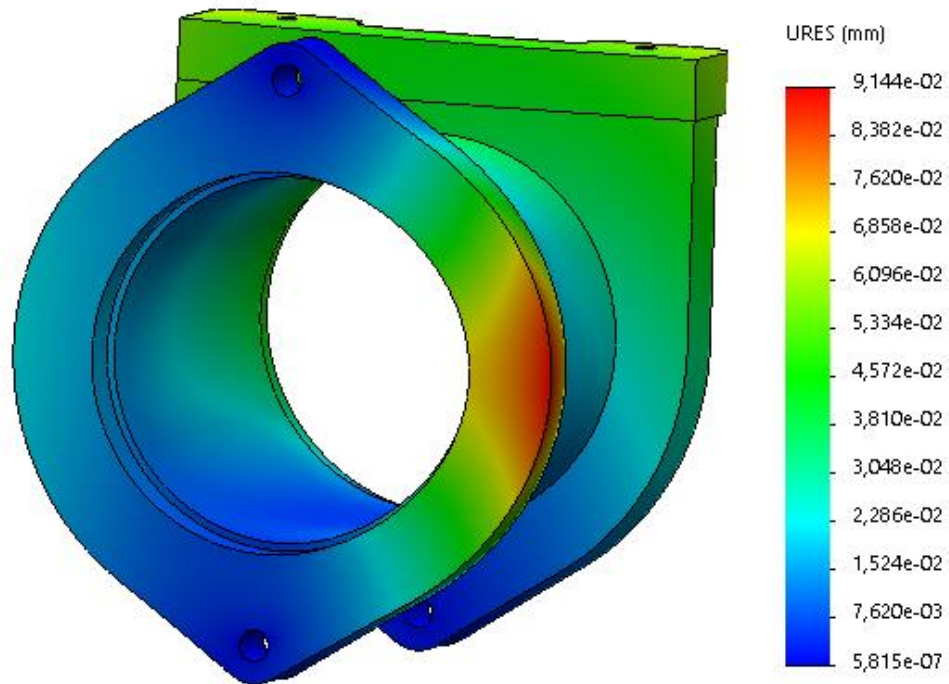


Figura 44 - Deslocamentos na carcaça do cepo. Opção 2. Escala de deformação 100

Na Figura 45 podem-se observar as deformações no componente. As maiores deformações observadas têm o valor de $8,44 \times 10^{-4}$ e estão localizadas nos pontos de maior tensão.

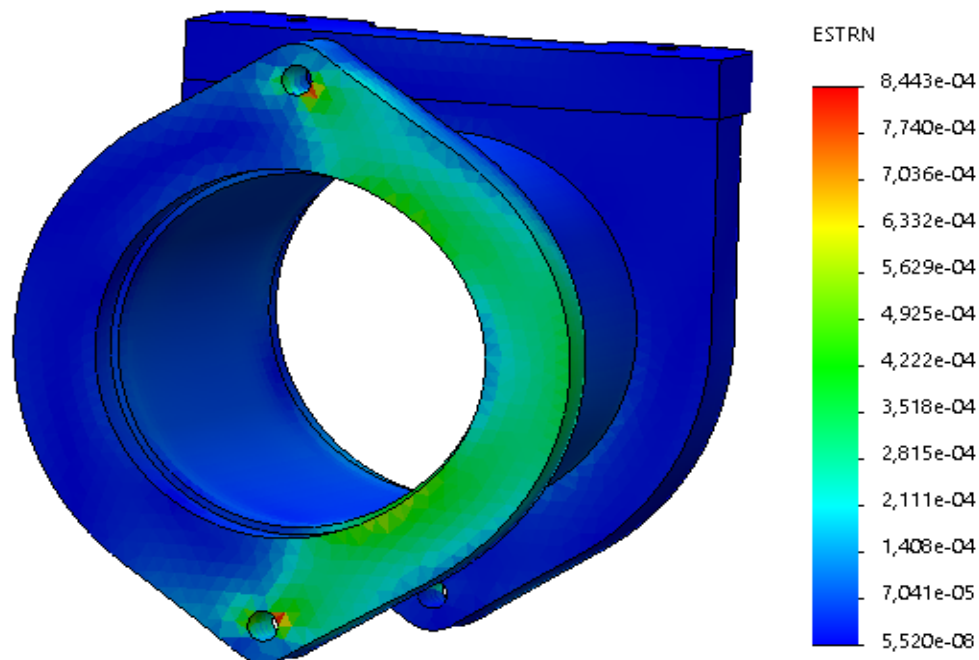


Figura 45 - Deformações na carcaça do cepo. Opção 2. Escala de deformação 100

Na Figura 46 pode-se observar o coeficiente de segurança do componente em estudo. O menor valor observado é de 2.1.

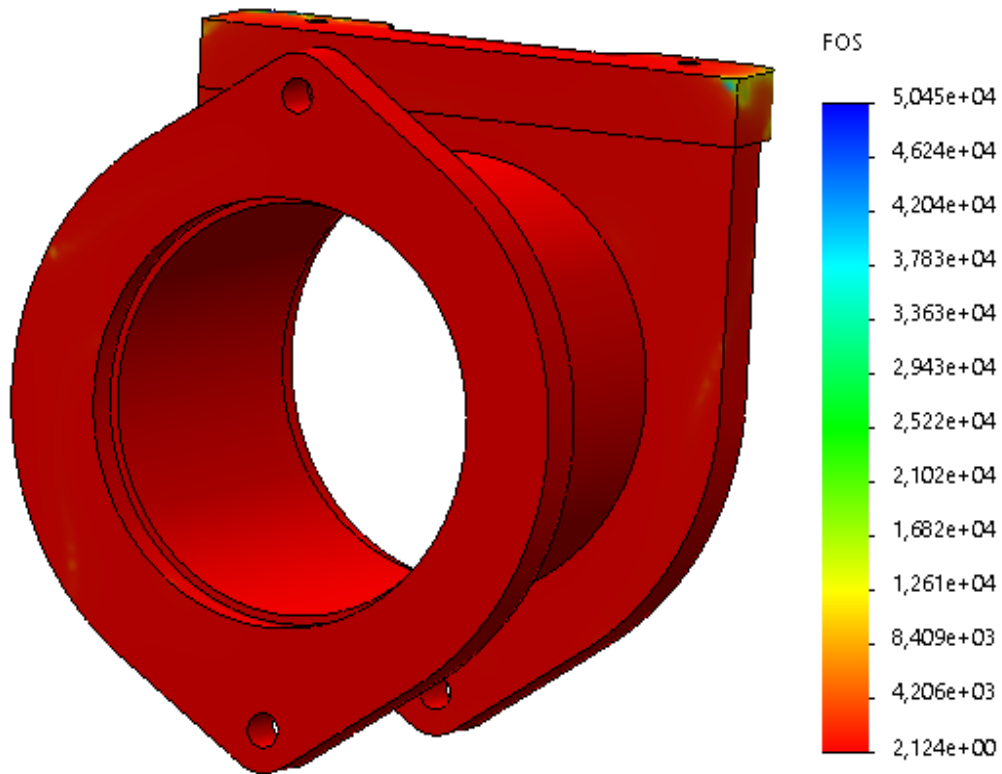


Figura 46 - Coeficiente de segurança na carcaça do cepo. Opção 2

3.7.3 Montagem flanges e suporte de flanges

Para a análise elástica da montagem das flanges no suporte das flanges, foram realizadas três simulações. A primeira simulação simula as solicitações que o componente está sujeito quando o motor está a debitar o binário máximo e com a roda direita bloqueada, a segunda simulação é semelhante, mas com a roda esquerda bloqueada e a terceira simulação é idêntica, mas com ambas as rodas bloqueadas.

A primeira fase de preparação das simulações, definição de ligações entre componentes, definição de ligações ao exterior e aplicação dos esforços, é igual para os três modelos. Na Figura 47 podem ser observadas as ligações entre as flanges e o suporte das flanges. As ligações são do tipo pino que estão localizados nos furos para os parafusos M8 que conectam as flanges ao suporte de flanges. As ligações são iguais para a flange do lado da cremalheira e para a flange do lado do travão.

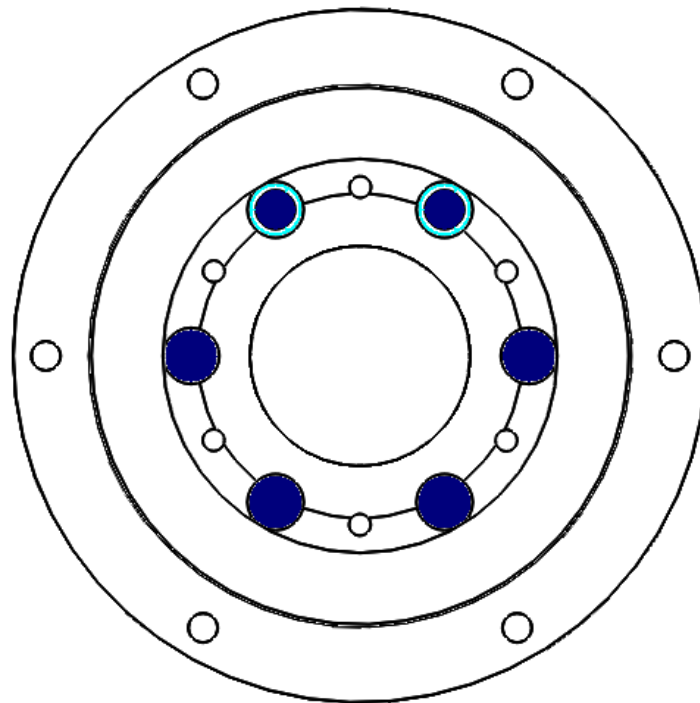


Figura 47 - Ligações entre flanges e suporte de flanges

Na Figura 48 está representada solicitação resultante do motor. O binário proveniente do motor é transmitido ao componente em estudo através de uma cremalheira que é aparafusada, pelos seis furos exteriores na flange, e o seu centro está em contacto com a face a azul na figura.

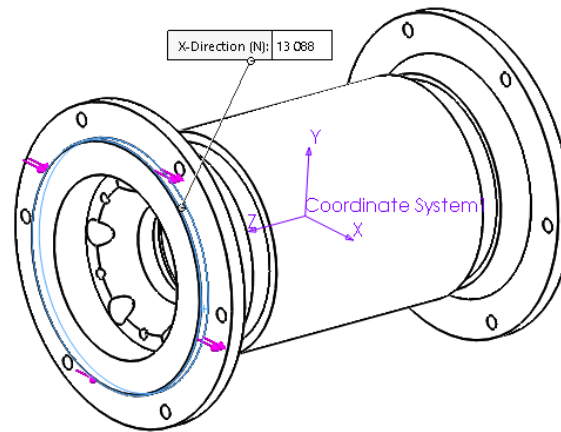


Figura 48 - Aplicação da solicitação do motor na flange do lado da cremalheira

Como nesta análise é simulado que pelo menos uma das rodas está bloqueada, não existe movimento dos componentes e as forças que estão distribuídas nos parafusos, que fazem ligação entre a cremalheira e flange, anulam-se aos pares, pode-se reduzir o modelo à aplicação de uma solicitação do tipo *bearing*, rolamento, que é aplicada na face da flange que está em contacto com o centro da cremalheira.

Na Figura 49 estão presentes os esforços relativos as reações dos rolamentos, calculadas nas equações 4 e 5. As solicitações selecionadas foram do tipo *bearing*, rolamento, que simula o comportamento de um rolamento.

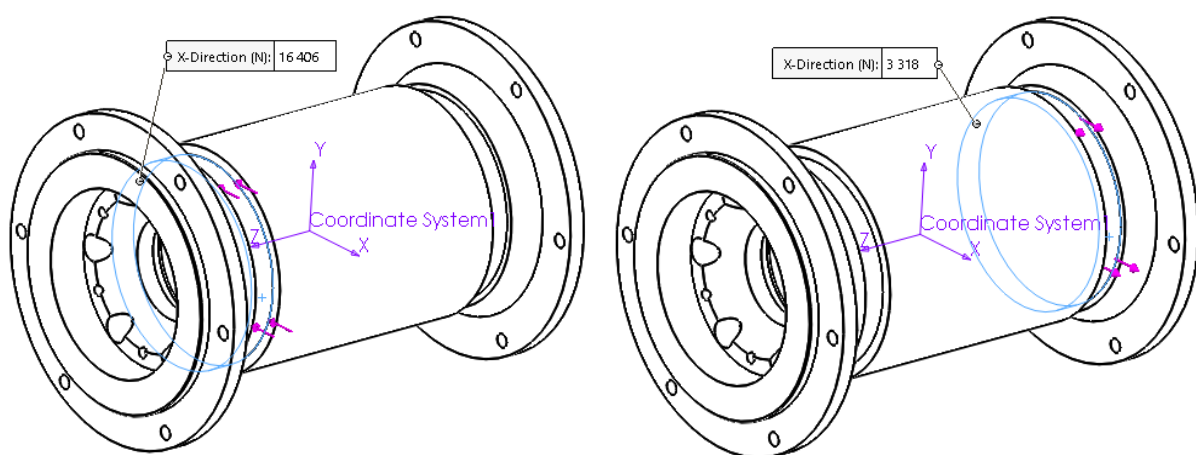


Figura 49 - Aplicação das reações dos rolamentos no suporte das flanges

3.7.3.1 Simulação 1. Roda direita bloqueada

Na Figura 50 estão representadas as ligações ao exterior. Como a roda direita do *kartcross* está bloqueada, bloquearam-se os movimentos em todas as direções em três furos onde se faz a ligação ao semieixo de transmissão na flange do lado da cremalheira. Apenas se bloqueou três furos para reproduzir uma situação limite em que apenas três parafusos estão devidamente apertados.

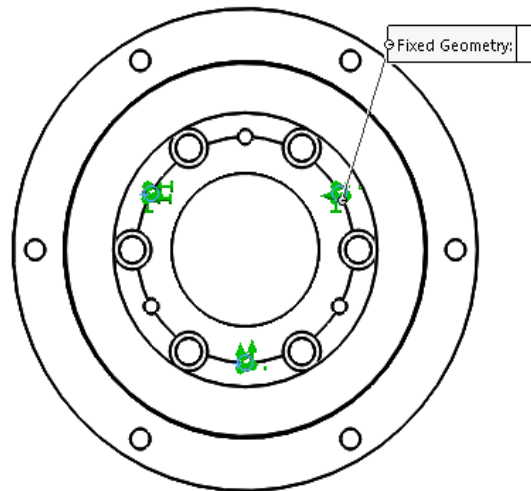


Figura 50 - Ligações ao exterior. Simulação 1

Na Figura 51 é possível analisar a distribuição de tensões no componente. A partir da escala no lado direito da figura verifica-se que a tensão máxima no componente é de 76 MPa, o que é menor que a tensão de cedência do material, 170 MPa. Assim sendo não há deformação plástica no componente.

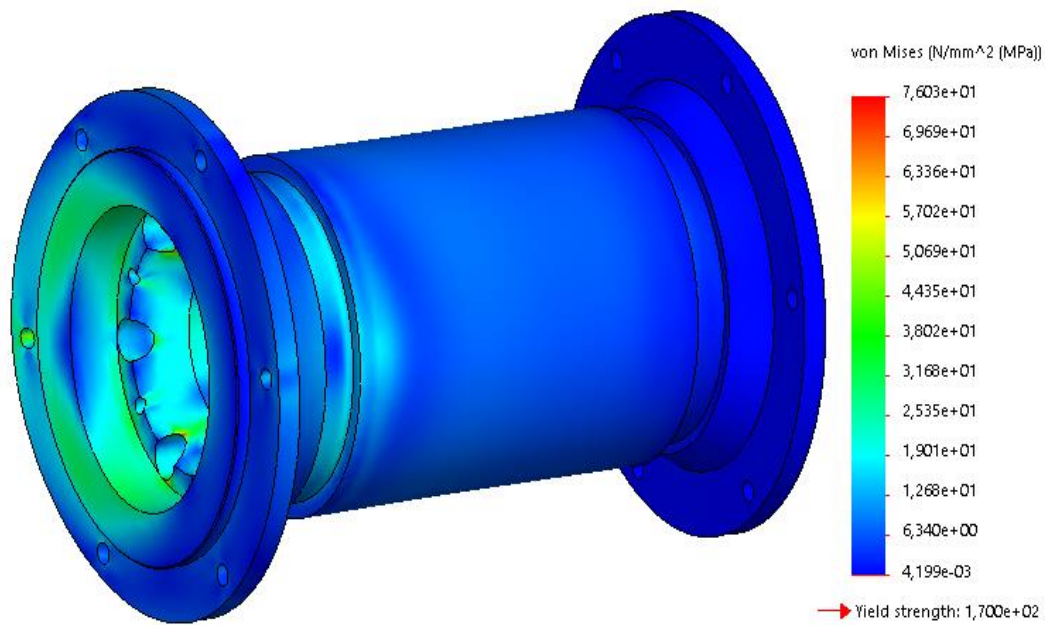


Figura 51 - Tensão resultante nas flanges e suporte de flanges. Simulação 1. Escala de deformação 100

Na Figura 52 podem-se observar os deslocamentos resultantes da simulação. O deslocamento máximo observado é de 0.1 mm, representado a vermelho na figura. Assim que o componente ficar em repouso, sem nenhum esforço aplicado, todos os pontos voltam para a sua posição inicial, isto acontece porque a tensão instalada é menor que a tensão de cedência do material.

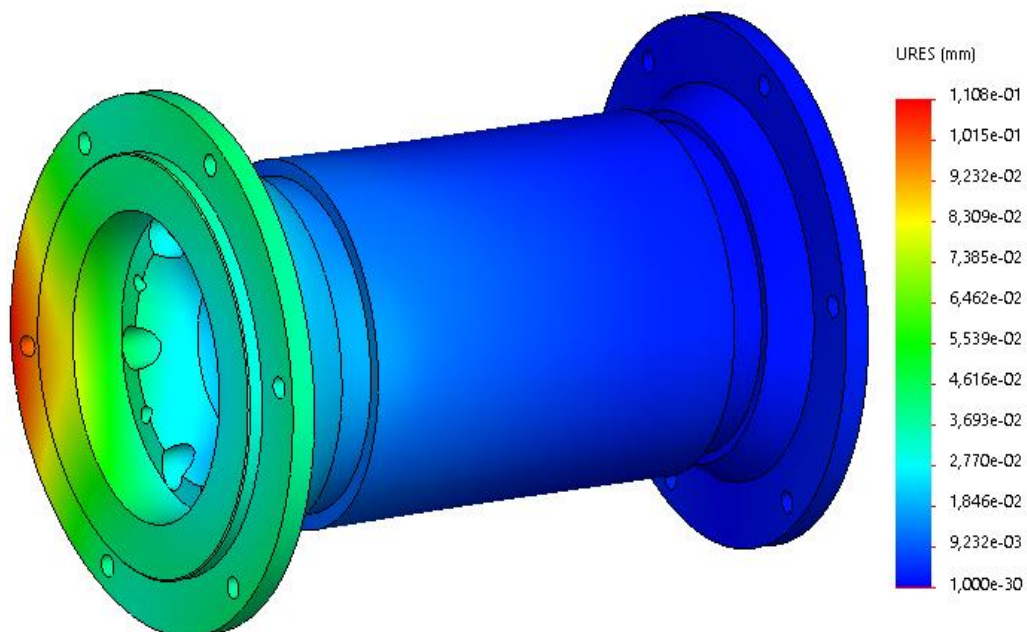


Figura 52 - Deslocamentos nas flanges e suporte de flanges. Simulação 1. Escala de deformação 100

Na Figura 53 é possível observar as deformações no componente. As maiores deformações observadas têm o valor de $6,25 \times 10^{-4}$ e estão localizadas nos pontos de maior tensão.

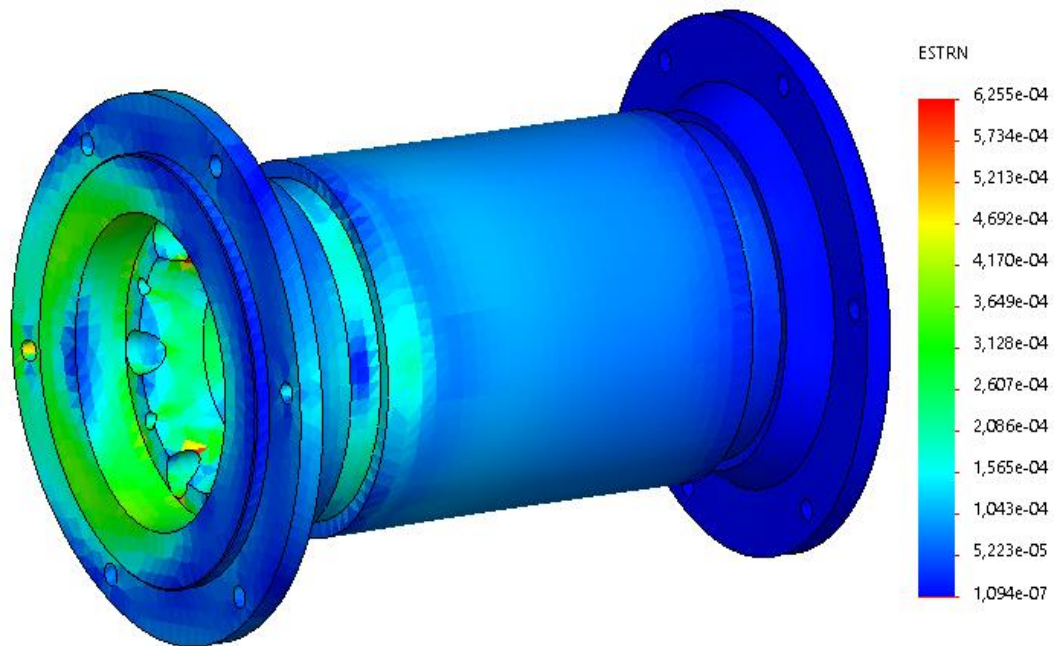


Figura 53 - Deformações nas flanges e suporte das flanges. Simulação 1

Na Figura 54 pode-se observar o coeficiente de segurança do componente em estudo. O menor valor observado é de 2.2.

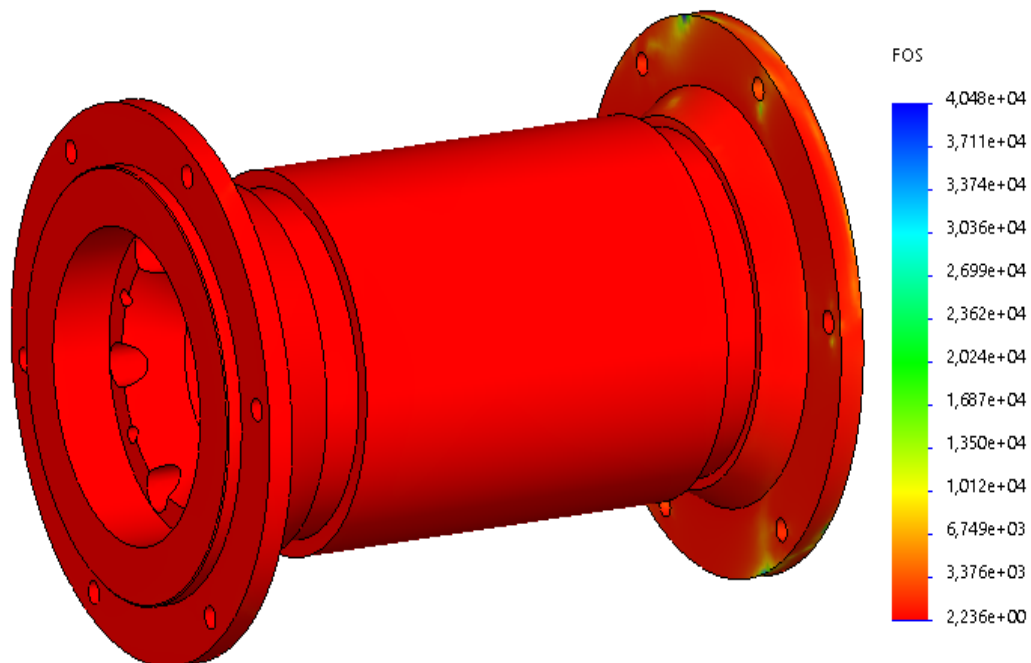


Figura 54 - Coeficiente de segurança nas flanges e suporte das flanges. Simulação 1

3.7.3.2 Simulação 2. Roda esquerda bloqueada

Na Figura 55 estão representadas as ligações ao exterior. Como a roda esquerda do *kartcross* está bloqueada, bloquearam-se os movimentos em todas as direções em três furos onde se faz a ligação ao eixo de transmissão na flange do lado da cremalheira. Apenas se bloqueou três furos para reproduzir uma situação limite em que apenas três parafusos estão devidamente apertados.

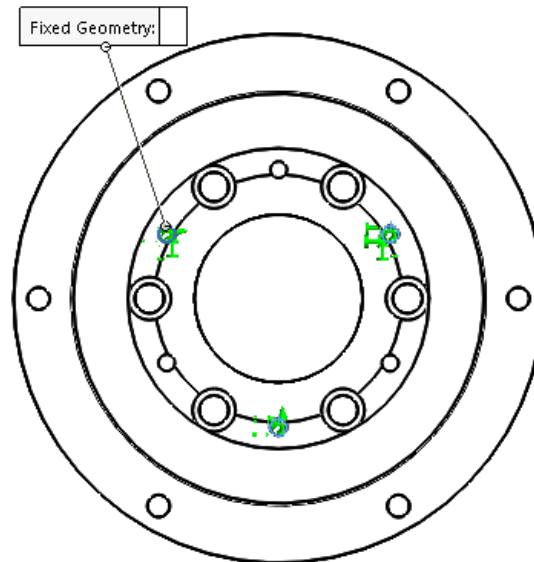


Figura 55 - Ligações ao exterior. Simulação 2

Na Figura 56 e Figura 57 é possível analisar a distribuição de tensões no componente. A partir da escala no lado direito da figura verifica-se que a tensão máxima no componente é de 145 MPa, o que é menor que a tensão de cedência do material, 170 MPa. Assim sendo não existe deformação plástica no componente.

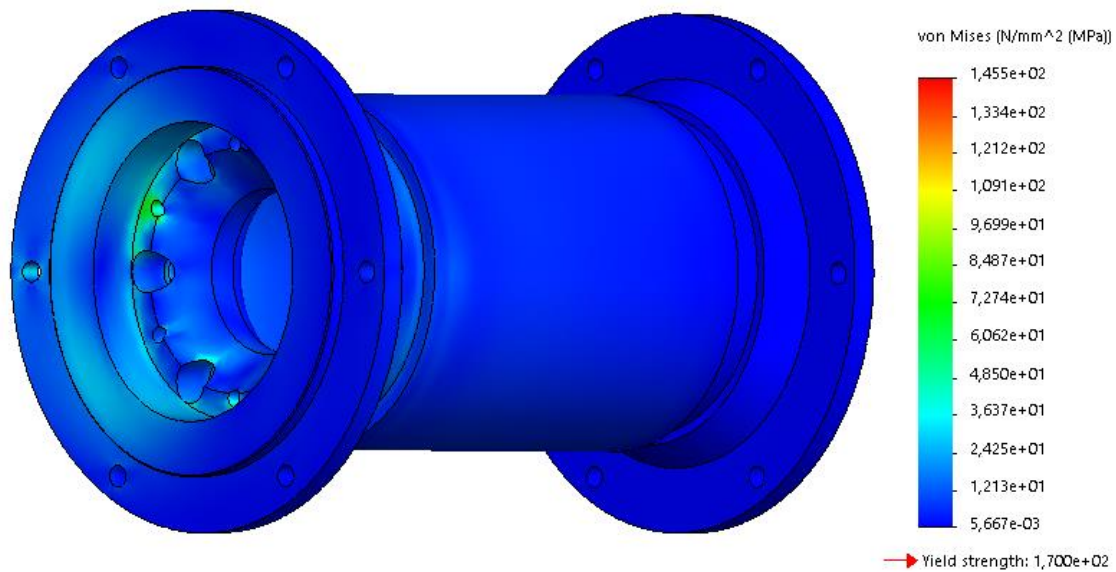


Figura 56 - Tensão resultante nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2. Escala de deformação 100



Figura 57 - Tensão resultante nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2. Escala de deformação 100

Nas Figura 58 e Figura 59 podem-se observar os deslocamentos resultantes da simulação. O deslocamento máximo observado é de 0.06 mm, representado a vermelho na figura. Assim que o componente ficar em repouso, sem nenhum esforço aplicado, todos os pontos voltam para a sua posição inicial, isto acontece porque a tensão instalada é menor que a tensão de cedência do material.

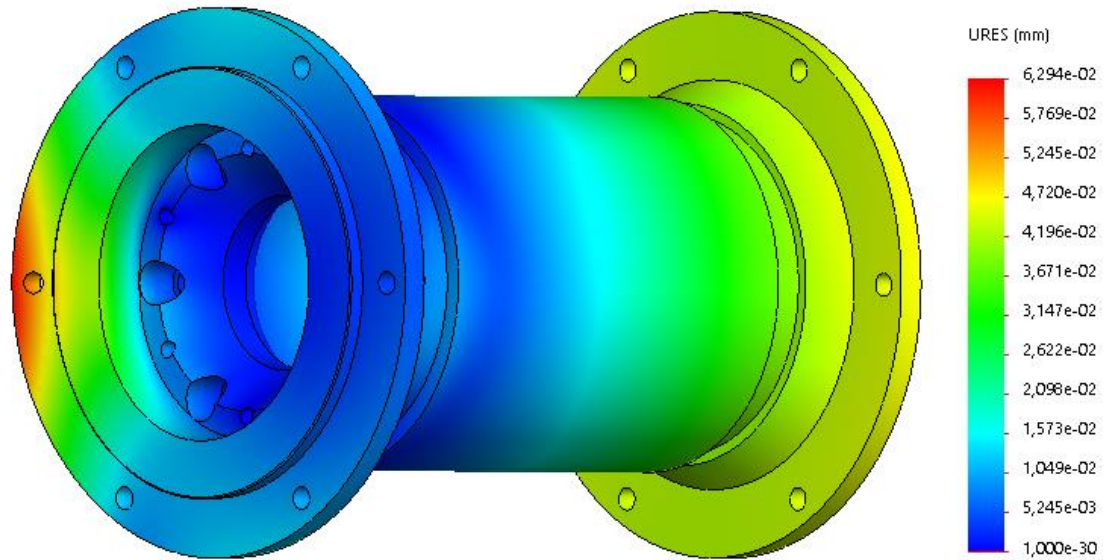


Figura 58 - Deslocamentos nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2. Escala de deformação 100

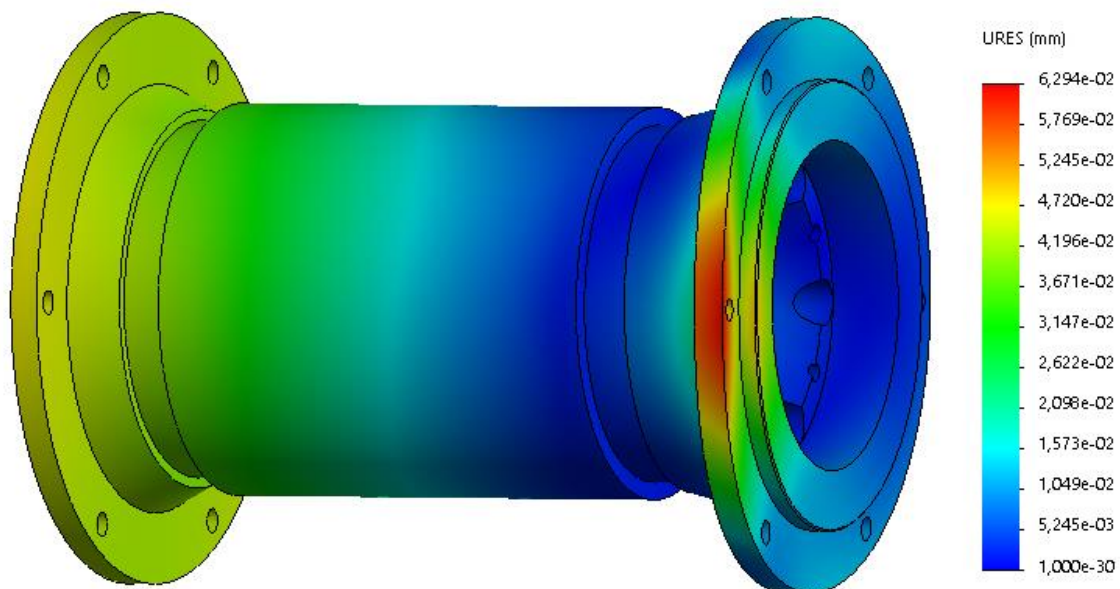


Figura 59 - Deslocamentos nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2. Escala de deformação 100

Na Figura 60 e Figura 61 podem-se observar as deformações no componente. As maiores deformações observadas têm o valor de $9,27 \times 10^{-4}$ e estão localizadas nos pontos de maior tensão.

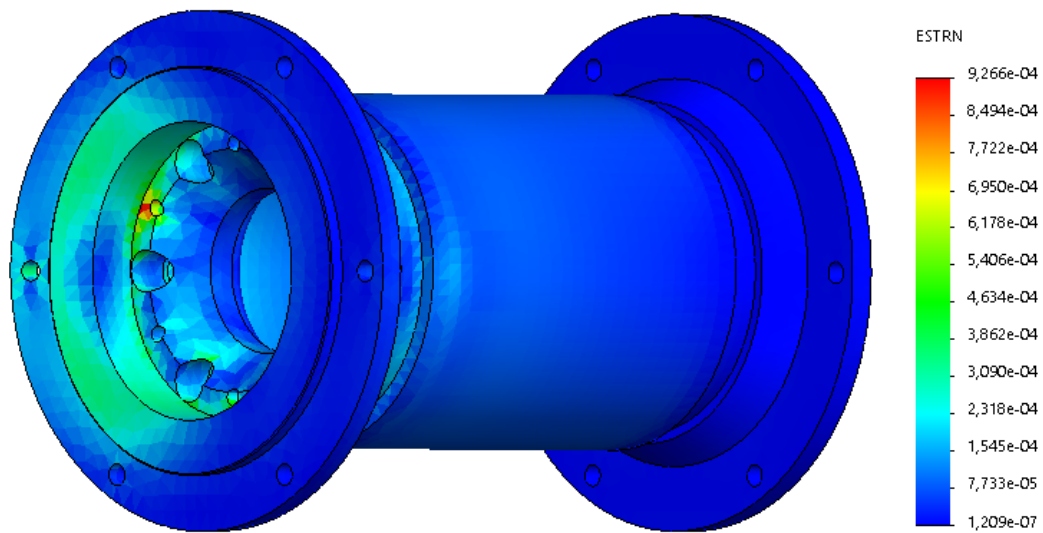


Figura 60 - Deformações nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2. Escala de deformação 100

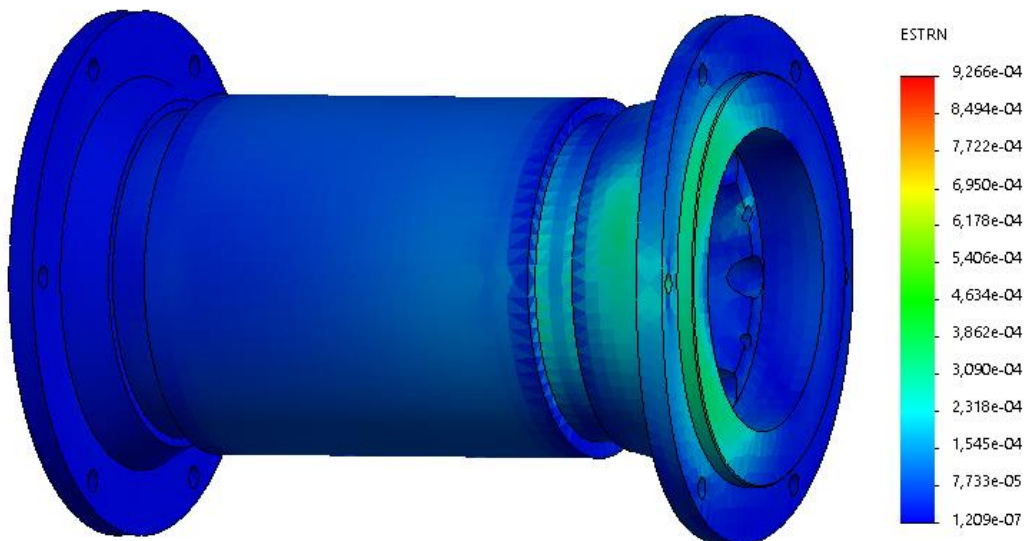


Figura 61 - Deformações nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2. Escala de deformação 100

Na Figura 62 pode-se observar o coeficiente de segurança do componente em estudo. O menor valor observado é de 1.17.

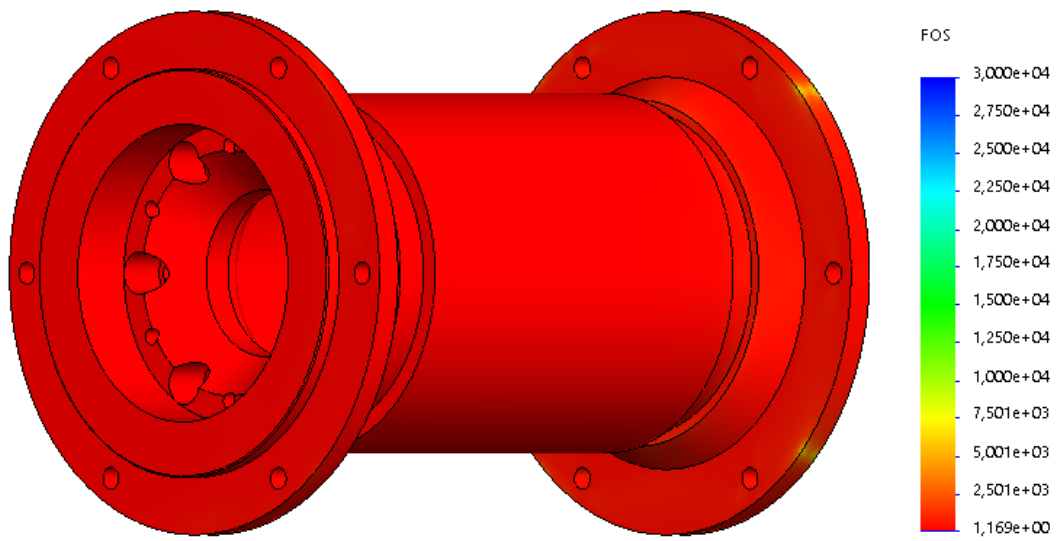


Figura 62 - Coeficiente de segurança nas flanges e suporte de flanges. Simulação 2.

3.7.3.3 Simulação 3. Ambas as rodas bloqueadas

As ligações ao exterior da simulação 3 são as da simulação 1 e simulação 2 em simultâneo. Assim sendo a Figura 50 e Figura 55 representam as ligações ao exterior. Como ambas as rodas do *kartcross* estão bloqueadas, bloquearam-se os movimentos em todas as direções nos furos onde se faz a ligação ao eixo de transmissão na flange do lado do travão e na flange do lado da cremalheira.

Na Figura 63 e Figura 64 é possível analisar a distribuição de tensões no componente. A partir da escala no lado direito da figura verifica-se que a tensão máxima no componente é de 190 MPa, o que é 20 MPa maior que a tensão de cedência do material, 170 MPa. A zona de maior tensão está assinalada na Figura 63, esta zona é de pequena dimensão e como se está a simular uma situação limite em que apenas três parafusos estão devidamente aparafusados e o tensão instalada não é muito superior ao limite de cedência esta situação não põe em causa a integridade do componente.

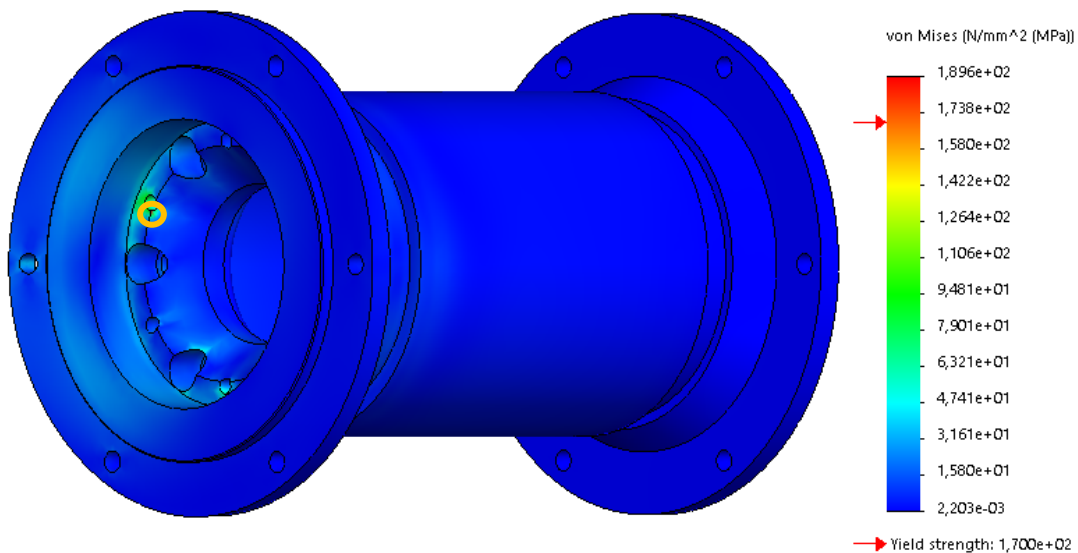


Figura 63 - Tensão resultante nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3. Escala de deformação 100

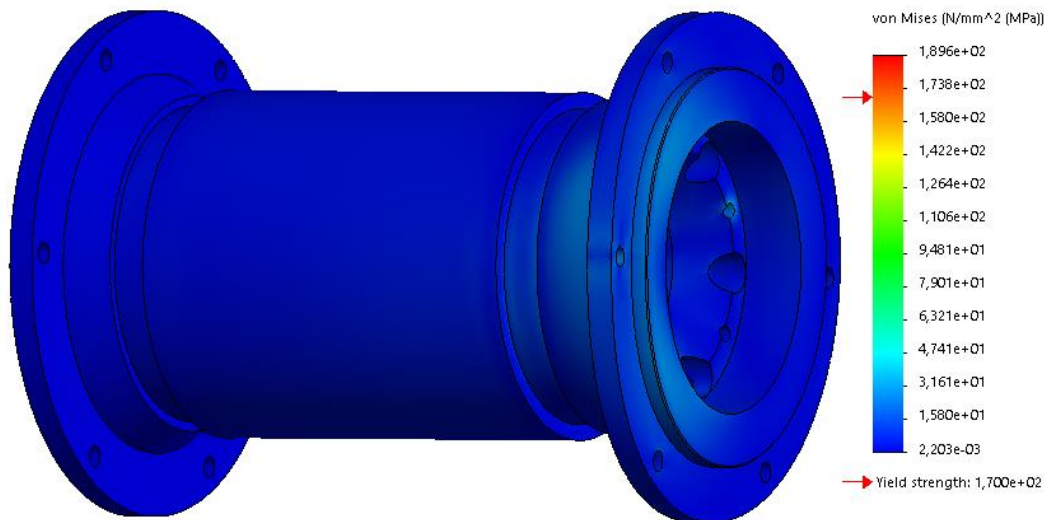


Figura 64 - Tensão resultante nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3. Escala de deformação 100

Na Figura 65 e Figura 66 podem-se observar os deslocamentos resultantes da simulação. O deslocamento máximo observado é de 0.07 mm, representado a vermelho na figura. Assim que o componente ficar em repouso, sem nenhum esforço aplicado, todos os pontos voltam para a sua posição inicial, isto acontece porque a tensão instalada é menor que a tensão de cedência do material.

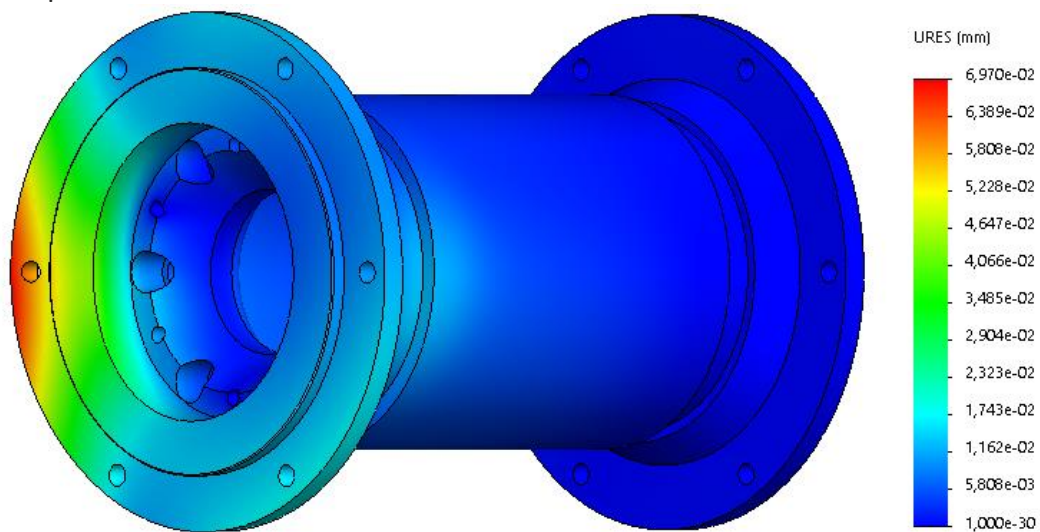


Figura 65 - Deslocamentos nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3. Escala de deformação 100

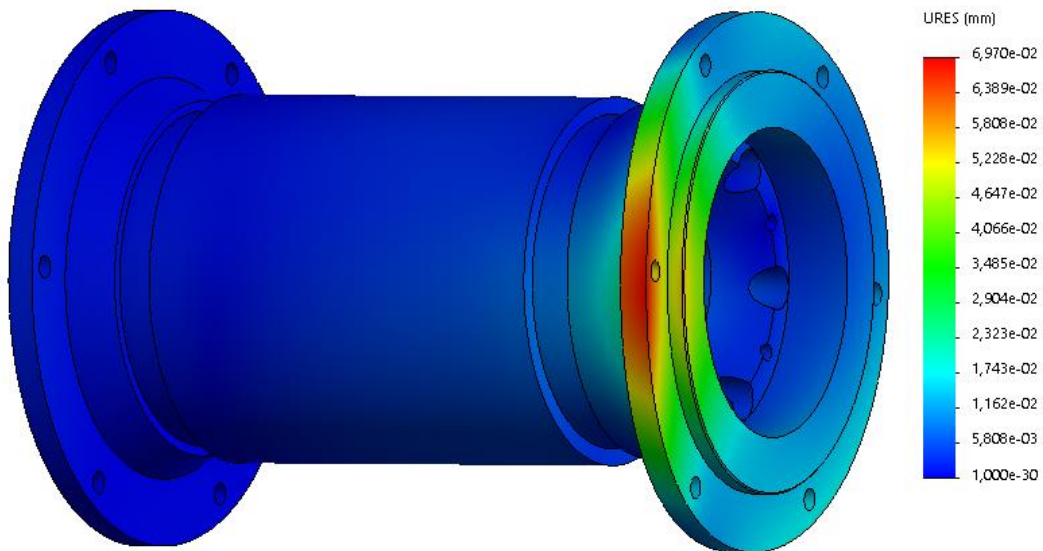


Figura 66 - Deslocamentos nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3. Escala de deformação 100

Na Figura 67 e Figura 68 podem-se observar as deformações no componente. As maiores deformações observadas têm o valor de $1,08 \times 10^{-3}$ e estão localizadas nos pontos de maior tensão.

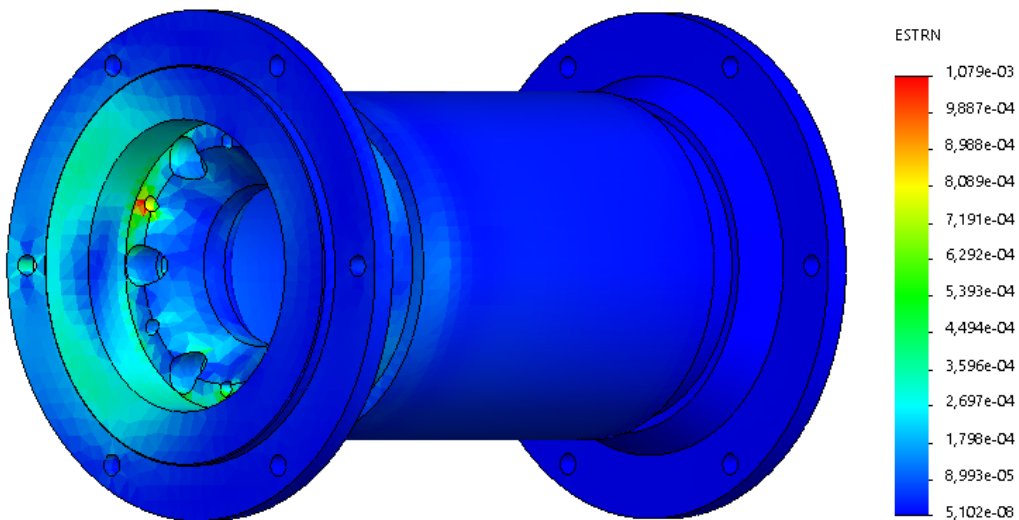


Figura 67 - Deformações nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3. Escala de deformação 100

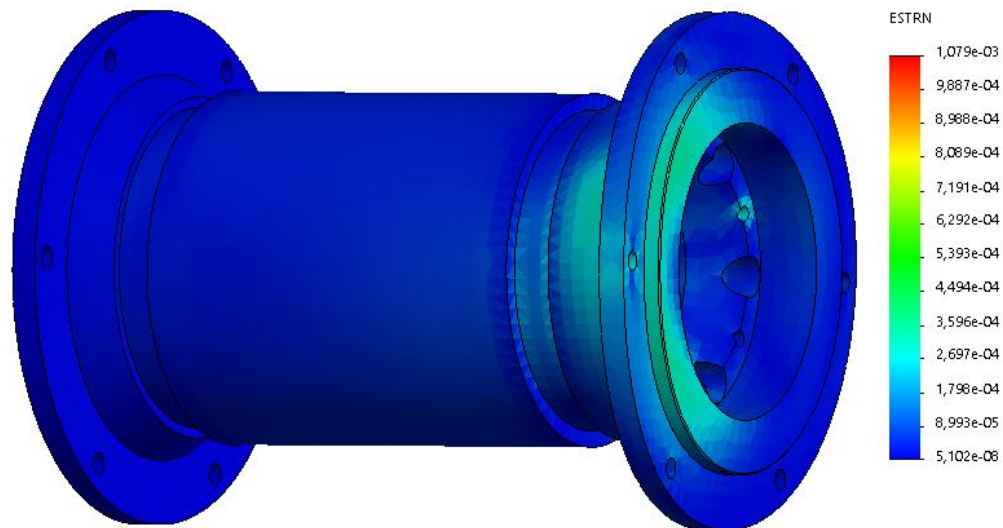


Figura 68 - Deformações nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3. Escala de deformação 100

Na Figura 69 pode-se observar o coeficiente de segurança do componente em estudo. O menor valor observado é de 0.9

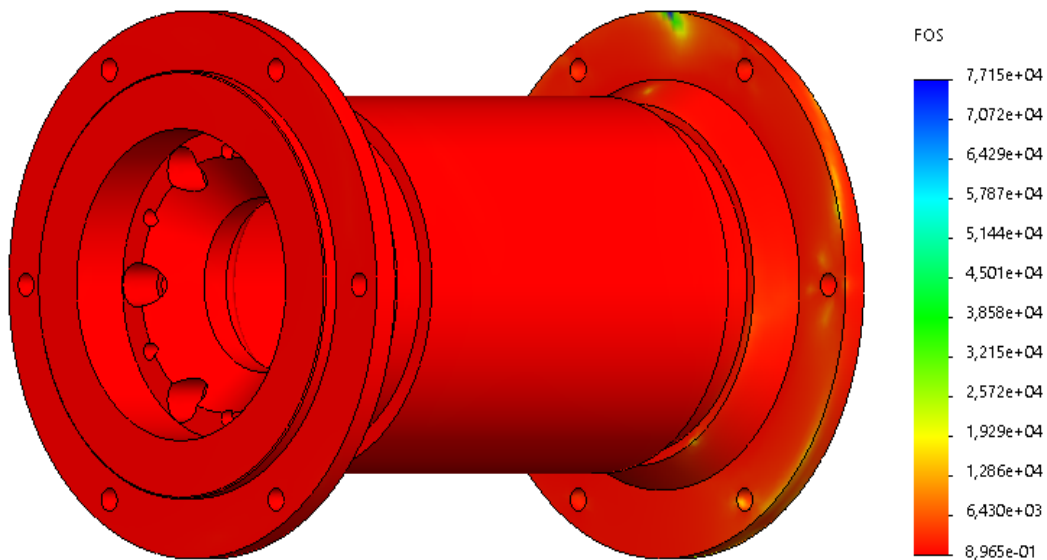


Figura 69 - Coeficiente de segurança nas flanges e suporte de flanges. Simulação 3

3.8 Análise não linear geométrica do cepo

Neste capítulo será feita a análise ao conjunto final do componente em estudo. A análise não linear geométrica será dividida em duas partes, solicitações em aceleração e em travagem, que por sua vez estão divididos em cinco simulações, três para a aceleração e dois para a travagem.

3.8.1 Preparação das simulações

Na realização das diversas simulações, grande parte da preparação é idêntica em todos. Neste capítulo serão apresentados todos os pontos que são iguais em todas as simulações.

Para a análise efetuada foram necessárias algumas simplificações idênticas em ambas as simulações.

Cada rolamento foi substituído por um anel maciço com as mesmas dimensões do rolamento inicial, como apresentado na Figura 70. Para reproduzir o mais aproximadamente possível com o modelo real, selecionou-se aço como material do rolamento. Assim sendo quando o componente estiver sobre tensão irá deformar e assim aproximar-se do modelo real.

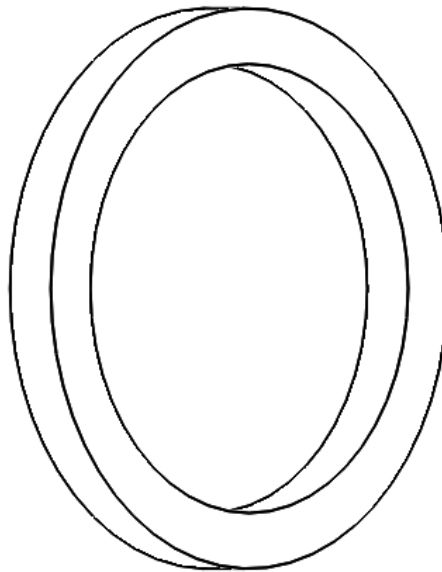


Figura 70 - Rolamento simplificado

Na Figura 71 está presente o apoio exterior do cepo que foi modelado para substituir os pontos de apoio no quadro do *kartcross*. Estes apoios serão indeformáveis uma vez que os esforços do quadro do veículo não estão a ser analisados neste relatório.

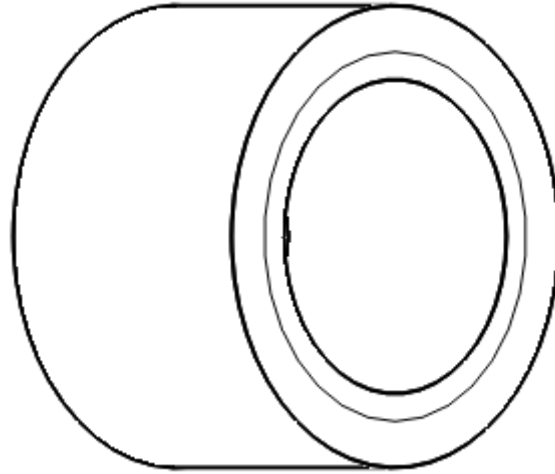


Figura 71 - Apoio exterior

Na Figura 72 está presente o componente simplificado. Como no modelo real a carcaça do cepo será soldada admite-se que é um componente único, para efeitos de análise.

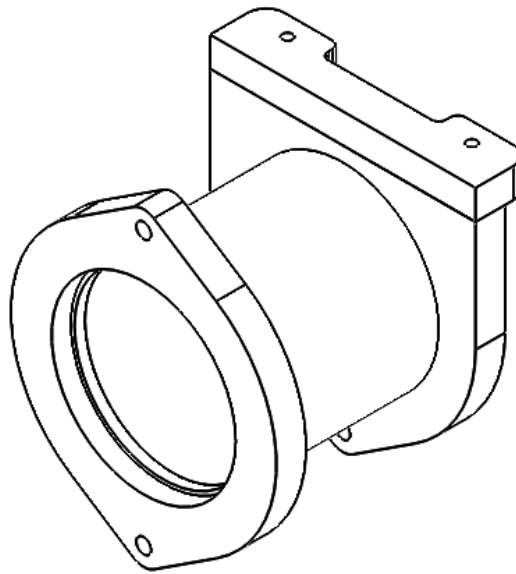


Figura 72 - Carcaça do cepo simplificada

O passo seguinte foi a montagem dos diversos componentes conforme a Figura 33. À medida que se inseriram os componentes foi feita a caracterização dos contactos entre cada componente. Entre todas as superfícies que estão em contacto entre si, foi atribuído que não há penetração e um coeficiente de atrito de 0.05.

Na Figura 73 estão presentes as ligações ao exterior. Foram colocados seis apoios exteriores, Figura 71, no componente que estão bloqueados os movimentos em todas as direções.

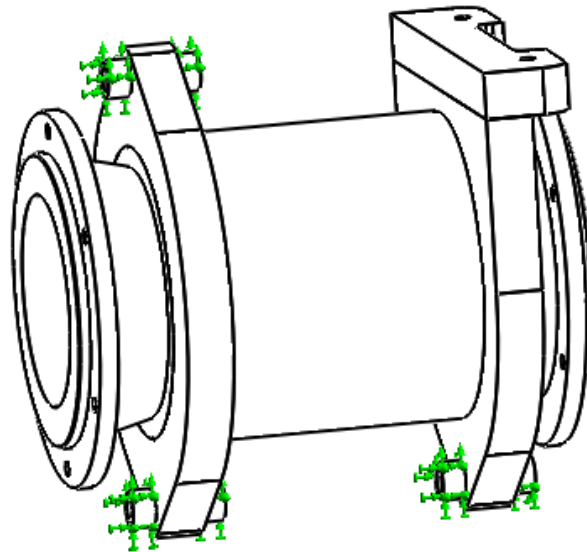


Figura 73 - Ligações ao exterior nos apoios

Na Figura 74 foram adicionadas as ligações entre componentes, nomeadamente entre flanges e suporte de flanges através de parafusos M8 e com aperto de 33 Nm e entre a carcaça do cepo e os apoios exteriores por parafusos M12 e com aperto de 99 Nm. O cálculo dos esforços quer para a aceleração quer para a travagem foram calculados anteriormente no capítulo 3.2 do presente relatório.

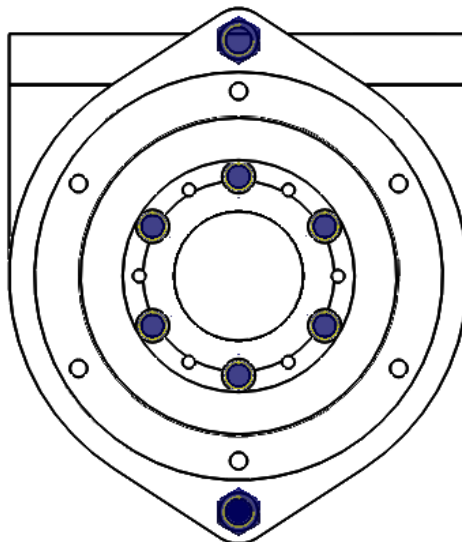


Figura 74 - Ligações aparafusadas no cepo

3.8.2 Aceleração

Para a análise do componente em aceleração serão realizadas três simulações que simulam a roda direita bloqueada, roda esquerda bloqueada e ambas as rodas bloqueadas.

Foi necessário modelar uma cremalheira simplificada, Figura 75, para aplicar a solicitação proveniente do motor. Na modelação da cremalheira foi tido em conta o diâmetro do modelo real e foi modelada a zona onde a corrente transmite o esforço para a cremalheira, tipicamente relativo a três dentes da cremalheira. Este componente foi considerado indeformável uma vez que não faz parte dos componentes em estudo.

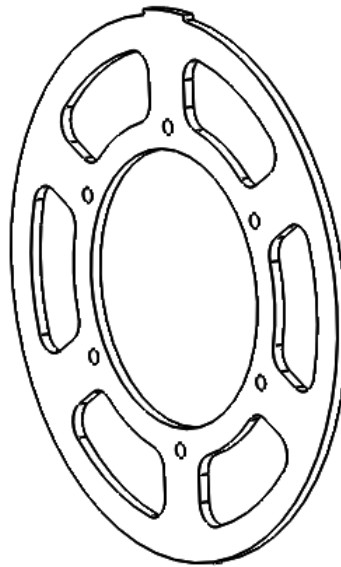


Figura 75 – Cremalheira simplificada

A ligação entre a cremalheira e respetiva flange é idêntica ao apresentado anteriormente através de ligação aparafusada.

Na Figura 76 está apresentada a aplicação do esforço proveniente do motor. Este esforço foi calculado na equação 2 e tem o valor de 1636 Nm.

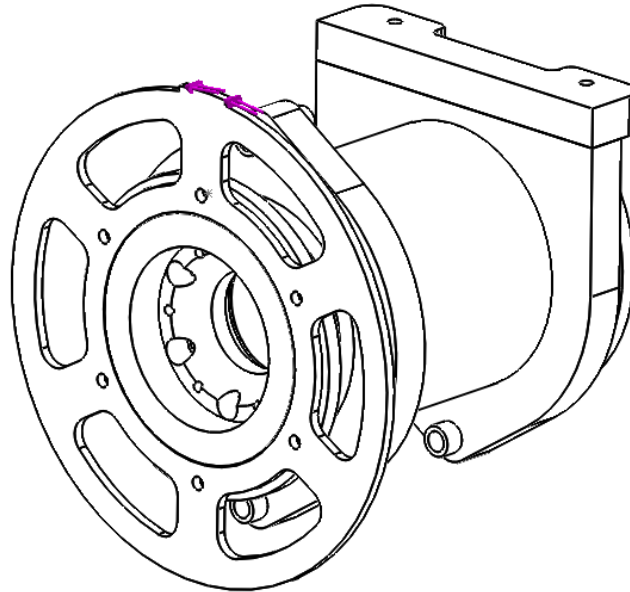


Figura 76 - Aplicação de esforços. Simulação de aceleração

3.8.2.1 Simulação 1. Roda direita bloqueada

Antes de iniciar a primeira simulação foi necessário definir uma última variável, ligações ao exterior nas flanges, que é diferente nas três simulações de aceleração.

Na Figura 77 são apresentadas as ligações na flange do travão, localizada no lado direito. Para reproduzir uma situação limite em que apenas três parafusos estão devidamente apertados e a roda do lado direito encontra-se bloqueada, bloquearam-se os movimentos em todas as direções nos furos de três parafusos que fazem as ligações do semieixo com a flange do travão.

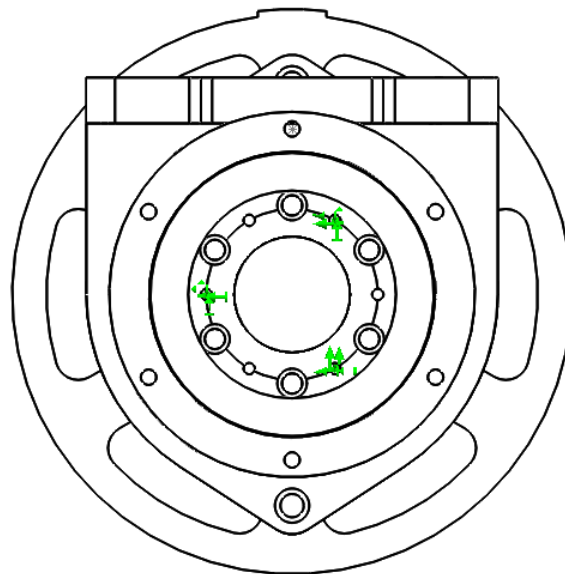


Figura 77 – Ligações ao exterior. Simulação 1, Aceleração. Roda direita bloqueada.

Na Figura 78 e Figura 79 é apresentada a distribuição de tensão pelo componente. Verifica-se que a tensão máxima é de 246 MPa, valor superior ao limite de cedência do material 170 MPa, este valor é verificado na flange de travão num dos furos que faz a ligação entre flange e semieixo que foram restringidos todos os movimentos.

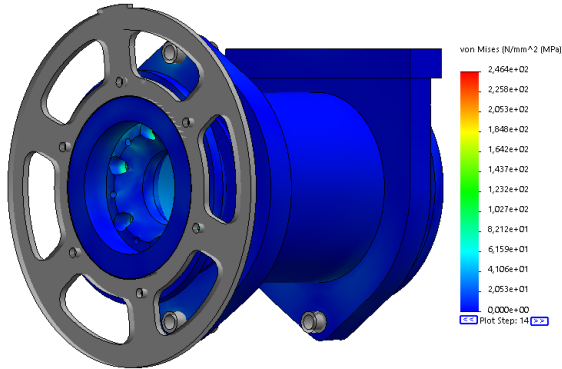


Figura 78 - Tensão resultante no cepo. Simulação 1, Aceleração. Escala de deformação 25

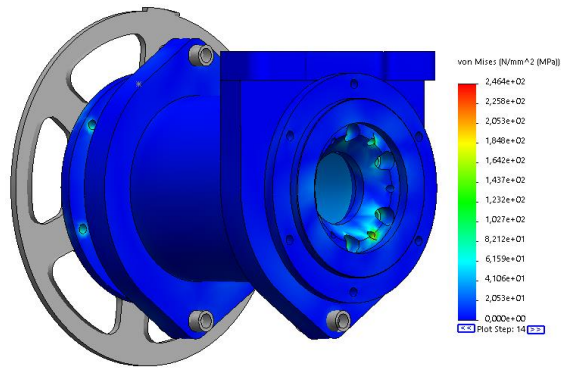


Figura 79 - Tensão resultante no cepo. Simulação 1, Aceleração. Escala de deformação 25

Na Figura 80 verifica-se que grande parte do componente sofre tensão abaixo do limite de cedência.

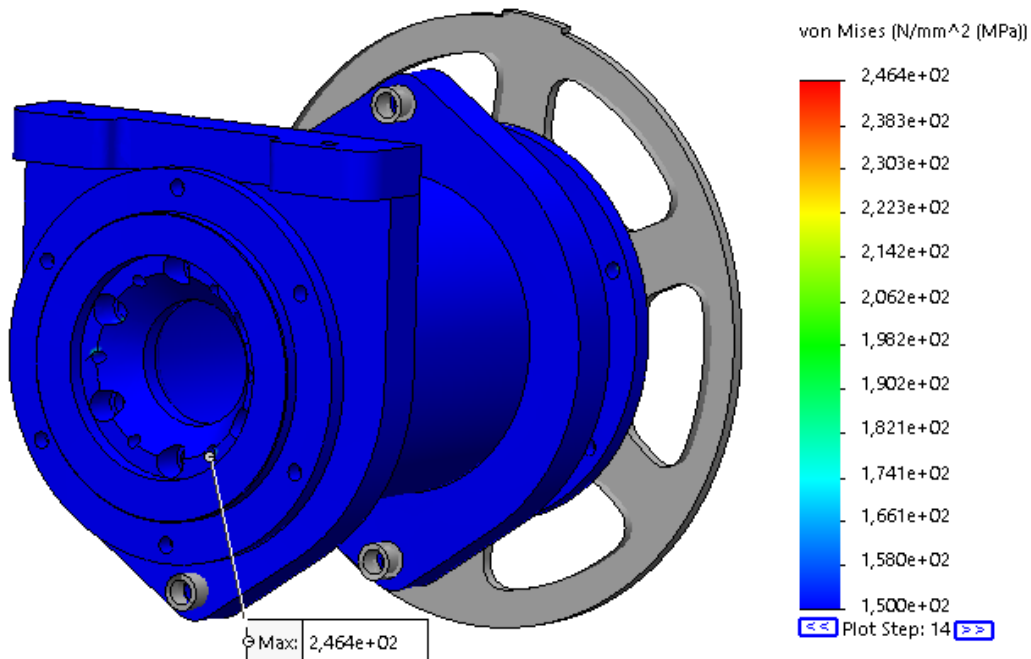


Figura 80 - Tensão resultante no cepo. Simulação 1, Aceleração. Escala de deformação 25
Escala de cores a partir de 150 MPa

Na Figura 81 e Figura 82 é apresentada a distribuição de tensões pela flange de travão. Verifica-se que é neste componente que se atinge o valor mais alto de tensão. A zona de maior tensão é apenas num ponto de pequena dimensão. Verifica-se também que quase a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

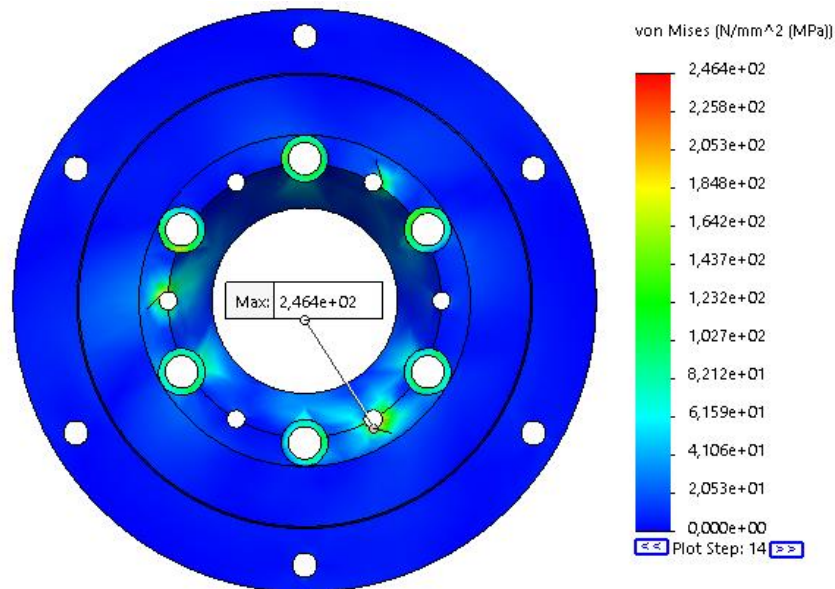


Figura 81 - Tensão resultante na flange de travão, vista frontal. Simulação 1, Aceleração.

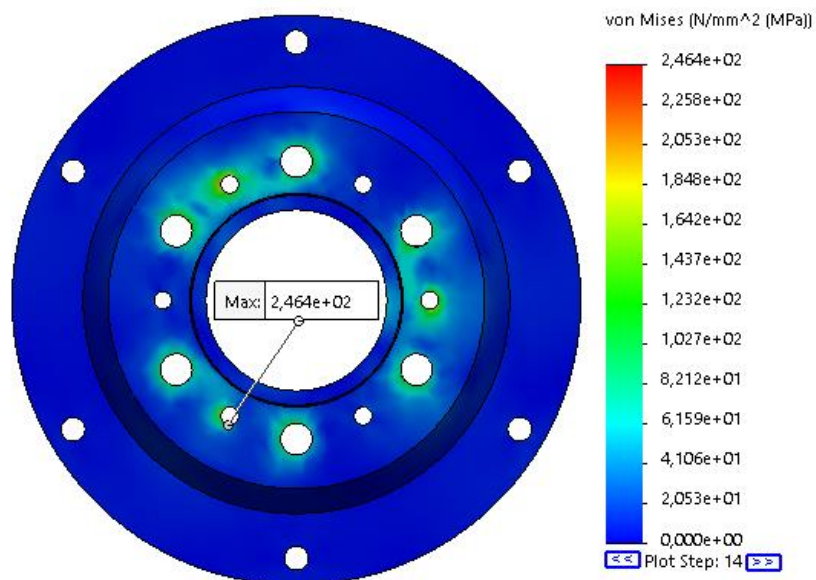


Figura 82 - Tensão resultante na flange de travão, vista posterior. Simulação 1, Aceleração.

Na Figura 83 e Figura 84 é apresentada a distribuição de tensões pela flange da cremalheira. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 210 MPa. A zona de maior tensão é apenas num ponto de pequena dimensão na zona de aperto de um dos parafusos da cremalheira. Verifica-se também que quase a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

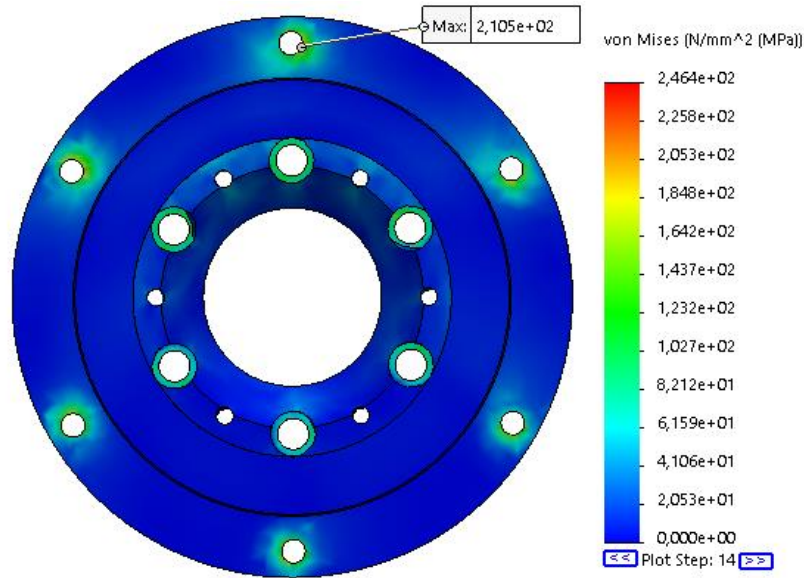


Figura 83 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista frontal. Simulação 1, Aceleração.

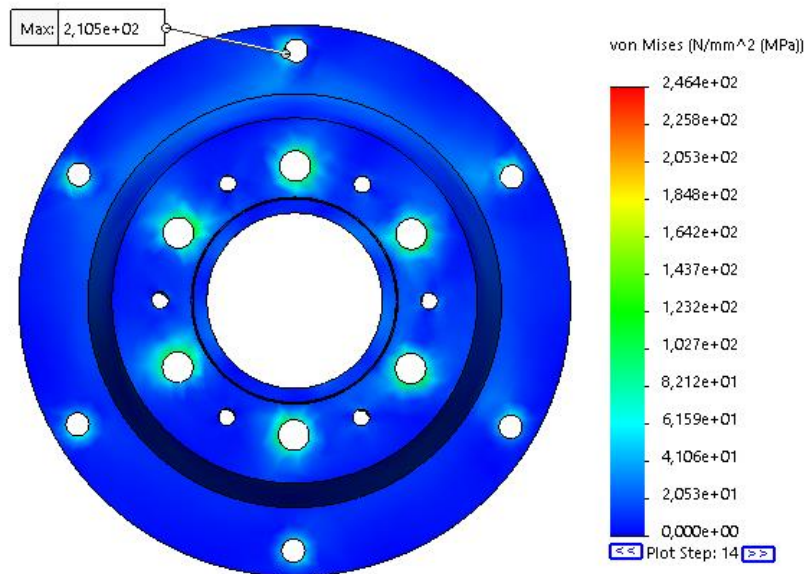


Figura 84 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista posterior. Simulação 1, Aceleração

Na Figura 85 e Figura 86 é apresentada a distribuição de tensões pelo suporte das flanges. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 135 MPa. As zonas de maior tensão são as zonas envolventes ao furo que faz a ligação aparafusada entre flanges e suporte de flanges. Verifica-se também que a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

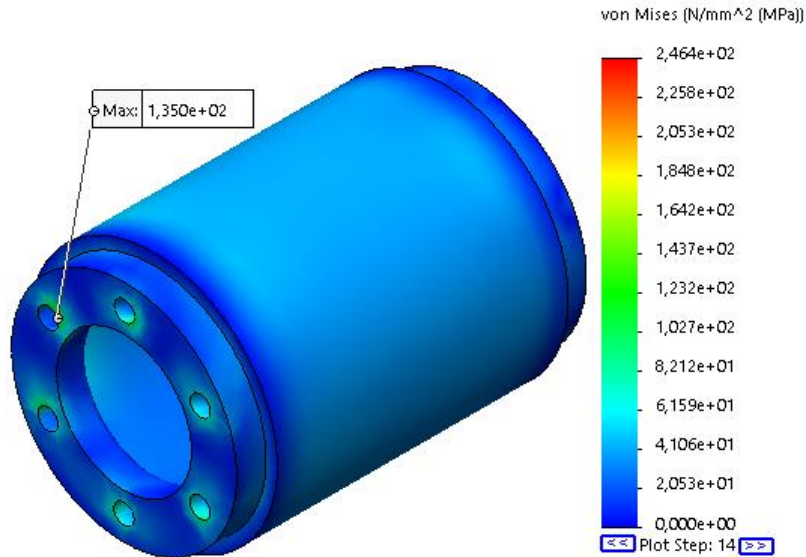


Figura 85 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado da cremalheira. Simulação 1, Aceleração

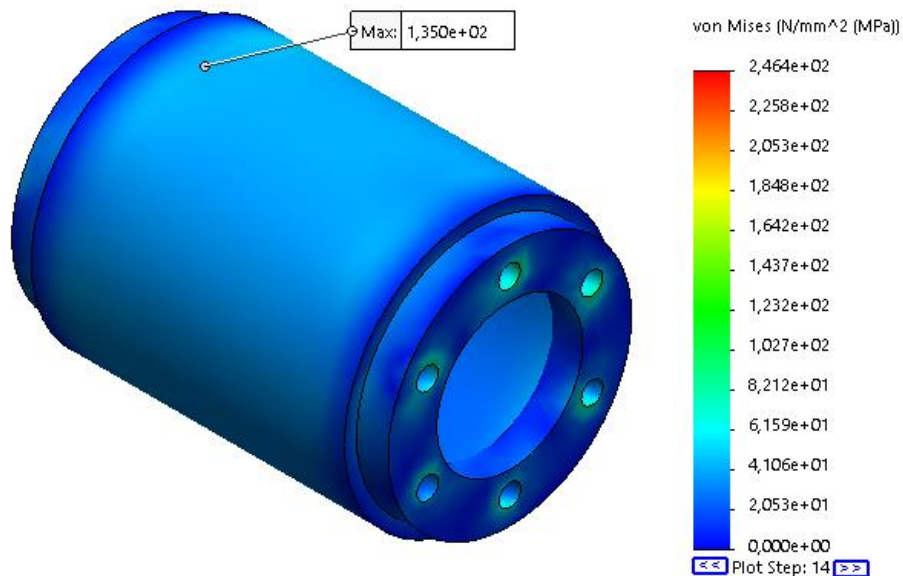


Figura 86 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado do travão. Simulação 1, Aceleração

3.8.2.2 Simulação 2. Roda esquerda bloqueada

Na Figura 87 são apresentadas as ligações na flange da cremalheira, localizada no lado esquerdo. Para reproduzir uma situação limite em que apenas três parafusos estão devidamente apertados e a roda do lado direito encontra-se bloqueada, bloquearam-se os movimentos em todas as direções nos furos de três parafusos que fazem as ligações do semieixo com a flange da cremalheira.

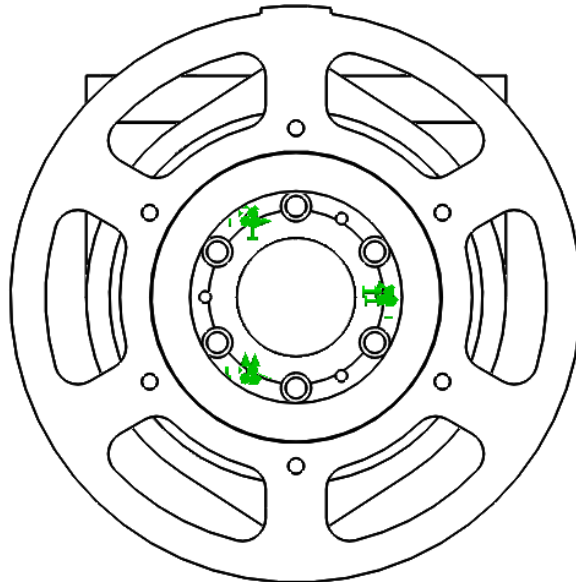


Figura 87 - Ligações ao exterior. Simulação 2, Aceleração. Roda esquerda bloqueada

Na Figura 88 e Figura 89 é apresentada a distribuição de tensão pelo componente. Verifica-se que a tensão máxima é de 511 MPa, valor superior ao limite de cedência do material 170MPa, este valor é verificado na flange da cremalheira num dos furos que faz a ligação entre flange e semieixo que foram restringidos todos os movimentos. Na Figura 90 verifica-se que grande parte do componente sofre tensão abaixo do limite de cedência.

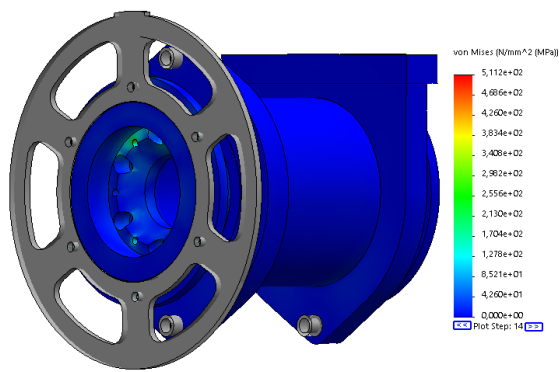


Figura 88 - Tensão resultante no cepo. Simulação 2, Aceleração. Escala de deformação 25

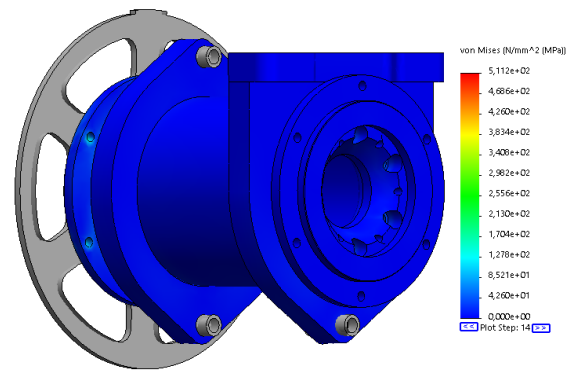


Figura 89 - Tensão resultante no cepo. Simulação 2, Aceleração. Escala de deformação 25

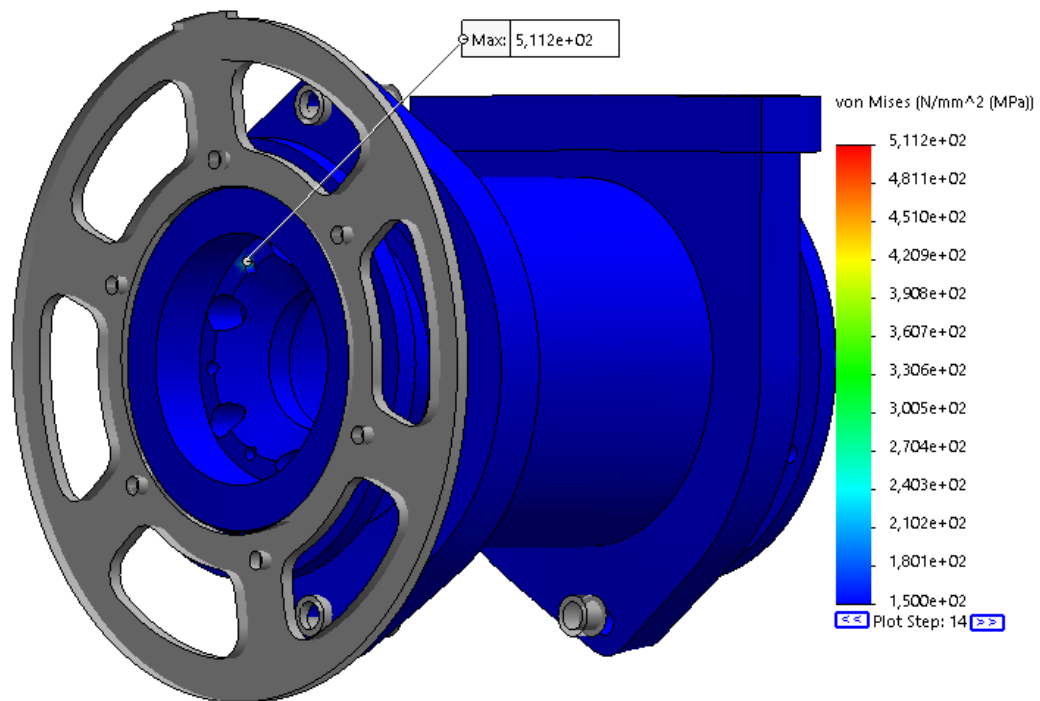


Figura 90 - Tensão resultante no cepo. Simulação 2, Aceleração. Escala de deformação 25
Escala de cores a partir de 150 MPa

Na Figura 91 e Figura 92 é apresentada a distribuição de tensões pela flange da cremalheira. Verifica-se que é neste componente que se atinge o valor mais alto de tensão. As zonas de maior tensão são pequenas áreas envoltentes dos furos de ligação entre a cremalheira e flange e a flange com o suporte das flanges. Verifica-se também que a maior parte do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

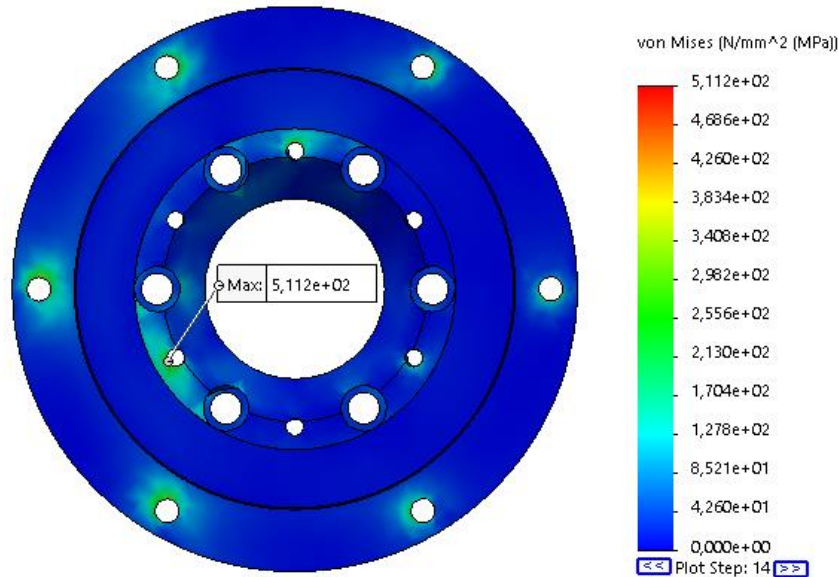


Figura 91 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista frontal. Simulação 2, Aceleração.

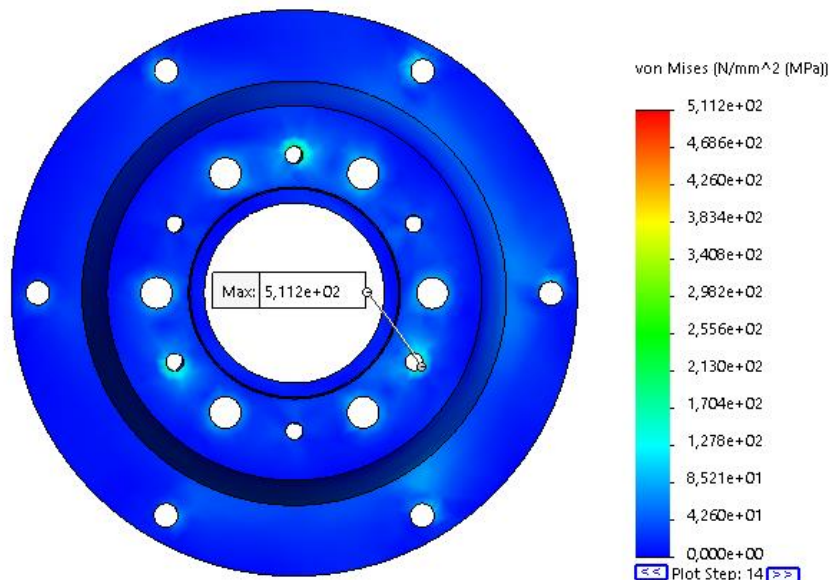


Figura 92 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista posterior. Simulação 2, Aceleração.

Na Figura 93 e Figura 94 é apresentada a distribuição de tensões pela flange de travão. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 94 MPa, valor inferior à tensão limite de cedência de 170 MPa. A zona de maior tensão localiza-se num dos furos que faz a ligação aparafusada entre a flange de travão e o suporte das flanges.

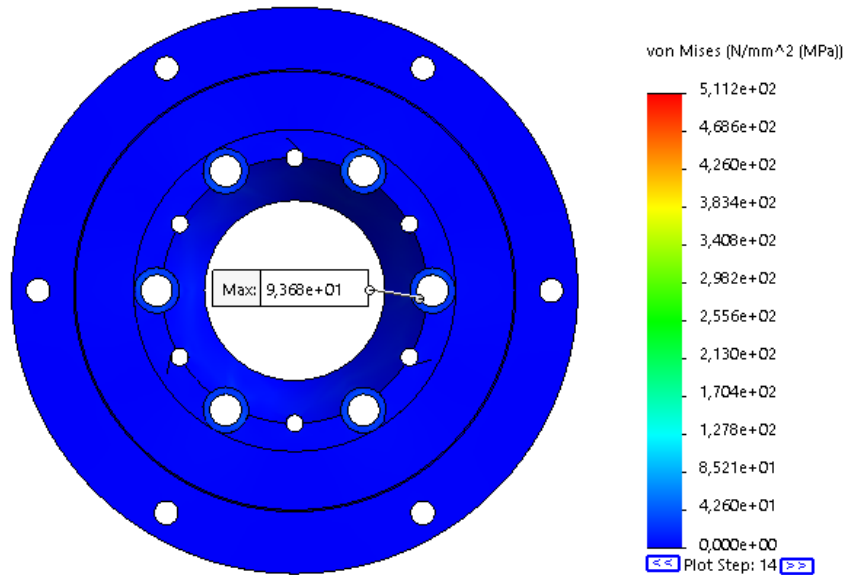


Figura 93 - Tensão resultante na flange de travão, vista frontal. Simulação 2, Aceleração.

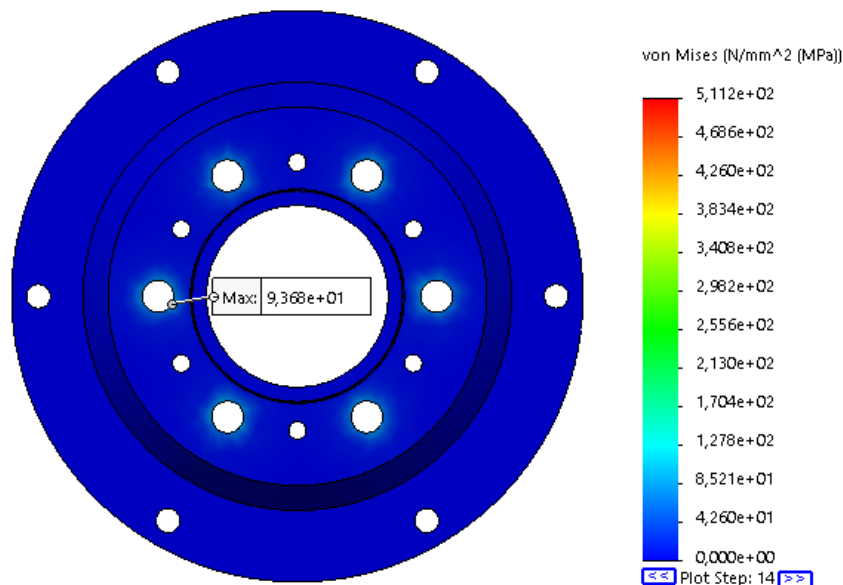


Figura 94 - Tensão resultante na flange de travão, vista posterior. Simulação 2, Aceleração.

Na Figura 95 e Figura 96 é apresentada a distribuição de tensões pelo suporte das flanges. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 103 MPa. As zonas de maior tensão são as zonas envolventes ao furo que faz a ligação aparafusada entre flanges e suporte de flanges. Verifica-se também que a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

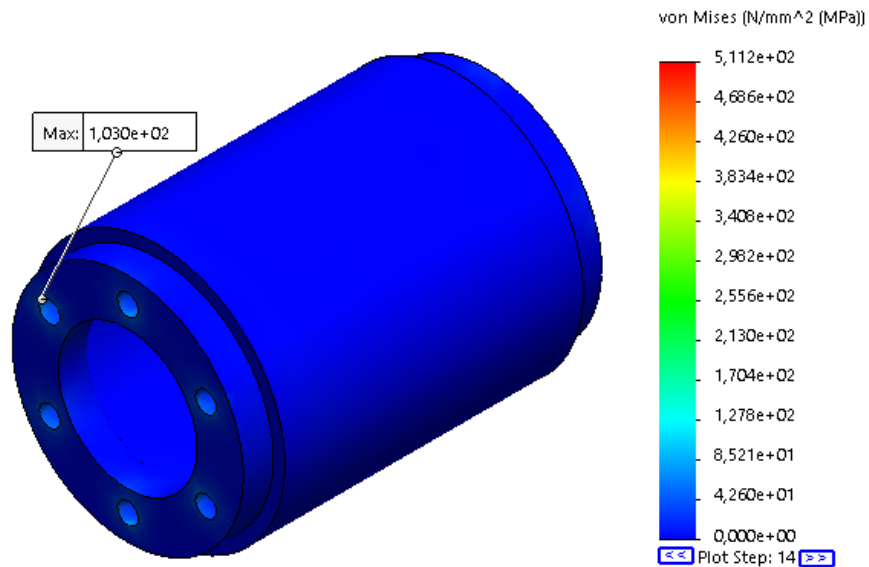


Figura 95 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado da cremalheira. Simulação 2, Aceleração

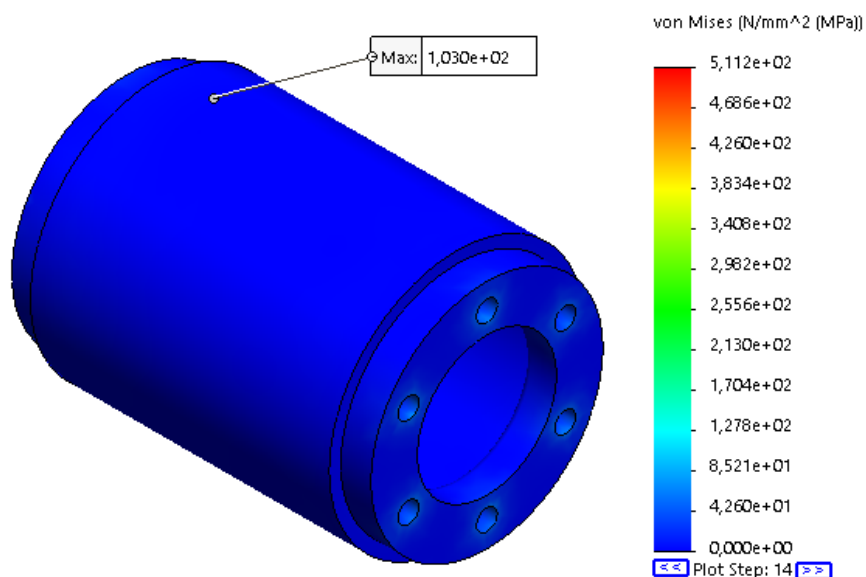


Figura 96 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado do travão. Simulação 2, Aceleração

3.8.2.3 Simulação 3. Ambas as rodas bloqueadas

Para a terceira simulação de aceleração as condições de fronteira são a conjugação das duas simulações anteriores, assim bloquearam-se os movimentos em todas as direções dos furos de três parafusos que fazem as ligações do semieixo com a flange da cremalheira e também entre o semieixo e a flange do travão, conforme a Figura 77 e Figura 87.

Na Figura 97 e Figura 98 é apresentada a distribuição de tensão pelo componente. Verifica-se que a tensão máxima é de 241 MPa, valor superior ao limite de cedência do material 170MPa, este valor é verificado na flange da cremalheira num dos furos que faz a ligação entre flange e semieixo que foram restringidos todos os movimentos.

Na Figura 99 verifica-se que grande parte do componente sofre tensão abaixo do limite de cedência.

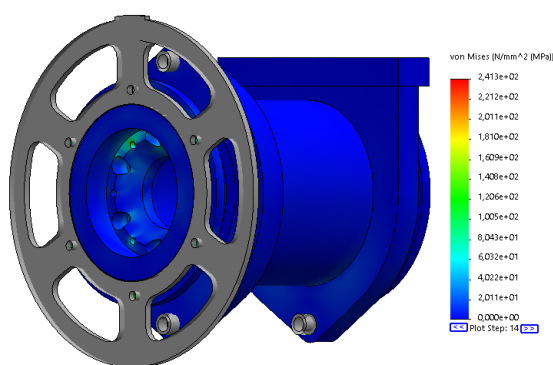


Figura 97 - Tensão resultante no cepo. Simulação 3, Aceleração. Escala de deformação 25

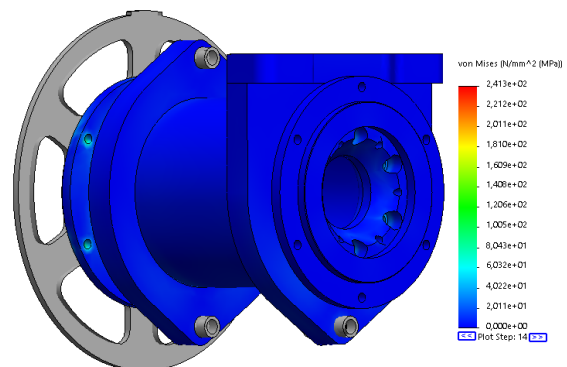


Figura 98 - Tensão resultante no cepo. Simulação 3, Aceleração. Escala de deformação 25

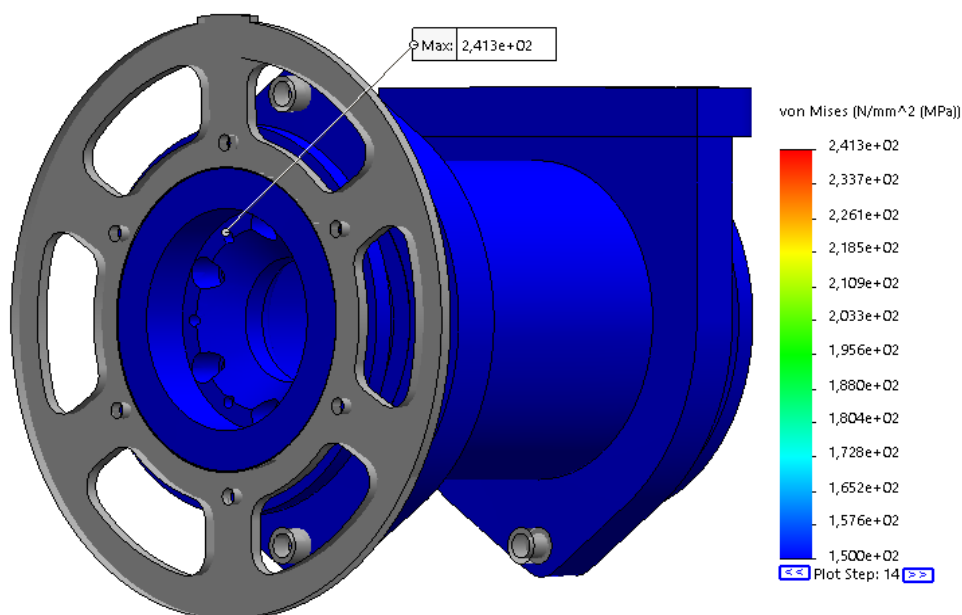


Figura 99 - Tensão resultante no cepo. Simulação 3, Aceleração. Escala de deformação 25
Escala de cores a partir de 150 MPa

Na Figura 100 e Figura 101 é apresentada a distribuição de tensões pela flange da cremalheira. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 241 MPa. As zonas de maior tensão são pequenas áreas envoltoras dos furos de ligação entre a cremalheira e flange e a flange com o suporte das flanges. Verifica-se também que a maior parte do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

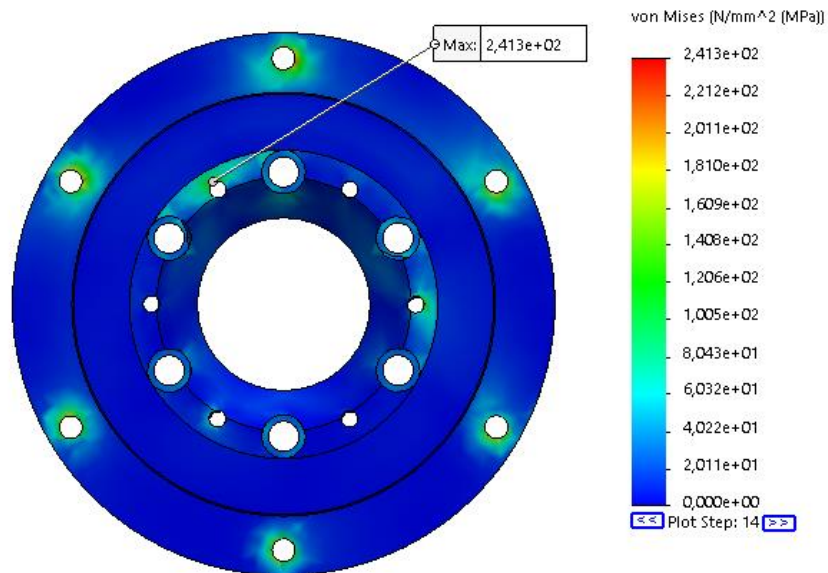


Figura 100 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista frontal. Simulação 3, Aceleração.

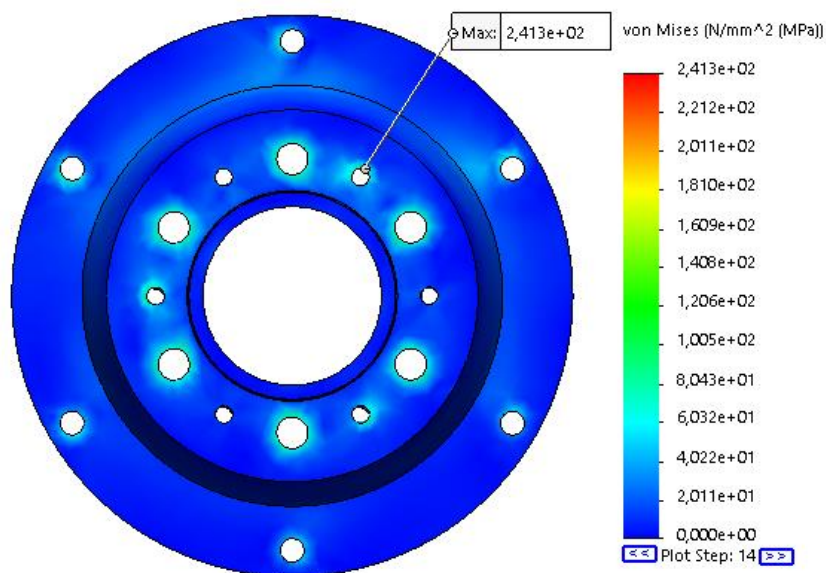


Figura 101 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista posterior. Simulação 3, Aceleração.

Na Figura 102 e Figura 103 é apresentada a distribuição de tensões pela flange de travão. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 91 MPa, valor inferior à tensão limite de cedência de 170 MPa. A zona de maior tensão localiza-se num dos furos que faz a ligação aparafusada entre a flange de travão e o suporte das flanges.

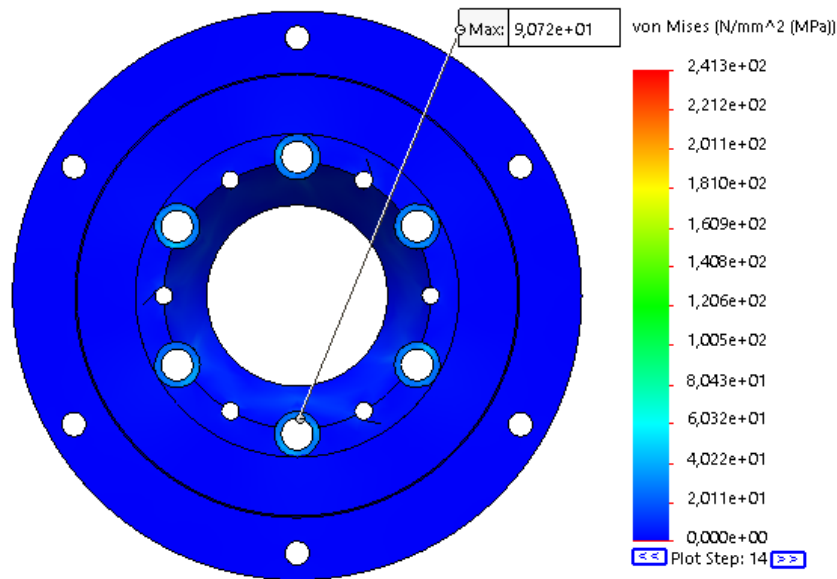


Figura 102 - Tensão resultante na flange de travão, vista frontal. Simulação 3, Aceleração.

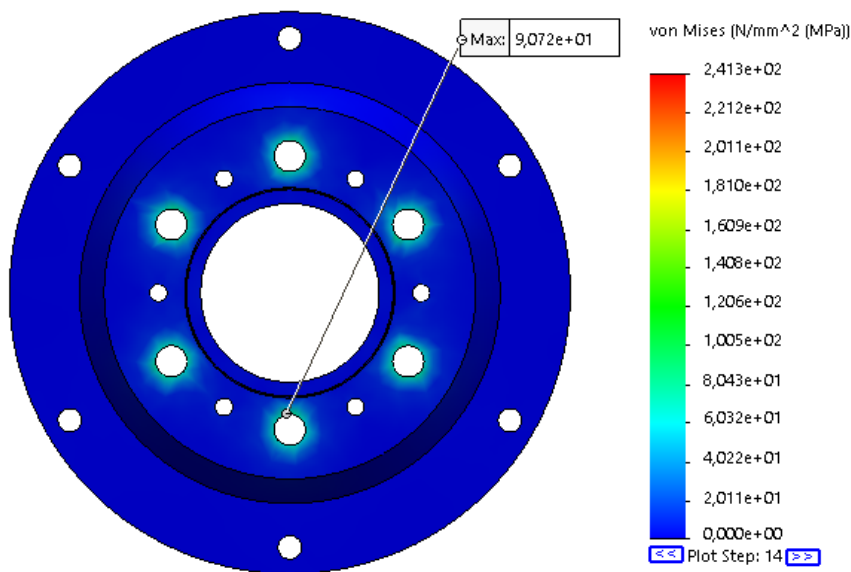


Figura 103 - Tensão resultante na flange de travão, vista posterior. Simulação 3, Aceleração.

Na Figura 104 e Figura 105 é apresentada a distribuição de tensões pelo suporte das flanges. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 97 MPa. As zonas de maior tensão são as zonas envolventes ao furo que faz a ligação aparafusada entre flanges e suporte de flanges. Verifica-se também que a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

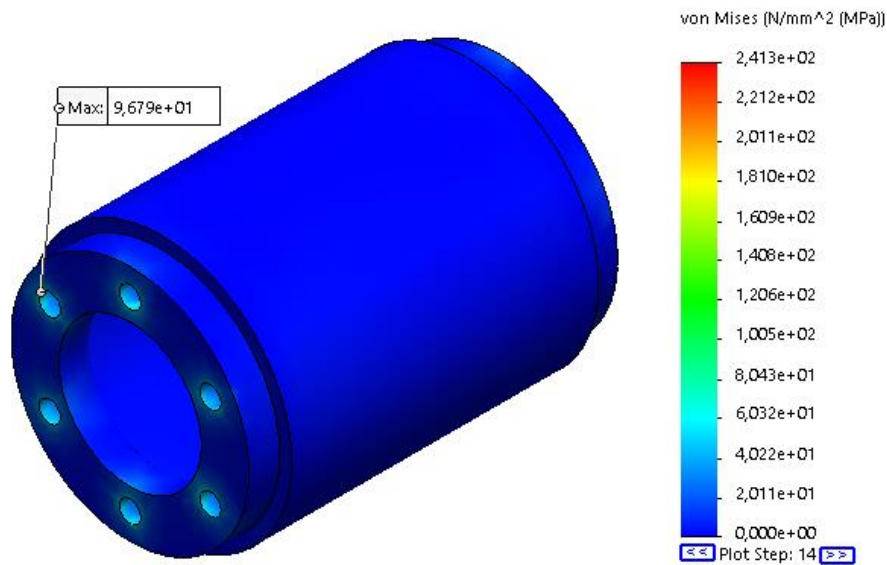


Figura 104 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado da cremalheira. Simulação 3, Aceleração

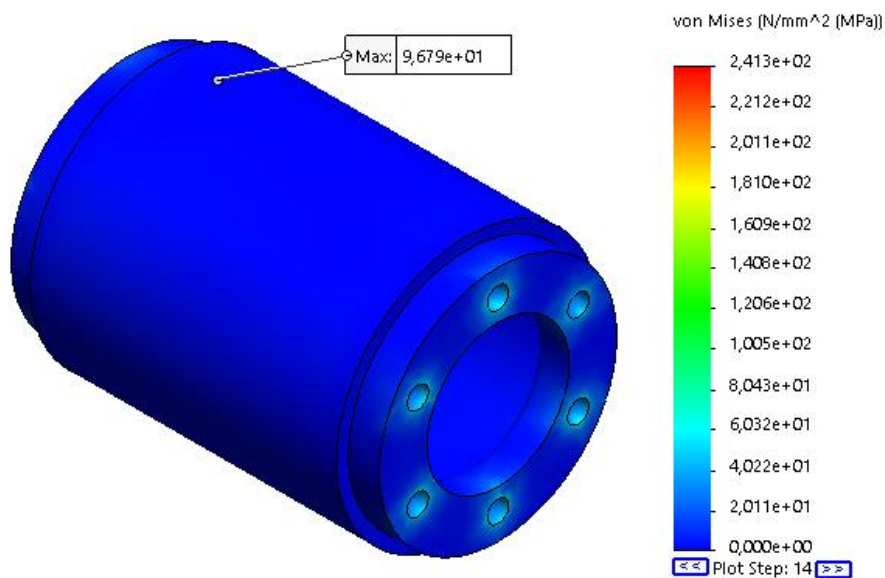


Figura 105 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado do travão. Simulação 3, Aceleração

3.8.3 Travagem

Para a análise do componente em travagem serão realizadas duas simulações que simulam as solicitações que o componente sofre aquando da travagem. A diferença entre as duas simulações é o material selecionado para o disco de travão, na simulação 1 é considerado indeformável e na simulação 2 é considerado elástico, em aço.

Foi necessário modelar um disco e pinça de travão simplificada, Figura 106 e Figura 107, para a transmissão de esforços, resultantes da travagem, entre a flange e o apoio do lado do travão. Na modelação do disco de travão foi tido em conta o diâmetro do modelo. Na modelação da pinça de travão de forma simplificada tendo em conta o diâmetro exterior do disco e a posição dos furos de ligação ao apoio. A pinça de travão foi considerada indeformável, por essa razão as medidas exatas do modelo real não são relevantes para o estudo.

As ligações entre a flange e o disco e a pinça e o apoio são idênticos ao apresentado anteriormente através de ligação aparafusada.

Considerou-se que o disco e pinça de travão são um componente único, conforme se fez com a carcaça do cepo.

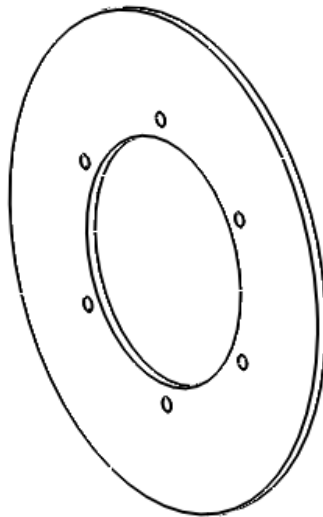


Figura 106 - Disco de travão simplificado

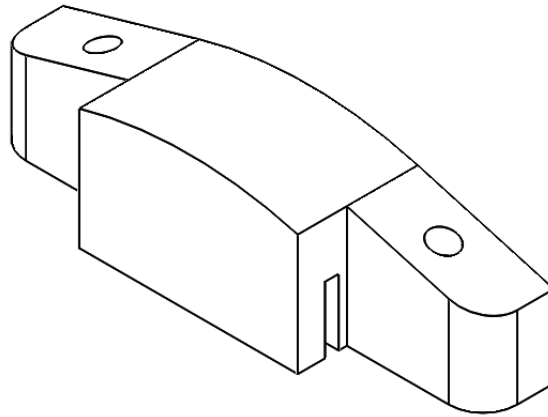
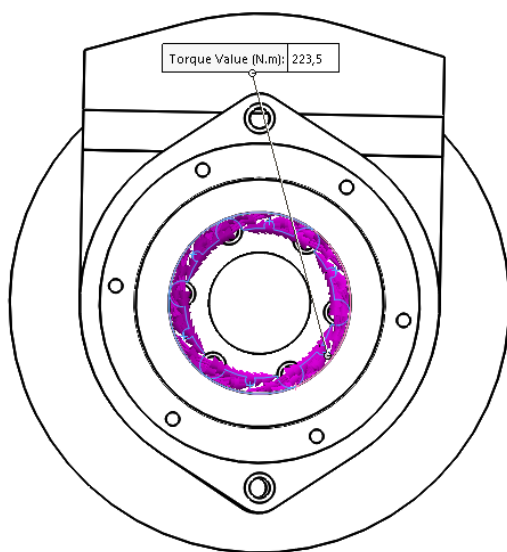
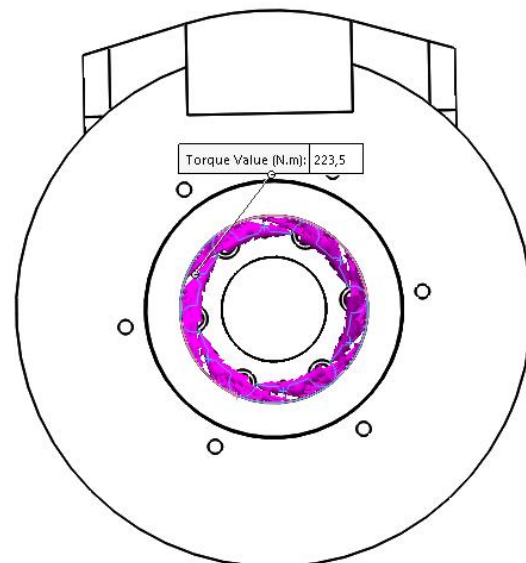


Figura 107 - Pinça de travão simplificada

Na Figura 108 e Figura 109 estão apresentadas a aplicação dos esforços proveniente do semieixo de transmissão. Este esforço foi calculado na equação 8 e tem o valor de 447 Nm, este valor é referente ao momento gerado pela travagem nas duas rodas posteriores. Assim sendo o momento aplicado em cada flange é metade do valor da equação 8, 223.5 Nm.

Figura 108 - Aplicação de esforços lado da cremalheira.
Simulação de travagemFigura 109 - Aplicação de esforços lado do travão.
Simulação de travagem

3.8.3.1 Simulação 1. Disco de travão indeformável

Na Figura 110 e Figura 111 é apresentada a distribuição de tensão pelo componente. Verifica-se que a tensão máxima é de 263 MPa, valor superior ao limite de cedência do material 170 MPa, este valor é verificado no furo que faz a ligação entre a pinça de travão e o apoio do lado do travão.

Na Figura 112 verifica-se que grande parte do componente sofre tensão abaixo do limite de cedência.

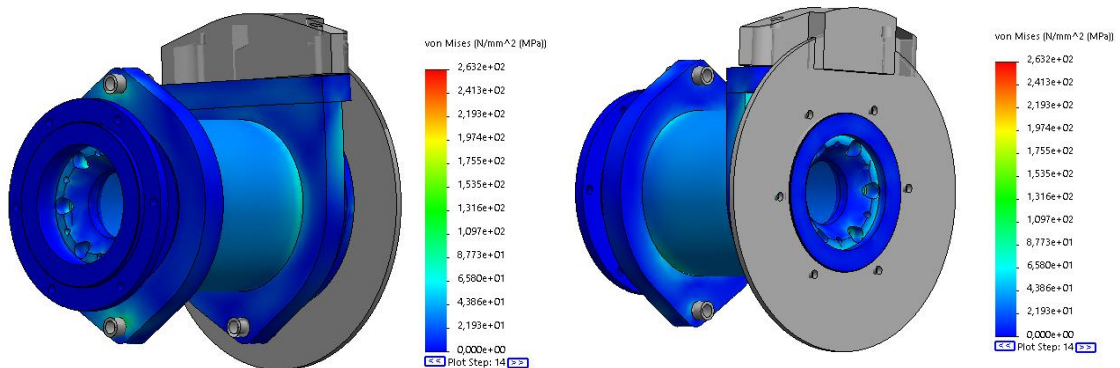


Figura 110 - Tensão resultante no cepo. Simulação 1, Travagem. Escala de deformação 15

Figura 111 - Tensão resultante no cepo. Simulação 1, Travagem. Escala de deformação 15

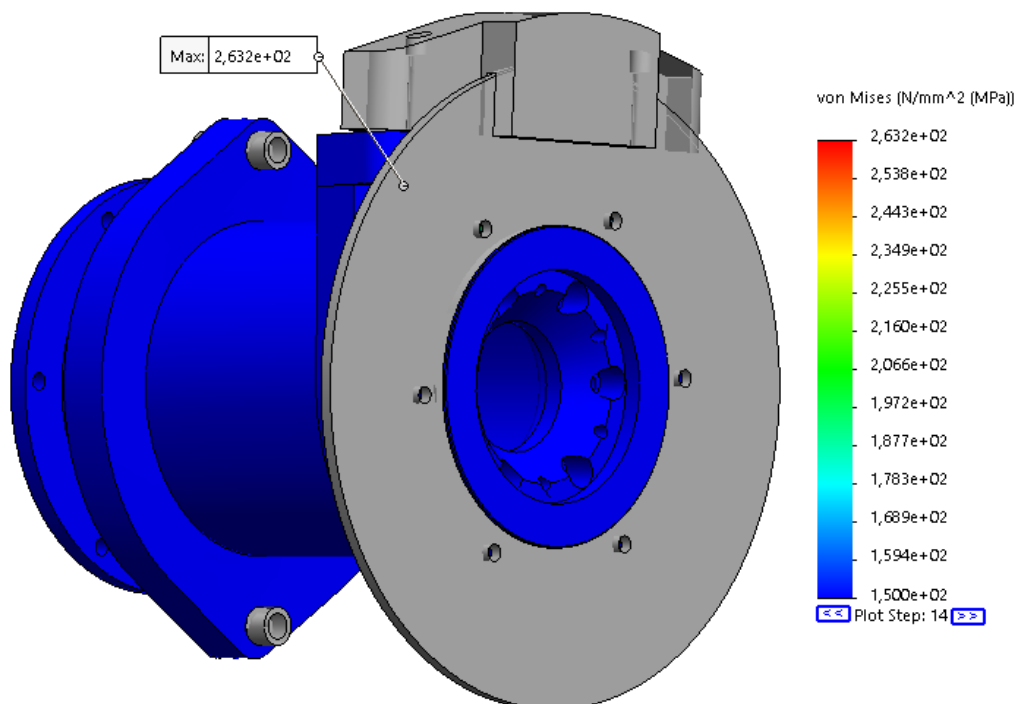


Figura 112 - Tensão resultante no cepo. Simulação 1, Travagem. Escala de deformação 15
Escala de cores a partir de 150 MPa

Na Figura 113 e Figura 114 é apresentada a distribuição de tensões pela flange de travão. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 227 MPa. As zonas de maior tensão são pequenas áreas envoltantes dos furos de ligação entre o disco de travão e flange e a flange com o suporte das flanges. Verifica-se também que a maior parte do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa, estando acima deste valor pequenas zonas a amarelo e vermelho nas figuras.

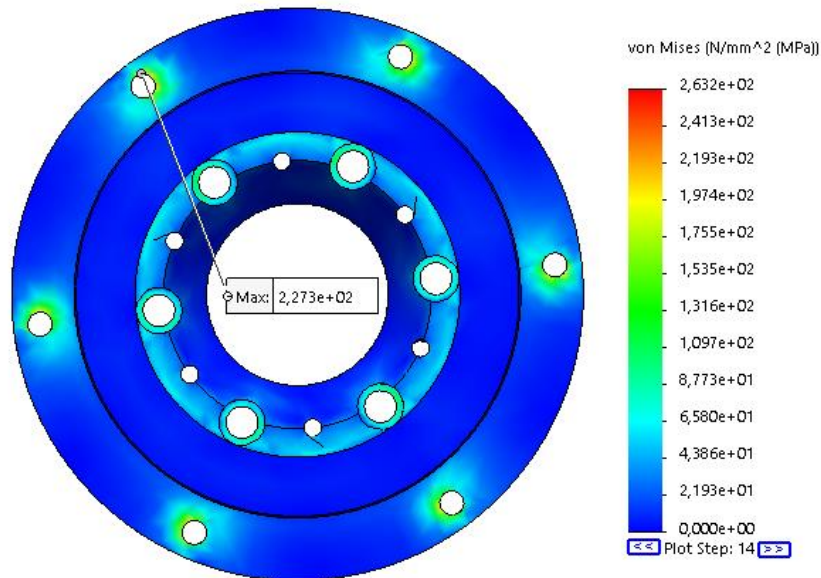


Figura 113 - Tensão resultante na flange de travão, vista frontal. Simulação 1, Travagem.

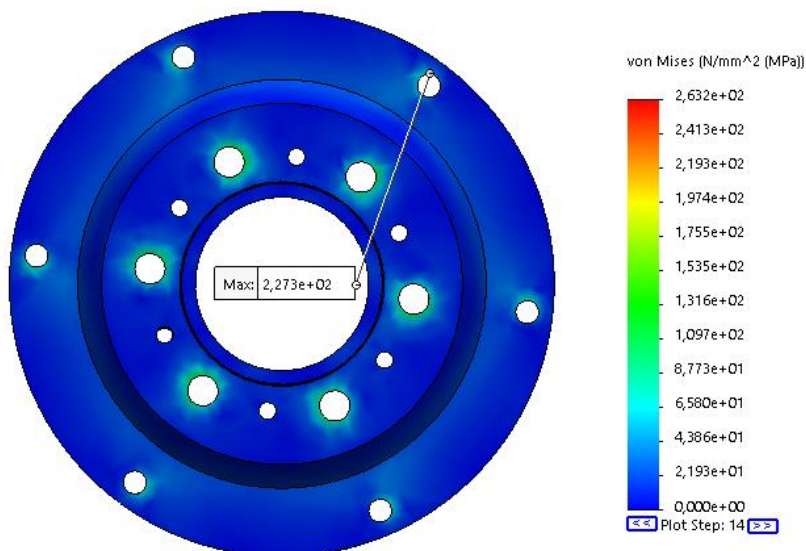


Figura 114 - Tensão resultante na flange de travão, vista posterior. Simulação 1, Travagem.

Na Figura 115 e Figura 116 é apresentada a distribuição de tensões pela flange da cremalheira. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 124 MPa, valor inferior à tensão limite de cedência de 170 MPa. A zona de maior tensão localiza-se num dos furos que faz a ligação aparafusada entre a flange da cremalheira e o suporte das flanges.

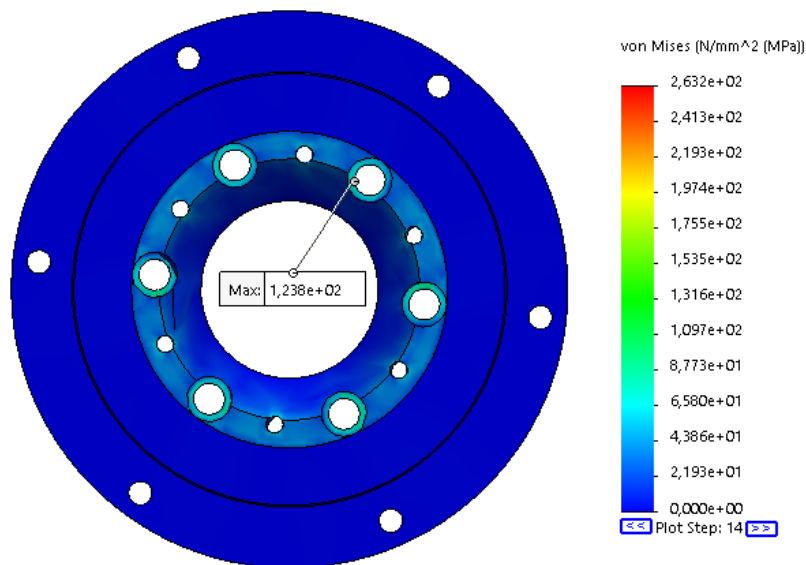


Figura 115 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista frontal. Simulação 1, Travagem.

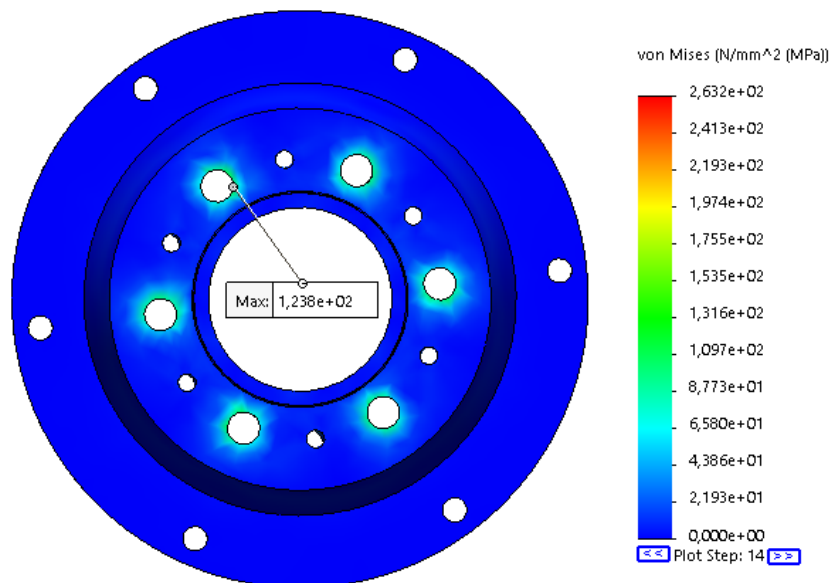


Figura 116 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista posterior. Simulação 1, Travagem.

Na Figura 117 e Figura 118 é apresentada a distribuição de tensões pelo suporte das flanges. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 92 MPa. As zonas de maior tensão são as zonas envolventes ao furo que faz a ligação aparafusada entre flanges e suporte de flanges. Verifica-se também que a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

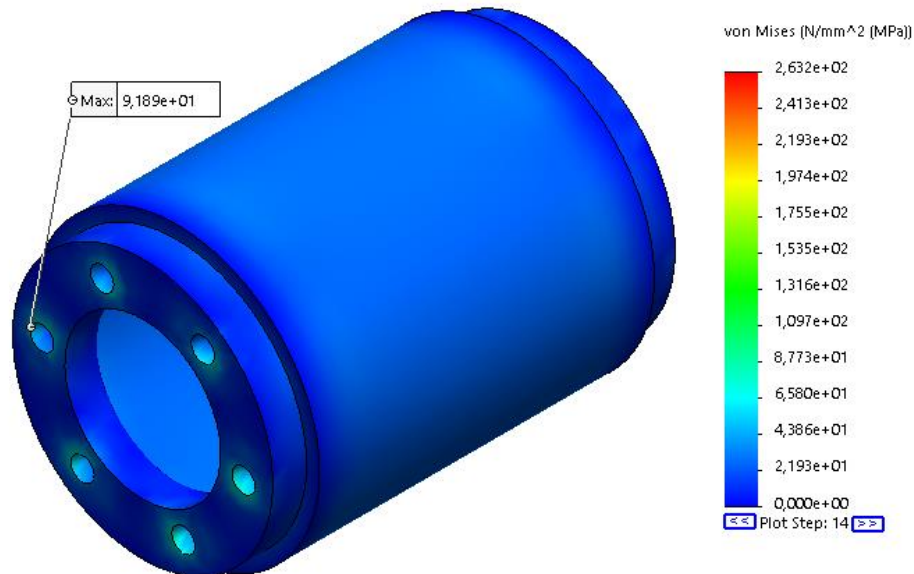


Figura 117 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado do travão. Simulação 1, Travagem

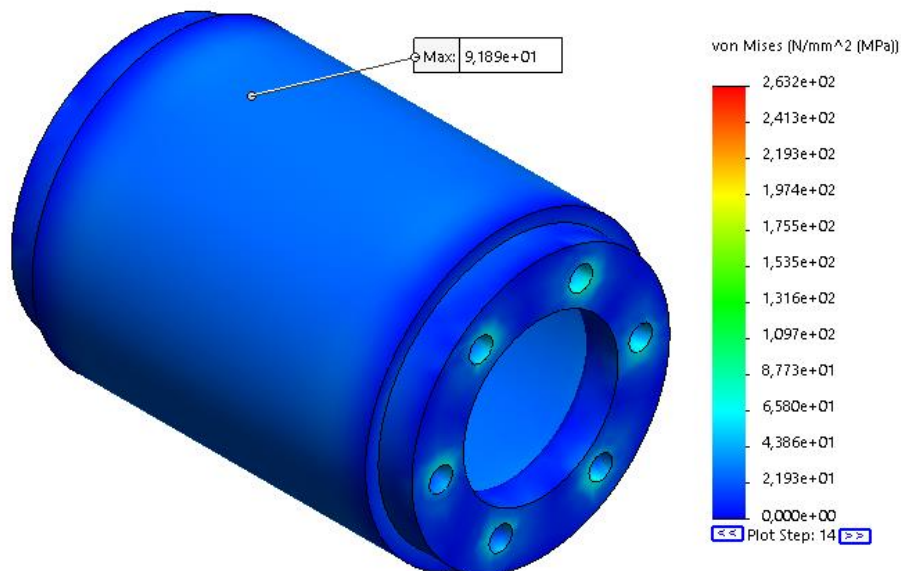


Figura 118 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado da cremalheira. Simulação 1, Travagem

Na Figura 119 e Figura 120 é apresentada a distribuição de tensões pela carcaça do cepo. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 263 MPa. As zonas de maior tensão são pequenas áreas envoltentes dos furos de ligação entre a pinça de travão e o apoio do lado do travão. Verifica-se também que a maior parte do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa, estando acima deste valor pequenas zonas a amarelo e vermelho nas figuras.

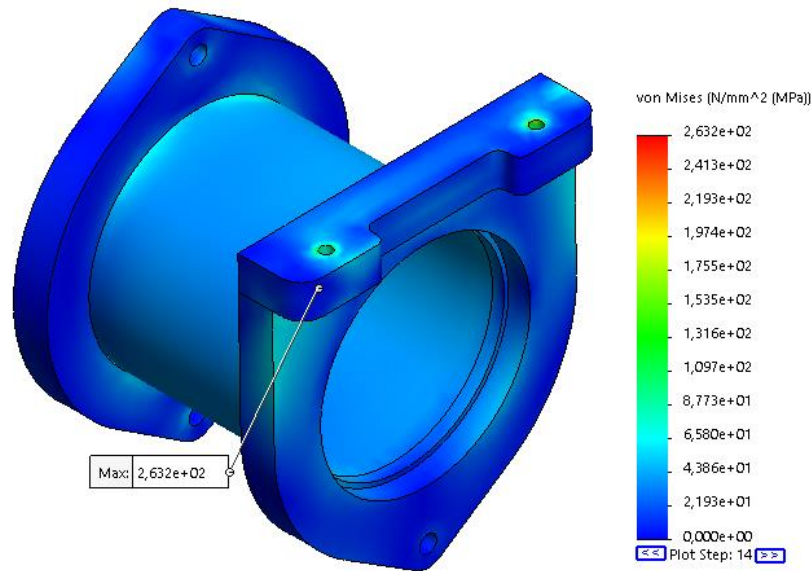


Figura 119 - Tensão resultante na carcaça do cepo. Simulação 1, Travagem.

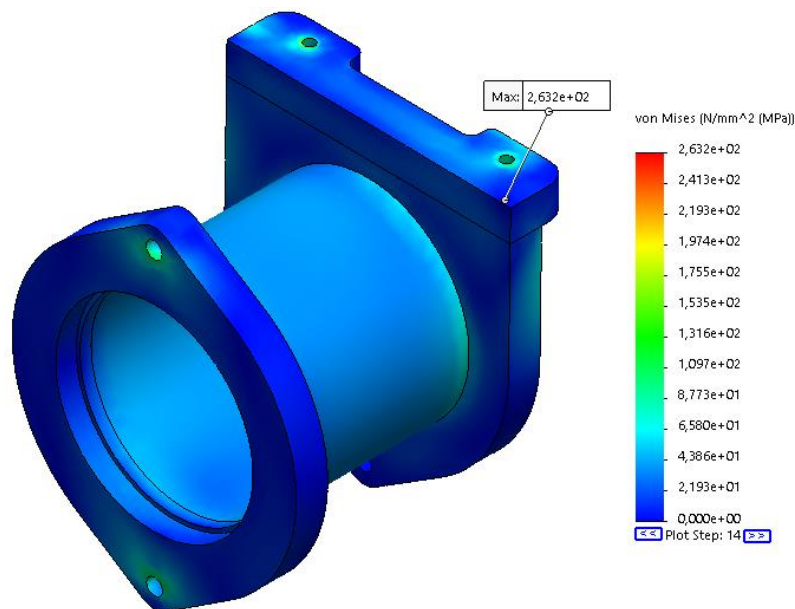


Figura 120 - Tensão resultante na carcaça do cepo. Simulação 1, Travagem.

3.8.3.2 Simulação 2. Disco de travão elástico

Na Figura 121 e Figura 122 é apresentada a distribuição de tensão pelo componente. Verifica-se que a tensão máxima é de 406 MPa, este valor é verificado no disco de travão.

Na Figura 123 verifica-se que parte do componente em alumínio sofre tensão abaixo do limite de cedência. A zona de maior tensão é verificada no componente de aço.

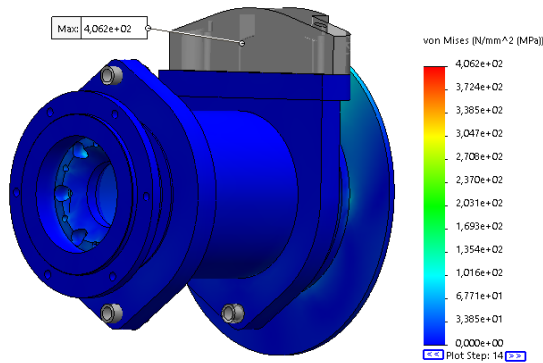


Figura 121 - Tensão resultante no cepo. Simulação 2, Travagem. Escala de deformação 15

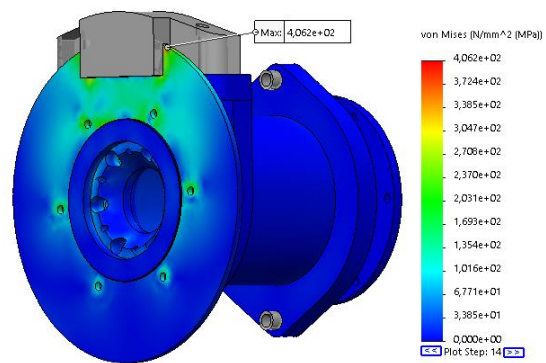


Figura 122 - Tensão resultante no cepo. Simulação 2, Travagem. Escala de deformação 15

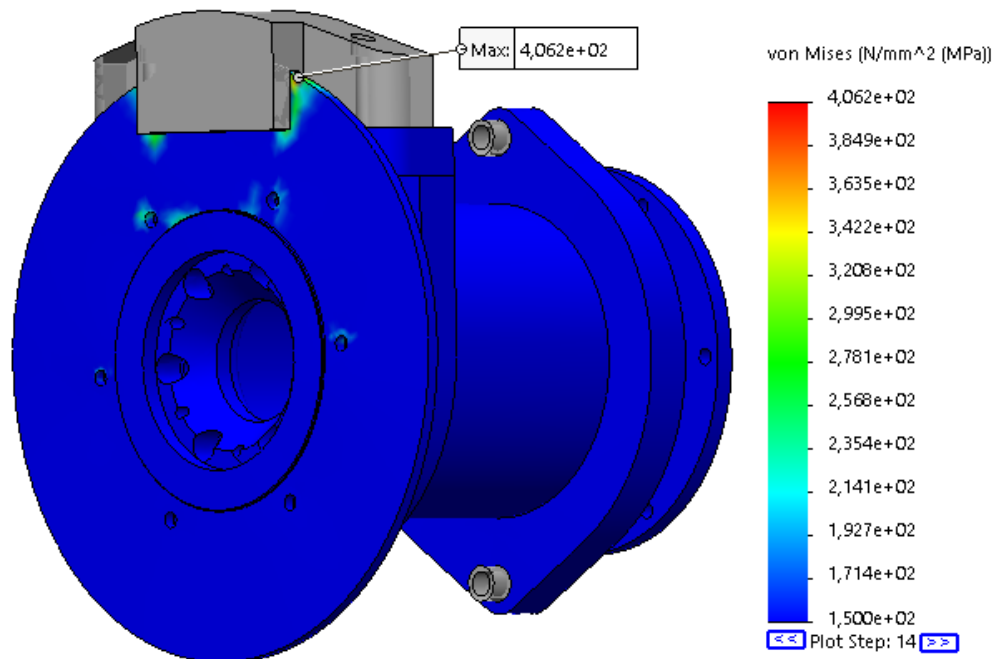


Figura 123 - Tensão resultante no cepo. Simulação 2, Travagem. Escala de deformação 15
Escala de cores a partir de 150 MPa

Na Figura 124 e Figura 125 é apresentada a distribuição de tensões pela flange de travão. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 251 MPa. As zonas de maior tensão são pequenas áreas envoltantes dos furos de ligação entre o disco de travão e flange e a flange com o suporte das flanges. Verifica-se também que a maior parte do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa, estando acima deste valor pequenas zonas a amarelo e vermelho nas figuras.

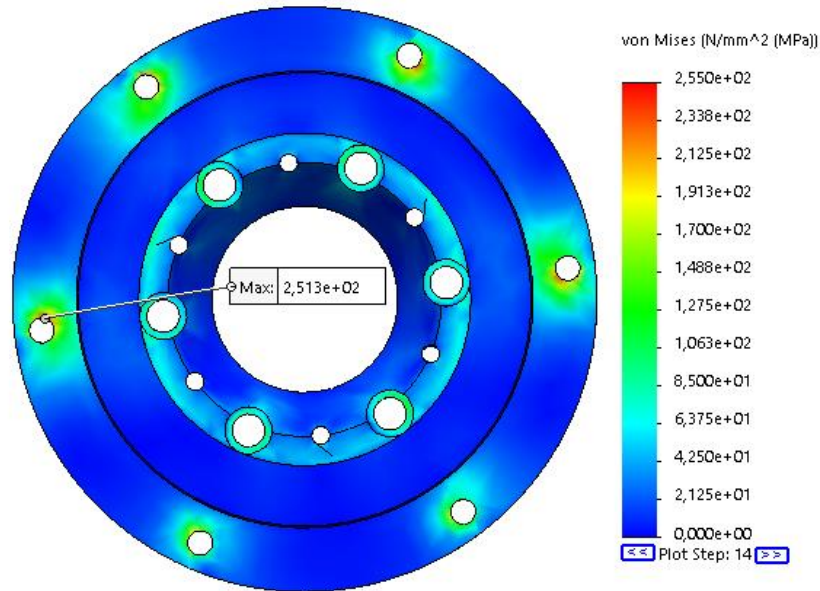


Figura 124 - Tensão resultante na flange de travão, vista frontal. Simulação 2, Travagem.

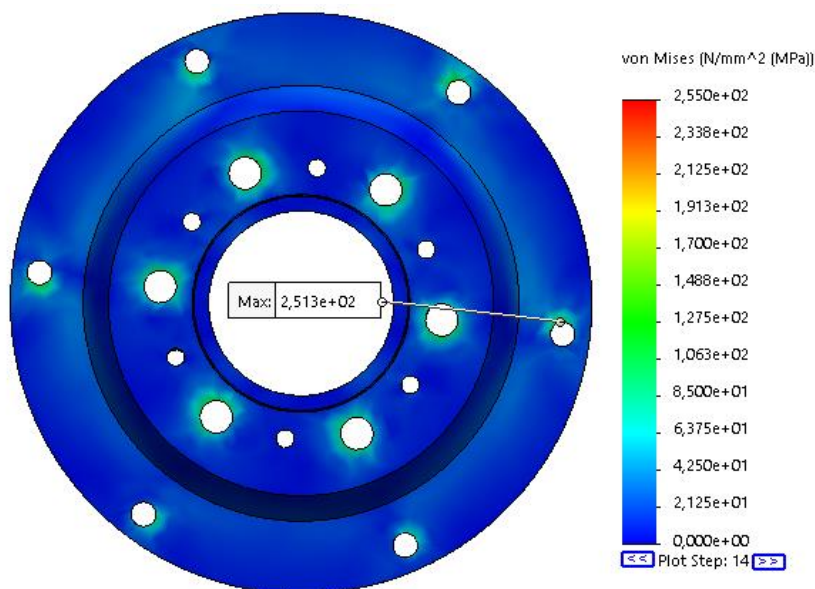


Figura 125 - Tensão resultante na flange de travão, vista posterior. Simulação 2, Travagem.

Na Figura 126 e Figura 127 é apresentada a distribuição de tensões pela flange da cremalheira. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 123 MPa, valor inferior à tensão limite de cedência de 170 MPa. A zona de maior tensão localiza-se num dos furos que faz a ligação aparafusada entre a flange da cremalheira e o suporte das flanges.

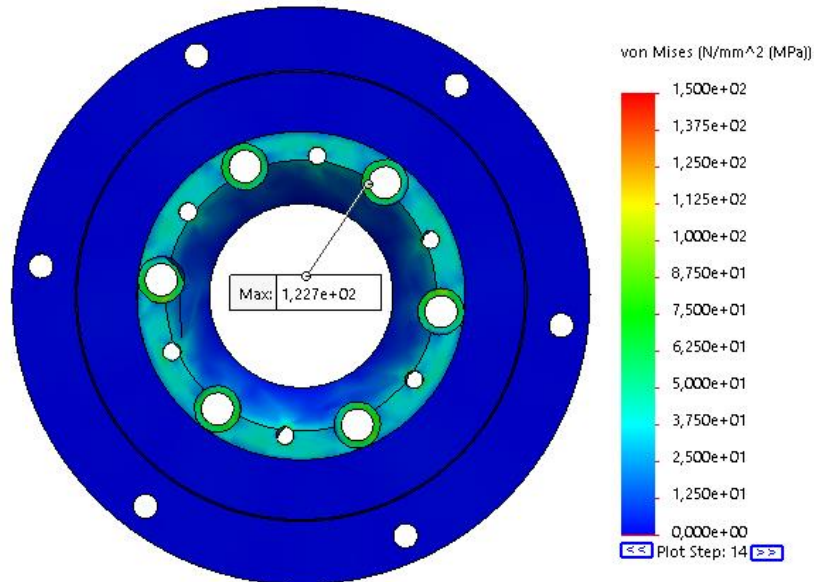


Figura 126 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista frontal. Simulação 2, Travagem.

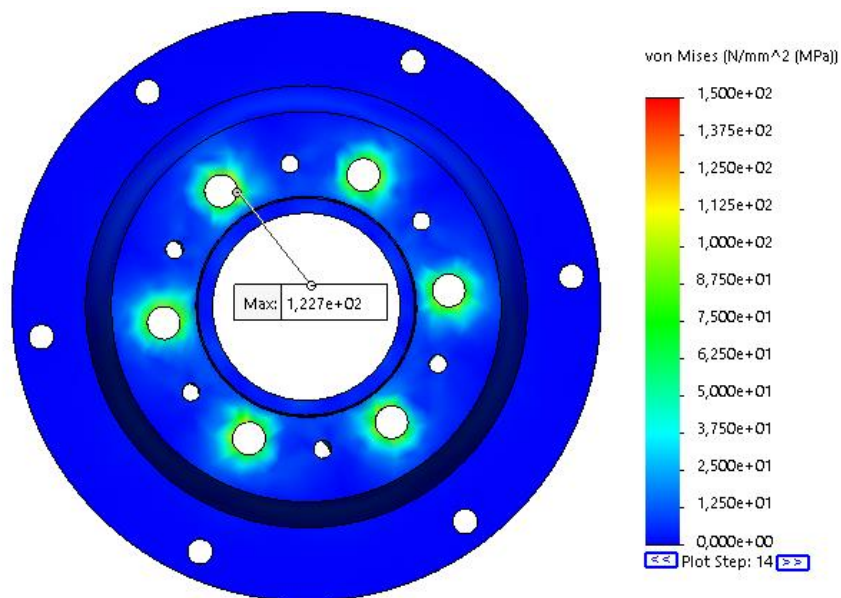


Figura 127 - Tensão resultante na flange da cremalheira, vista posterior. Simulação 2, Travagem.

Na Figura 128 e Figura 129 é apresentada a distribuição de tensões pelo suporte das flanges. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 92 MPa. As zonas de maior tensão são as zonas envolventes ao furo que faz a ligação aparafusada entre flanges e suporte de flanges. Verifica-se também que a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

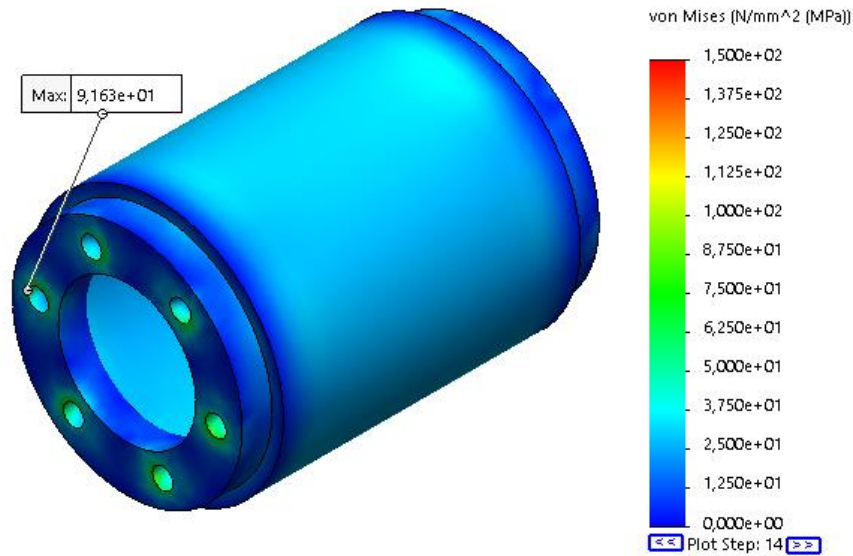


Figura 128 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado do travão. Simulação 2, Travagem

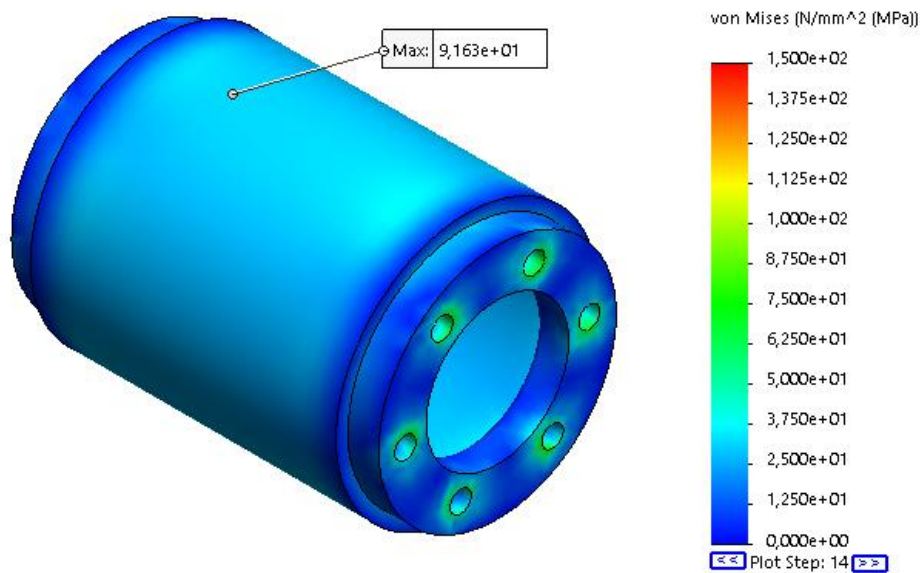


Figura 129 - Tensão resultante no suporte das flanges, vista lado da cremalheira. Simulação 2, Travagem

Na Figura 130 e Figura 131 é apresentada a distribuição de tensões pela carcaça do cepo. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 122 MPa. As zonas de maior tensão são pequenas áreas envoltentes dos furos de ligação entre a pinça de travão e o apoio do lado do travão. Verifica-se também que a totalidade do componente sofre uma tensão inferior ao limite de cedência do material, 170 MPa.

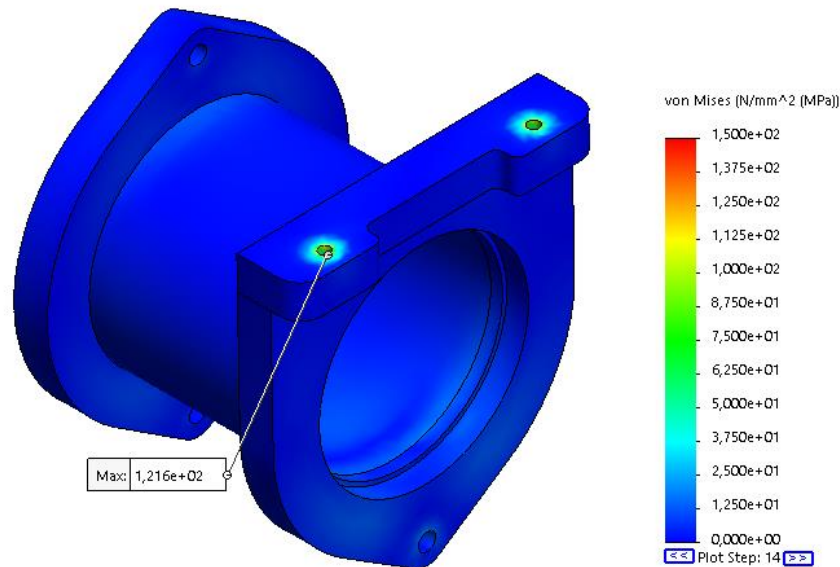


Figura 130 - Tensão resultante na carcaça do cepo. Simulação 2, Travagem.

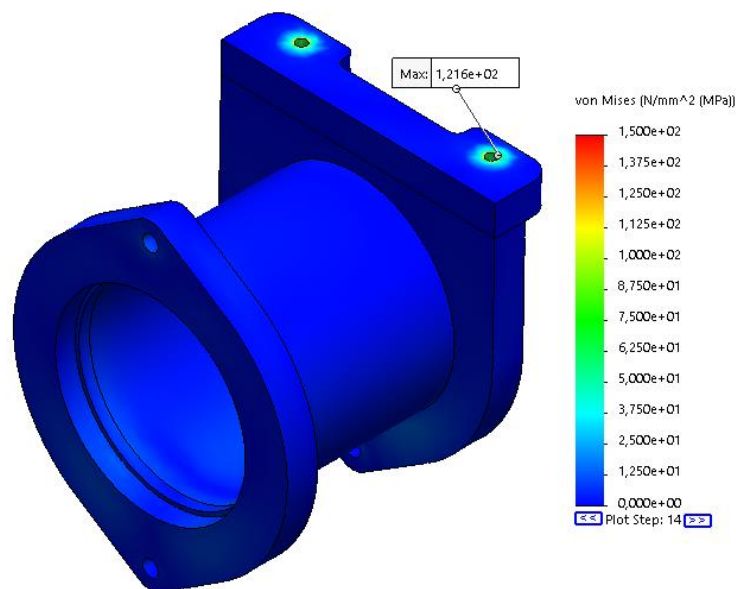


Figura 131 - Tensão resultante na carcaça do cepo. Simulação 2, Travagem.

Na Figura 132 é apresentada a distribuição de tensões pela flange de travão. Neste componente verifica-se uma tensão máxima de 406 MPa. As zonas de maior tensão são a envolvente á ligação entre disco e pinça de travão e os furos dos parafusos entre o disco e flange de travão.

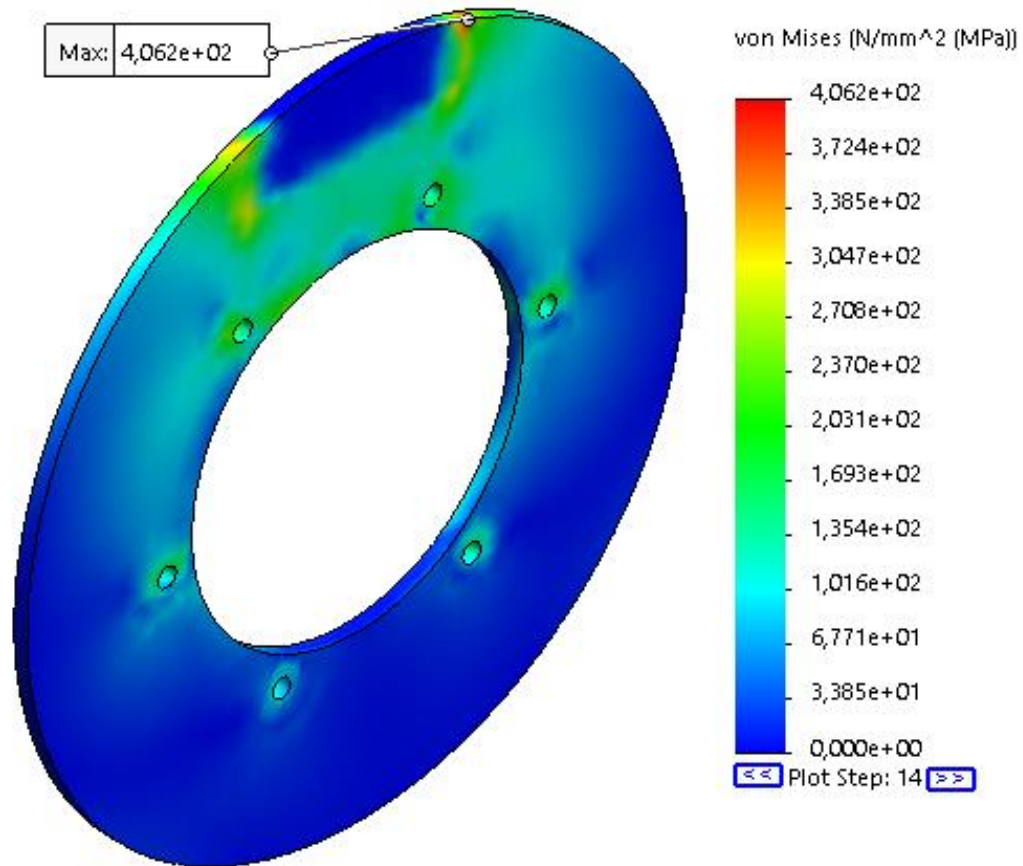


Figura 132 - Disco de travão. Simulação 2, Travagem

CONCLUSÕES

- 4.1 Conclusões
- 4.2 Proposta de trabalhos futuros

4 Conclusões e propostas de trabalhos futuros

4.1 Conclusões

O objetivo principal deste trabalho foi a melhoria de um sistema motriz para um *kartcross*, nomeadamente o projeto de um cepo em alumínio.

Numa primeira fase procedeu-se à seleção do material a utilizar o que resultou na seleção do alumínio AW7075.

Fez-se os cálculos para a espessura mínima admissível para o suporte das flanges e conclui-se que a espessura calculada é muito inferior ao que é possível produzir pelo fabricante, Semog. Assim sendo refez-se os cálculos para a liga com menor tensão de cedência e conclui-se que, com o alumínio AW 6063, a espessura mínima calculada continua a ser menor que o mínimo que é possível produzir.

Calculou-se a resistência ao corte e esmagamento dos parafusos, verificando-se que os componentes estão corretamente dimensionados.

Partiu-se de um protótipo anteriormente desenvolvido pela Semog, com o auxílio dos desenhos de fabrico, procedeu-se à modelação dos componentes dimensionados e posteriormente aos desenhos de fabrico em duas dimensões. A partir da modelação foi possível estimar a massa do componente, excluindo a soldadura, de 6066 g e 5943 g, para a opção 1 e 2 respetivamente.

Através das simulações lineares elásticas realizadas em todas as simulações exceto a simulação 3 da montagem das flanges no suporte das flanges, a tensão máxima é inferior à tensão limite de cedência do material. Na simulação em que é ultrapassada a tensão limite de cedência, este valor é ligeiramente superior ao limite e localizado numa área muito reduzida, o que se pode considerar que não haverá deformação plástica uma vez que a própria cremalheira irá dissipar alguma tensão resultante da aceleração que não foi tida em conta na análise

Na análise não linear geométrica, nas simulações de aceleração verificaram-se valores de tensão acima da tensão limite de cedência em pequenas áreas na envolvente dos furos que fazem as ligações aparafusadas, nas flanges. A solução para evitar a deformação deste componente poderá passar pela colocação de insertos em aço nestes locais ou selecionar uma liga de alumínio com tensão limite de cedência para estes dois componentes.

Na análise não linear geométrica, nas simulações de travagem verificaram-se valores de tensão acima da tensão limite de cedência nos furos que fazem a ligação entre a flange e o disco de travão e a ligação entre a pinça de travão e o apoio do lado do travão. Na simulação 2 de travagem verificou-se que a distribuição da tensão pelos componentes

em estudo é menor devido à dissipação de parte da tensão resultante da travagem no disco do travão.

Comparando os resultados das simulações lineares e não lineares, conclui-se que ambos são válidos uma vez que a distribuição de tensões é semelhante. Contudo a simulação não linear é o mais aproximado á realidade o que produz resultados mais próximos da realidade.

A solução para evitar a deformação do componente projetado poderá passar pela colocação de insertos em aço nestes locais ou selecionar uma liga de alumínio com tensão limite de cedência para estes dois componentes.

Em resultado final apresenta-se, quer na opção de montagem 1 quer na opção de montagem 2, um desenho de cepo para ser realizado em construção soldada em alumínio com um peso total de cerca de um terço da massa do cepo original construído em aço.

O desenho proposto tem em conta a facilidade de construção aproveitando os formatos em que o material é fornecido (tubo ou placa) com desperdícios mínimos.

4.2 Proposta de trabalhos futuros

Como trabalho futuro seria interessante fabricar o componente projetado e proceder a ensaios experimentais em laboratório, de forma a conferir os resultados obtidos pelo trabalho realizado e numa fase final testar em condições reais num kartcross.

Estão previstos ensaios a este componente assim que o construtor construir o primeiro protótipo.

**BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES
DE INFORMAÇÃO**

5 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- APE Race Parts. (4 de Maio de 2019). *1999 Honda CBR600F4*. Obtido de APE Race Parts: <http://www.aperaceparts.com/tech/CBR600F4.html>
- Armando Vilaça Campos, C. M. (2015/2016). *Mecânica dos Materiais*. Porto.
- Campilho, R. (2012). *Método de Elementos Finitos - Ferramentas para Análise Estrutural*. Publindústria.
- Comité Europeu de Normalização. (Junho de 2009). Eurocódigo 9. *Projeto de estruturas em alumínio*. Bruxelas, Bélgica: União Europeia.
- Cottrel, J. A. (2009). *Isogeometric Analysis: Toward Integration of CAD and FEA*.
- FPAK. (3 de Dezembro de 2019). *Regulamentos*. Obtido de Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting: <https://ralicross.fpak.pt/sites/default/files/ficheiros/regulamentos/2019/taca-portugal-ralicross/kartcross/super-buggy/tacaportugalrxkxsb2019vs14-12-18-publicado.pdf>
- FPAK. (3 de Dezembro de 2019). *Regulamentos*. Obtido de Federação Portuguesa de Automobilismo e Karting: https://ralicross.fpak.pt/sites/default/files/ficheiros/regulamentos/2019/camp-eonato-portugal-ralicross/kartcross/super-buggy/reg_desp_cpqx_2019_vs_14-12-18_-_publicado.pdf
- Hutton. (2004). *Fundamentals of Finite Element Analysis*. New York.
- Logan. (2007). *A first course in the Finite Element Method*. USA.
- Magalhães, A. G. (2017/2018). *Estratégias para o processo de seleção de materiais: Matrizes de seleção*. Porto.
- Poly Lanema. (23 de Setembro de 2019). *Downloads/Catálogo Técnico-Alumínios*. Obtido de Poly Lanema: https://www.polylanema.pt/client/files/0000000001/catalogo-tecnico-aluminio-pt_2131.pdf
- PSRXVW. (03 de Dezembro de 2019). *2018 FIA World RX Championship*. Obtido de PSRX Volkswagen Sweden: <https://psrxvw.com/wp-content/uploads/2018/03/2018-02-Montelegre.png>
- PTRX. (28 de Novembro de 2019). *Fotos*. Obtido de PTRX: <http://www.ptrx.pt/index.php/fotos>
- RxFinland. (28 de Novembro de 2019). *Crosskart in Ascendancy*. Obtido de FIA World Rallycross Championship Finland: <http://www.rxfinland.fi/content/en/1022/1747/Crosskart>
- SEMOG Racing Products. (4 de Maio de 2019). *Catálogo Kartcross 2017*. Obtido de SEMOG Racing Products: <http://www.semog.com>
- SKF. (Junho de 2003). SKF General Catalogue. *Catalogue 5000E*. Alemanha.

SMSC. (28 de Novembro de 2019). *Crosskart*. Obtido de SMSC Motorracing Norden:
<https://www.smsc.se/crosskart>

ANEXOS

- 6.1 Protótipo inicial Semog
- 6.2 Desenhos de fabrico

6 ANEXOS

6.1 *Protótipo inicial Semog*

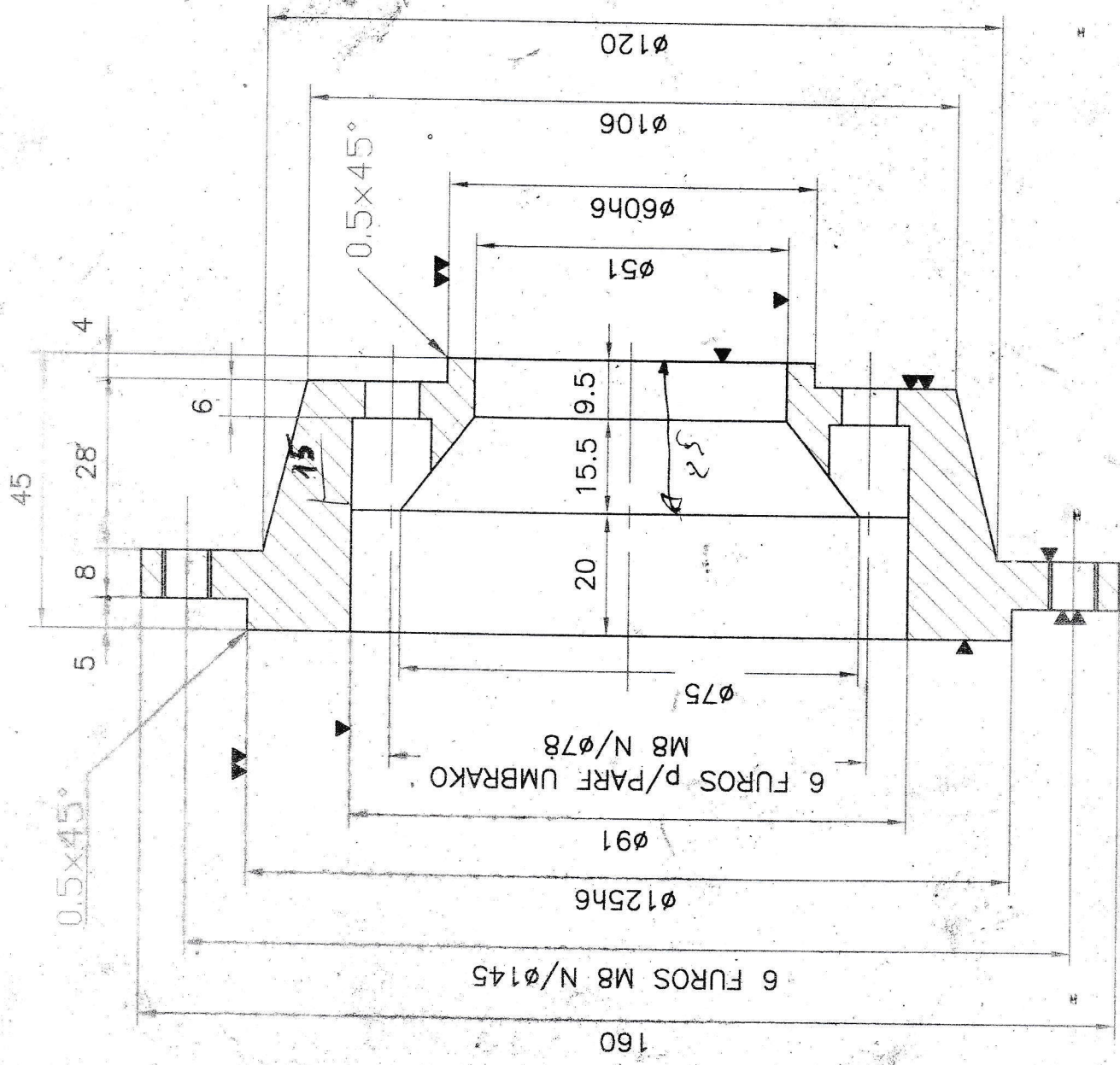
XXX

2017

Fraase Graalhein

SEM-C451

$$\begin{array}{r}
 65 \\
 -20 \\
 \hline
 45 \\
 15,5 \\
 \hline
 09,5 \\
 -4 \\
 \hline
 5,5
 \end{array}$$



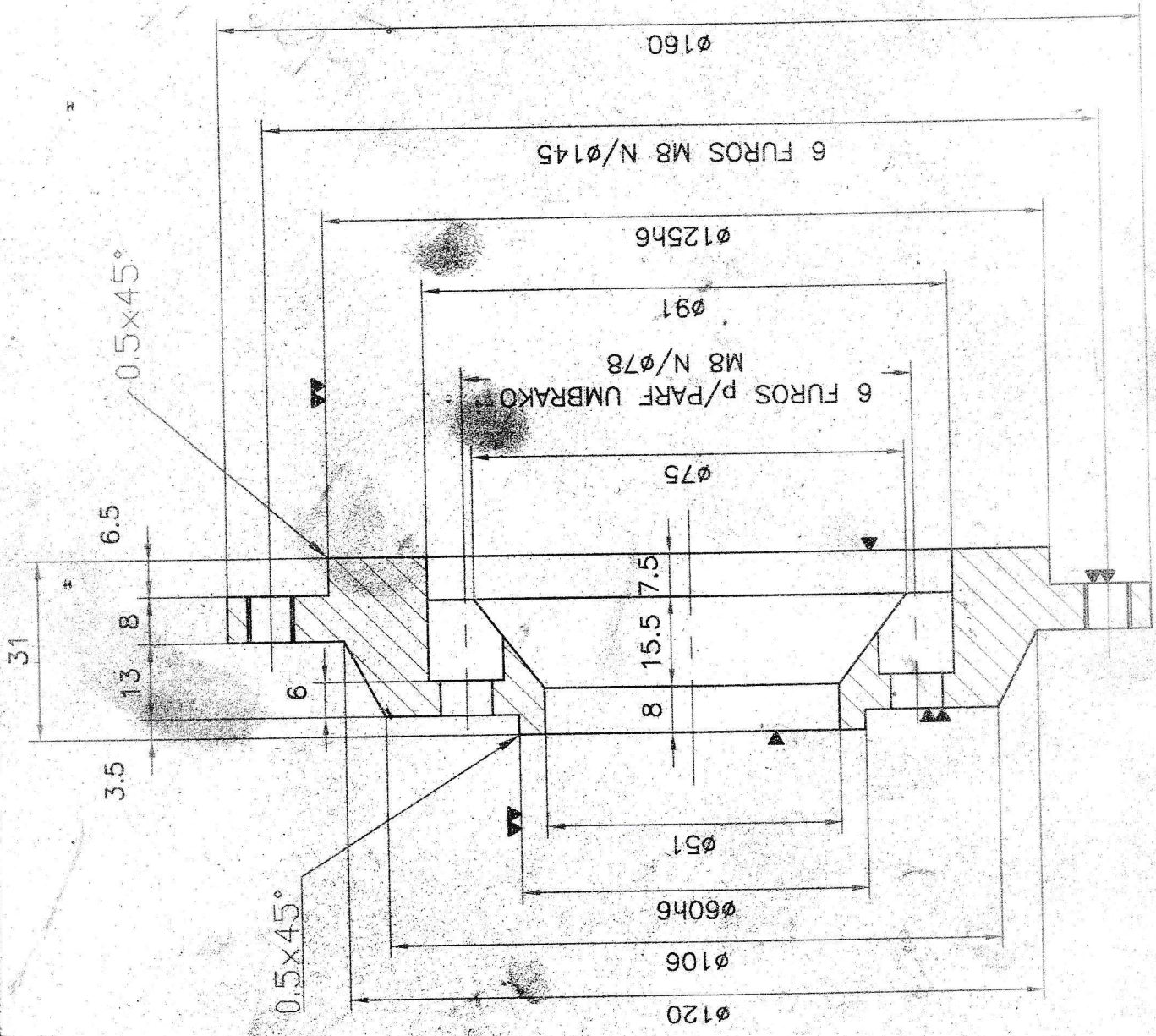
$$\begin{array}{r}
 15,5 \\
 9,5 \\
 \hline
 25,0
 \end{array}$$

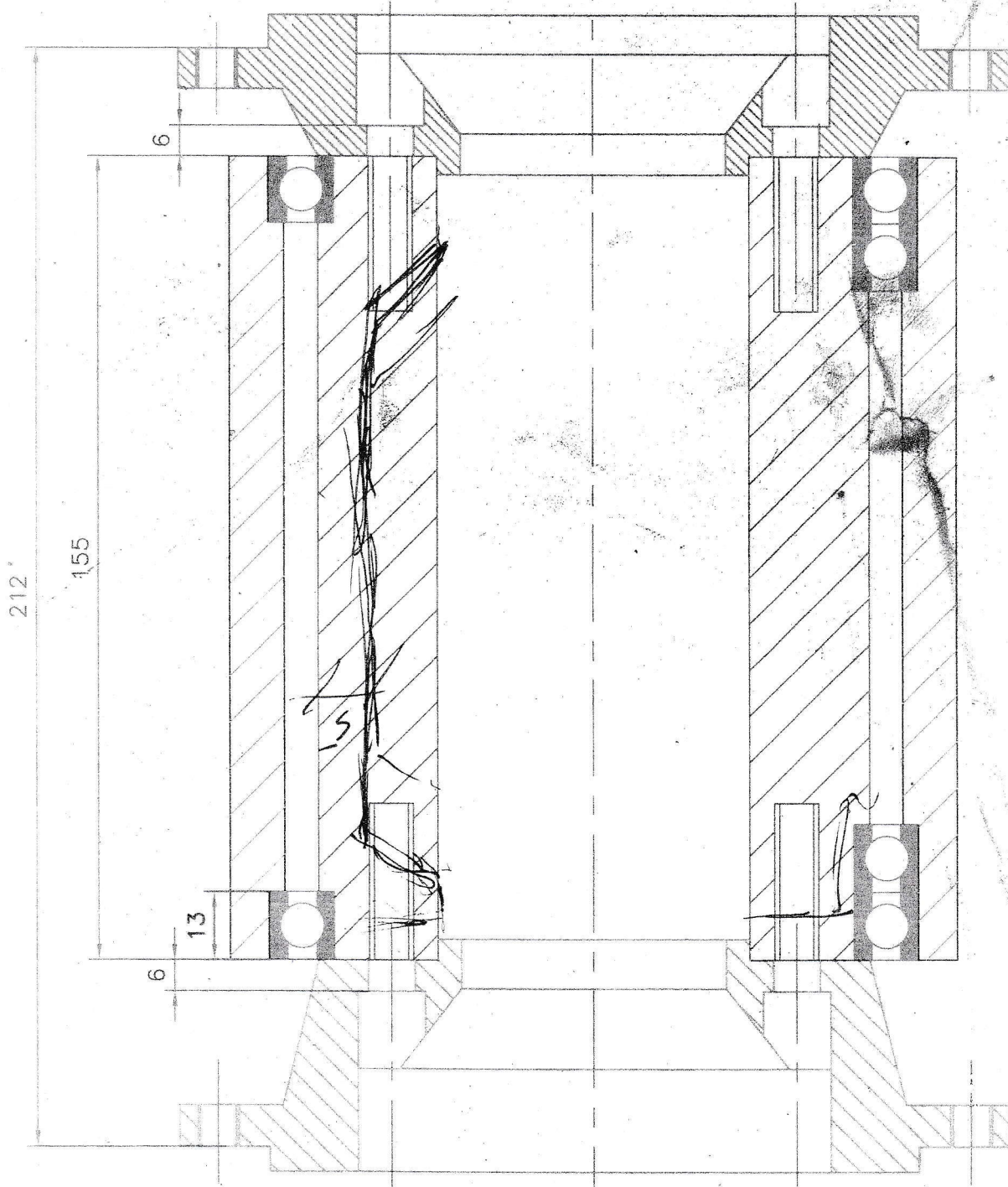
$$\begin{array}{r}
 15,5 \\
 9,5 \\
 \hline
 25,0 \\
 -10 \\
 \hline
 15
 \end{array}$$



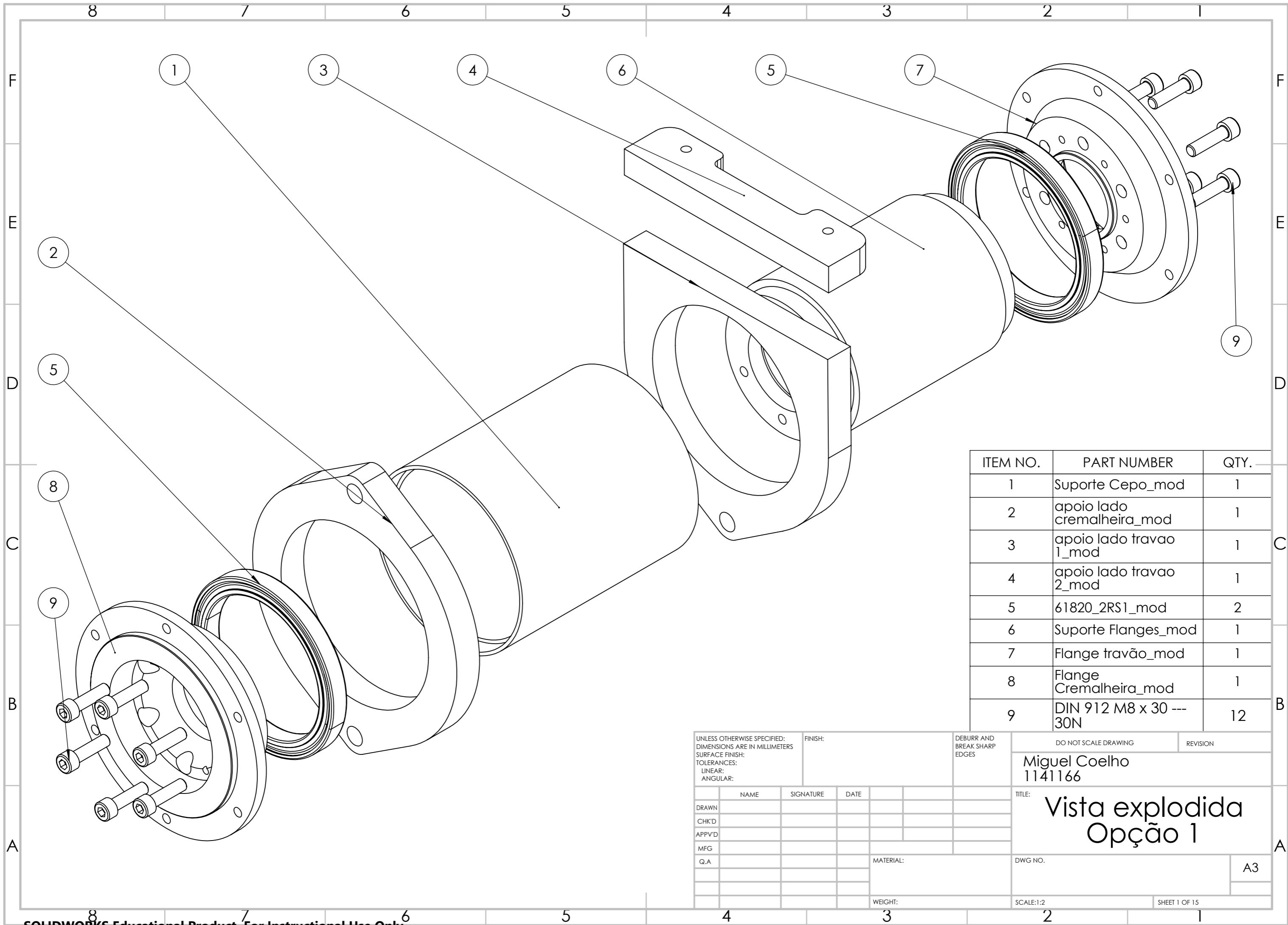
2017

Flause. travas
SEN-0450





6.2 *Desenhos de fabrico*



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	Suporte Cepo_mod	1
2	apoio lado cremalheira_mod	1
3	apoio lado travao 1_mod	1
4	apoio lado travao 2_mod	1
5	61820_2RS1_mod	2
6	Suporte Flanges_mod	1
7	Flange travão_mod	1
8	Flange Cremalheira_mod	1
9	DIN 912 M8 x 30 --- 30N	12

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:	DEBURR AND BREAK SHARP EDGES
NAME	SIGNATURE	DATE		
DRAWN				
CHK'D				
APPV'D				
MFG				
Q.A			MATERIAL:	
			WEIGHT:	

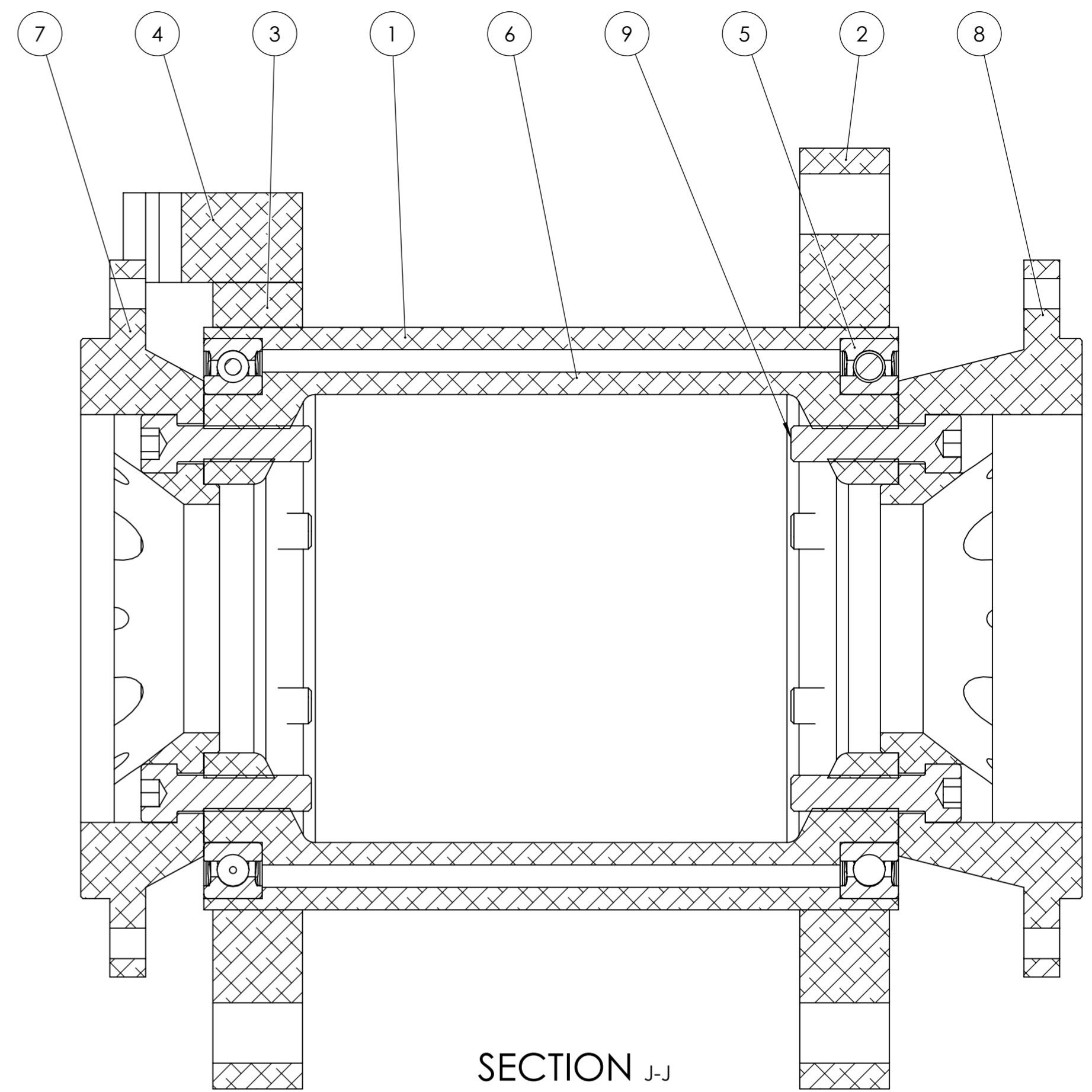
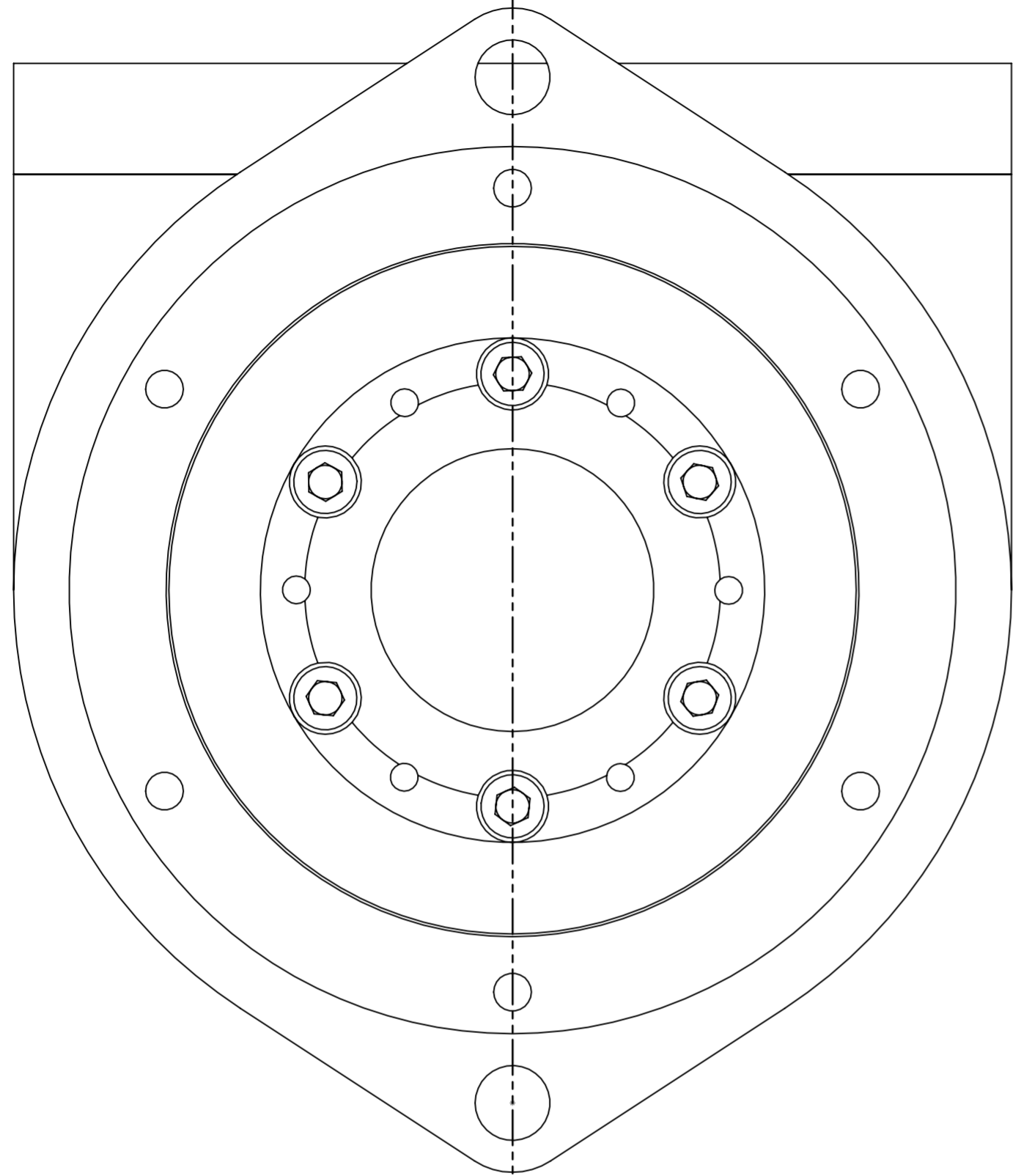
DO NOT SCALE DRAWING REVISION

Miguel Coelho
1141166

TITLE:
**Vista explodida
Opção 1**

DWG NO. A3

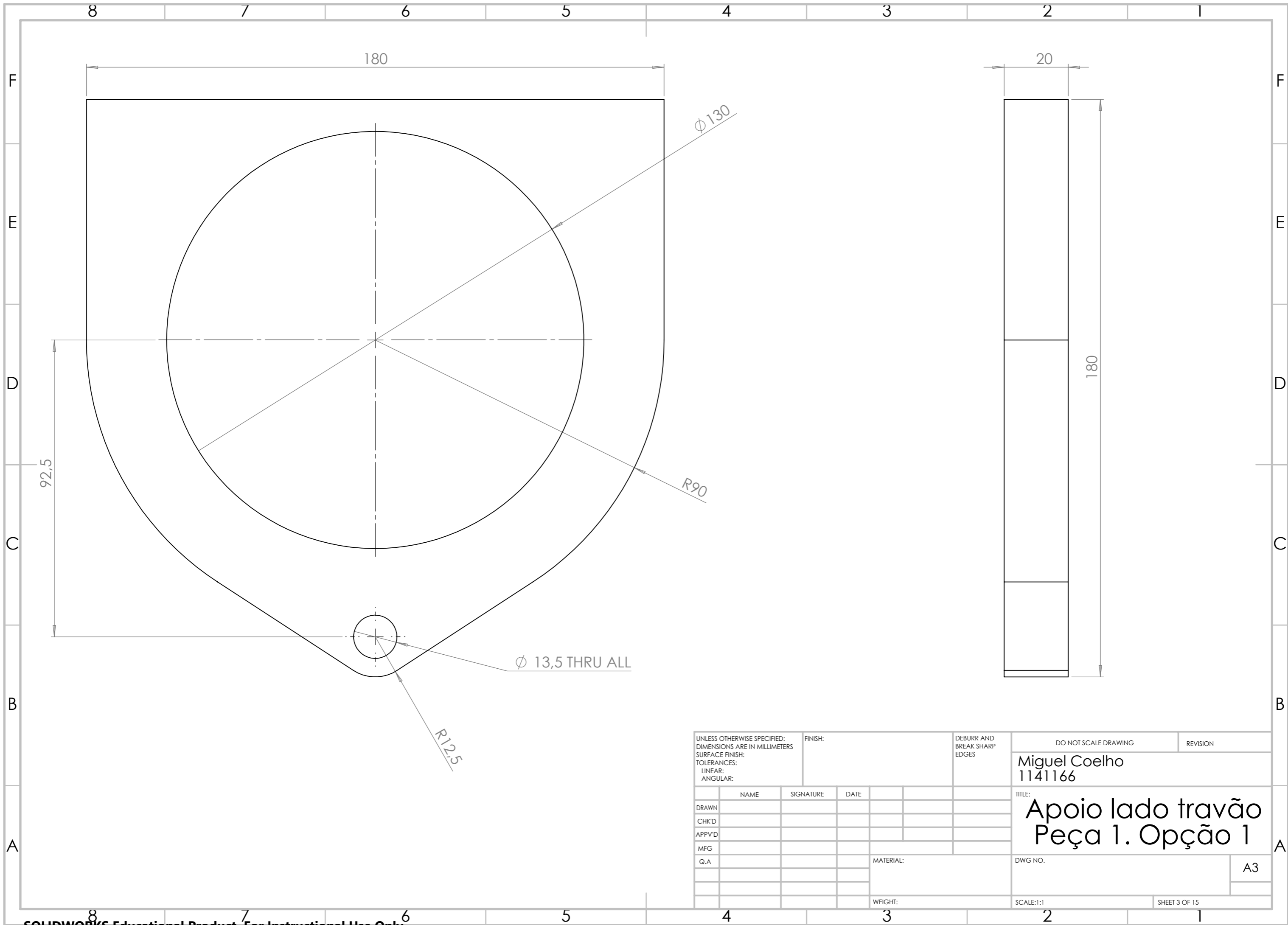
SCALE:1:2 SHEET 1 OF 15



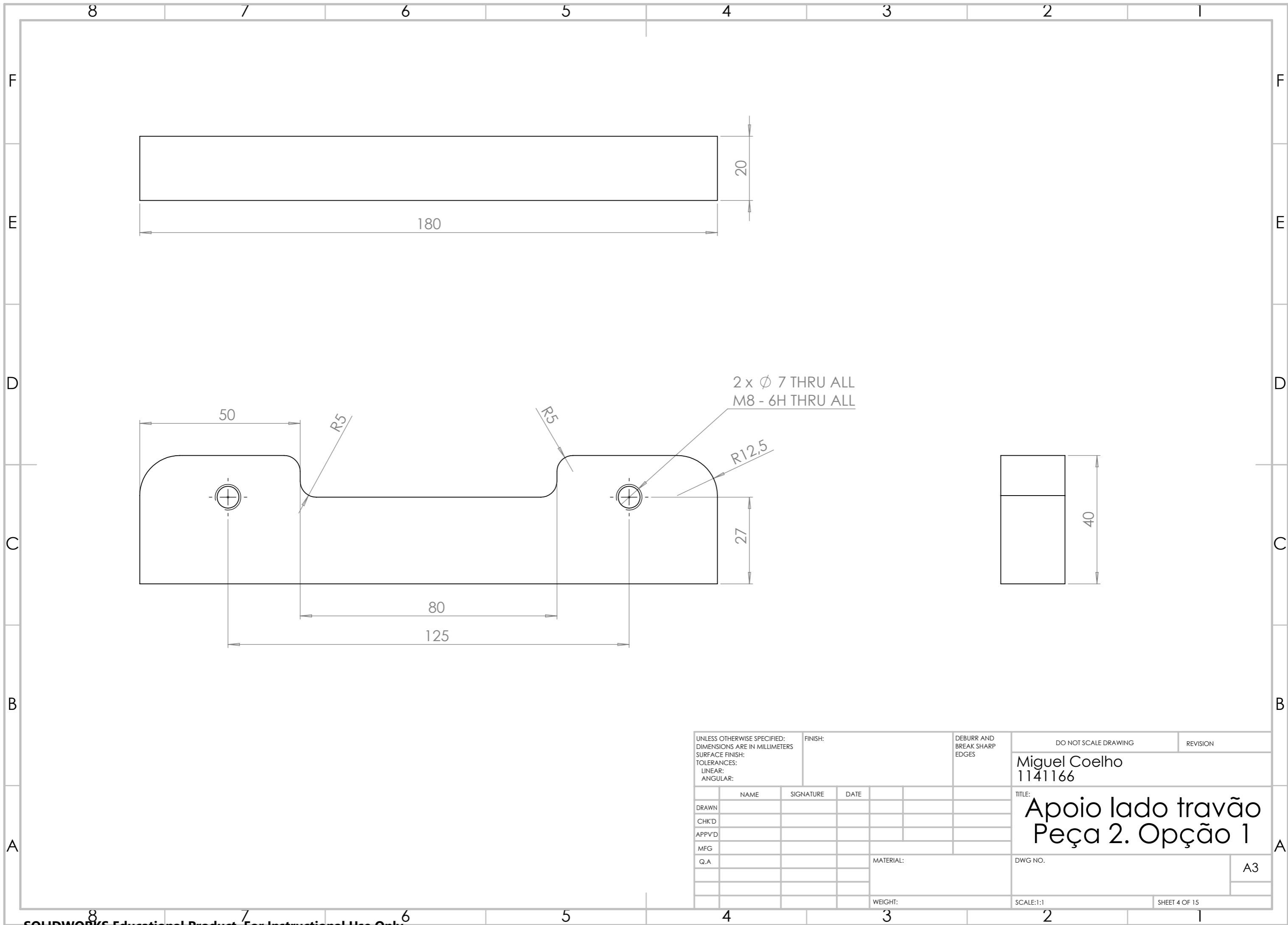
SECTION J-J

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	Suporte Cepo_mod	1
2	apoio lado cremalheira_mod	1
3	apoio lado travao 1_mod	1
4	apoio lado travao 2_mod	1
5	61820_2RS1_mod	2
6	Suporte Flanges_mod	1
7	Flange travão_mod	1
8	Flange Cremalheira_mod	1
9	DIN 912 M8 x 30 --- 30N	12

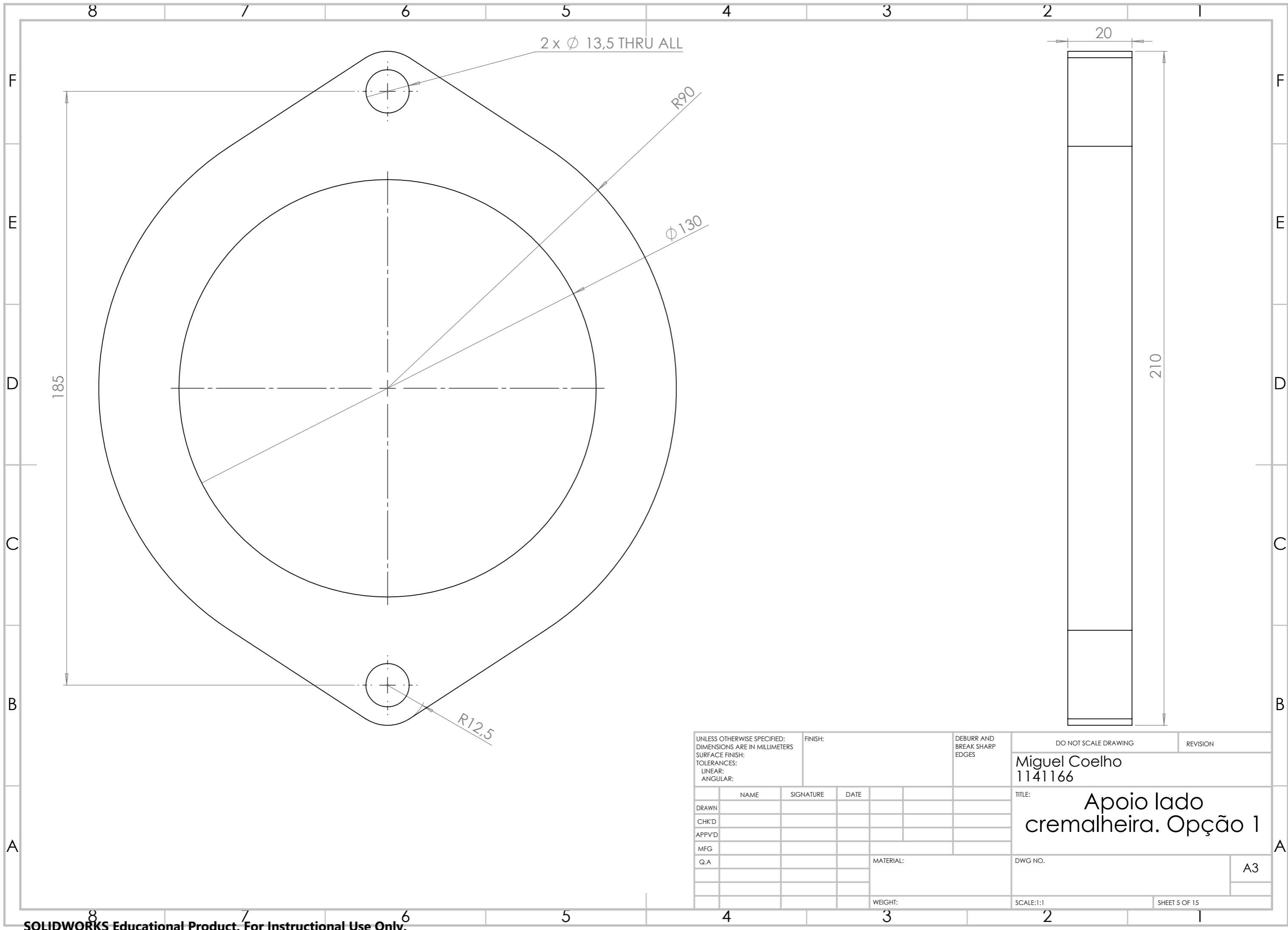
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:			DO NOT SCALE DRAWING			REVISION		
SURFACE FINISH:											
TOLERANCES:											
LINEAR:											
ANGULAR:											
DRAWN			NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Miguel Coelho 1141166			DWG NO.		
CHK'D						Desenho de conjunto Secção interior Opção 1			A2		
APP'VD											
MFG											
Q.A.						MATERIAL:			SCALE:1:1		
						WEIGHT:			SHEET 2 OF 15		



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
							Miguel Coelho 1141166			
							TITLE: Apoio lado travão Peça 1. Opção 1			
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		DWG NO.	
CHK'D									A3	
APPV'D										
MFG										
Q.A							MATERIAL:		WEIGHT:	
									SCALE:1:1	
									SHEET 3 OF 15	



UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:							Miguel Coelho			
TOLERANCES:							1141166			
LINEAR:							TITLE:			
ANGULAR:							Apoio lado travão			
							Peça 2. Opção 1			
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		DWG NO.	
CHK'D									A3	
APPV'D										
MFG										
Q.A							MATERIAL:			
							WEIGHT:		SCALE:1:1	
									SHEET 4 OF 15	



2 x ϕ 13,5 THRU ALL

R90

ϕ 130

R12,5

185

20

210

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:
DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS
SURFACE FINISH:
TOLERANCES:
LINEAR:
ANGULAR:

FINISH:

DEBURR AND
BREAK SHARP
EDGES

DO NOT SCALE DRAWING

REVISION

Miguel Coelho
1141166

	NAME	SIGNATURE	DATE
DRAWN			
CHK'D			
APPV'D			
MFG			
Q.A			

TITLE:
**Apoio lado
cremalheira. Opção 1**

MATERIAL:

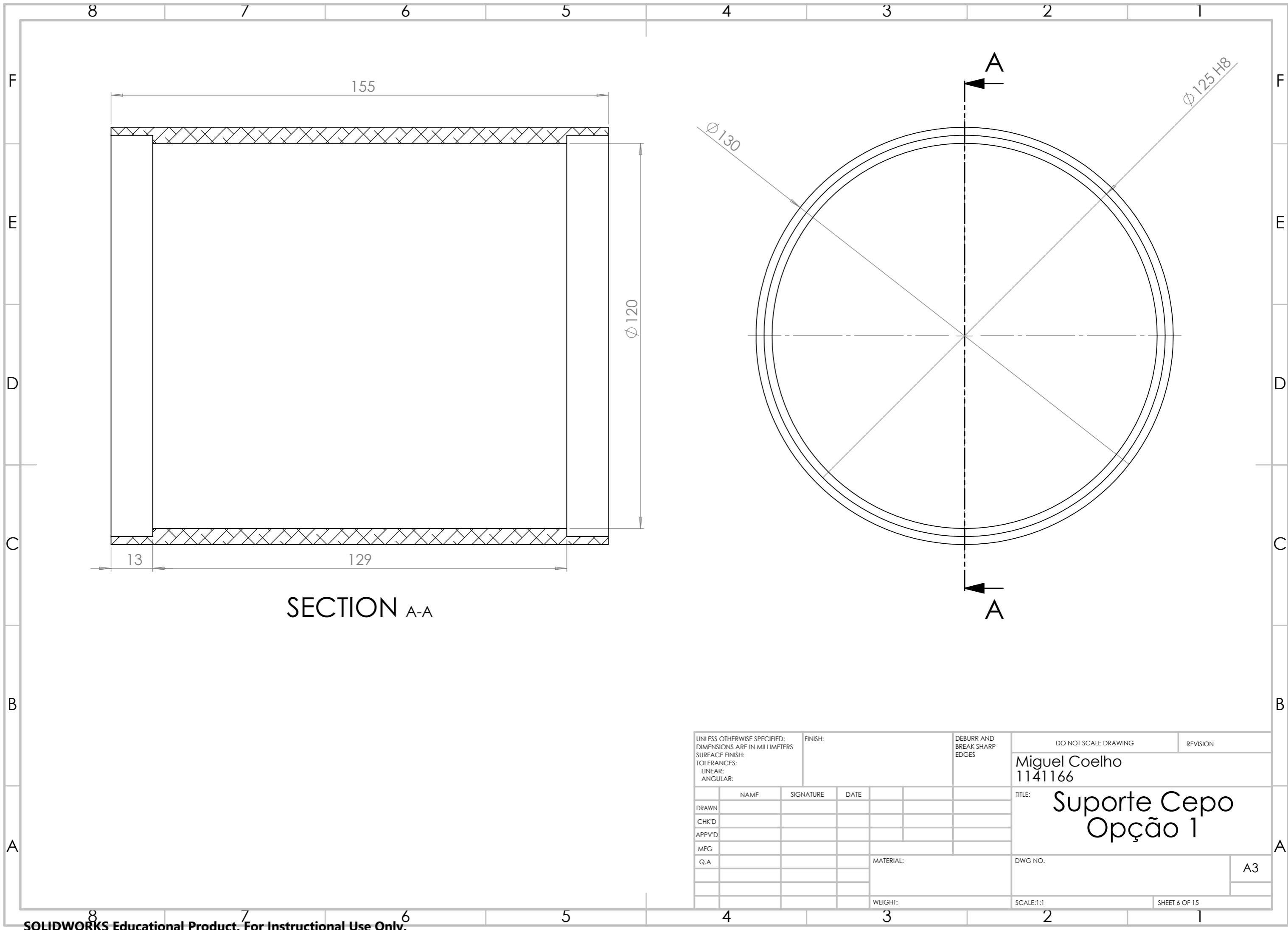
DWG NO.

A3

WEIGHT:

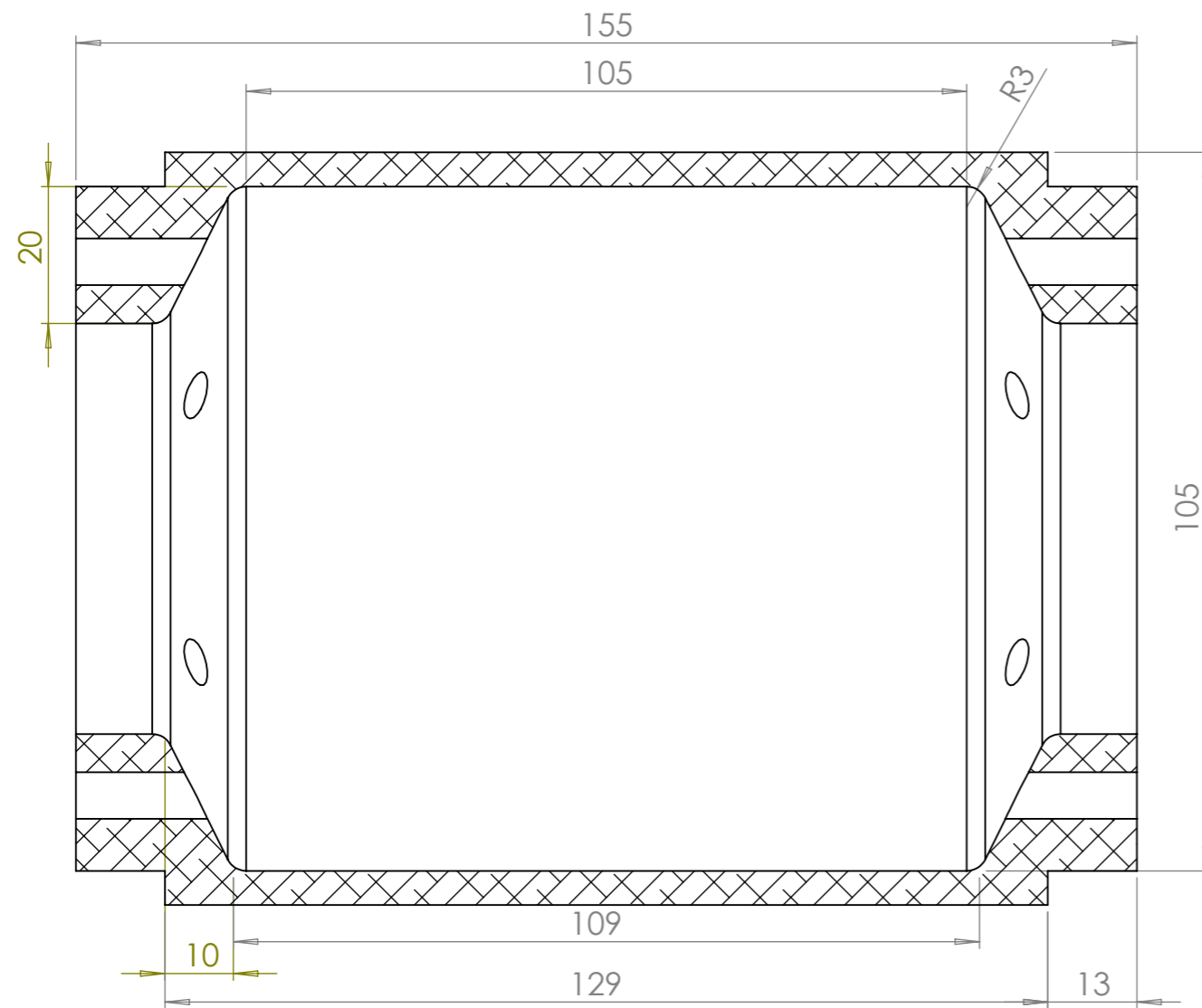
SCALE:1:1

SHEET 5 OF 15

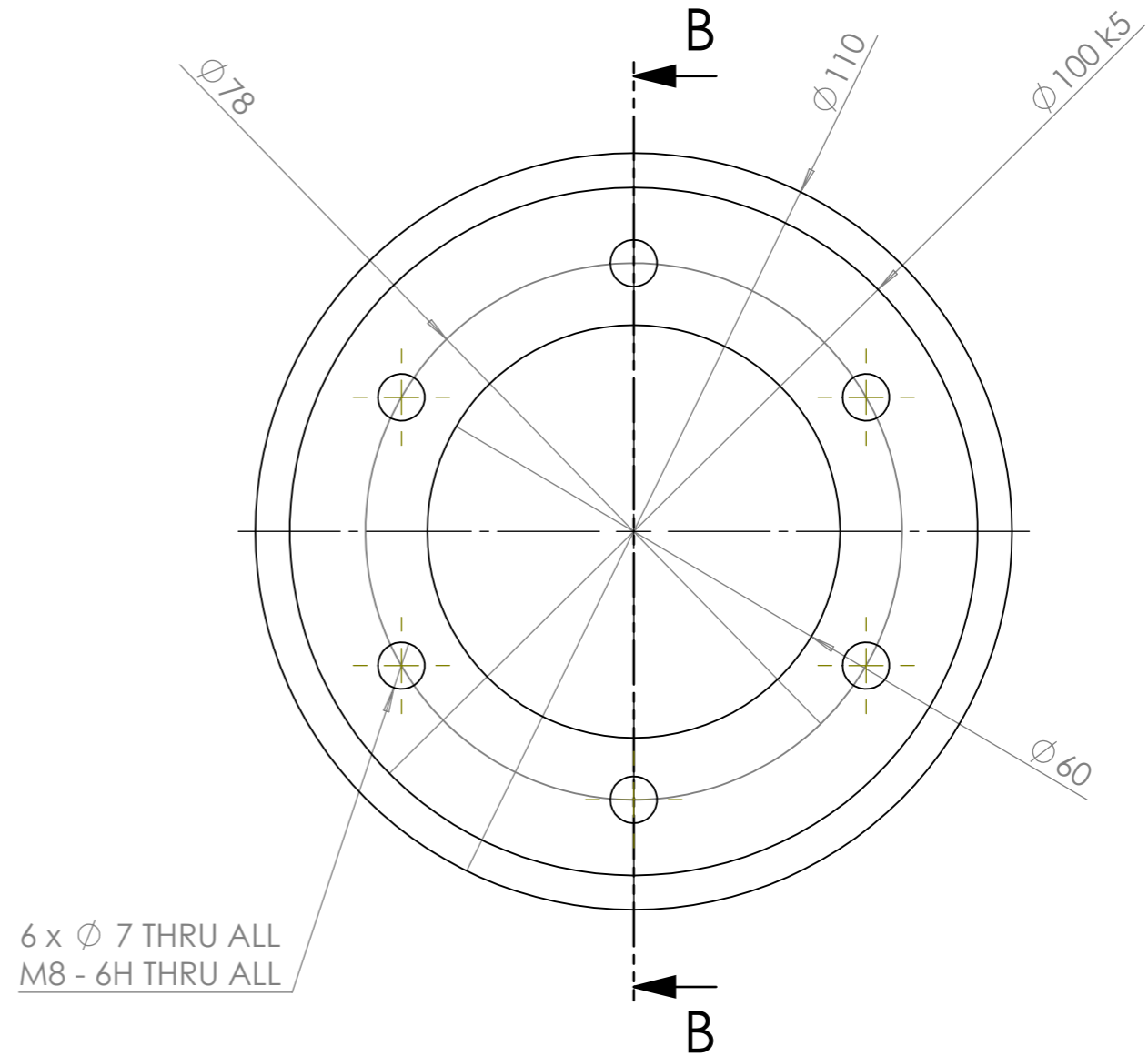


SECTION A-A

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:						Miguel Coelho			
TOLERANCES:						1141166			
LINEAR:						TITLE:		Suporte Cepo	
ANGULAR:						Opção 1			
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		DWG NO.	
CHK'D								A3	
APPV'D								SCALE:1:1	
MFG								SHEET 6 OF 15	
Q.A						MATERIAL:			
						WEIGHT:			

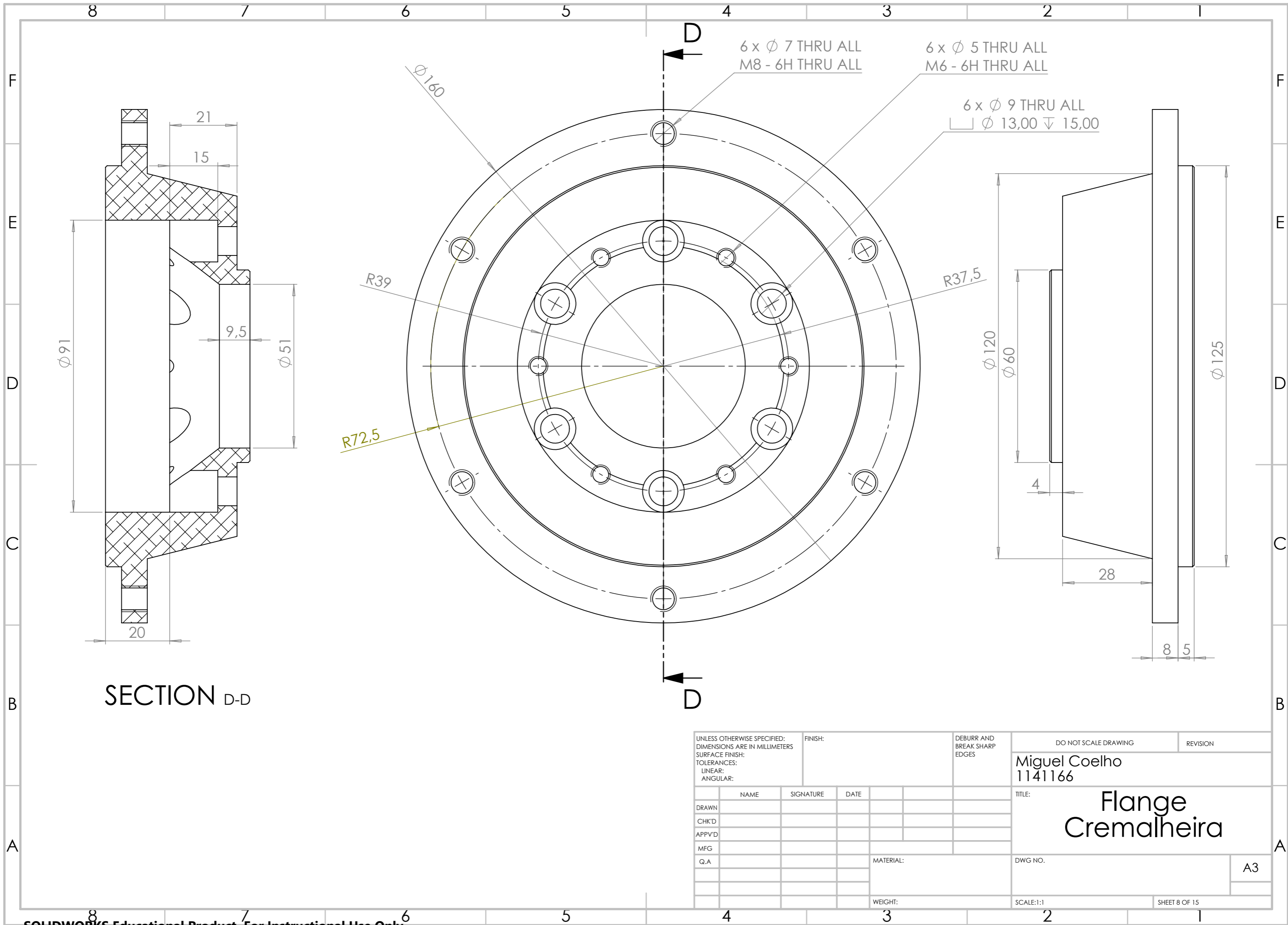


SECTION B-B



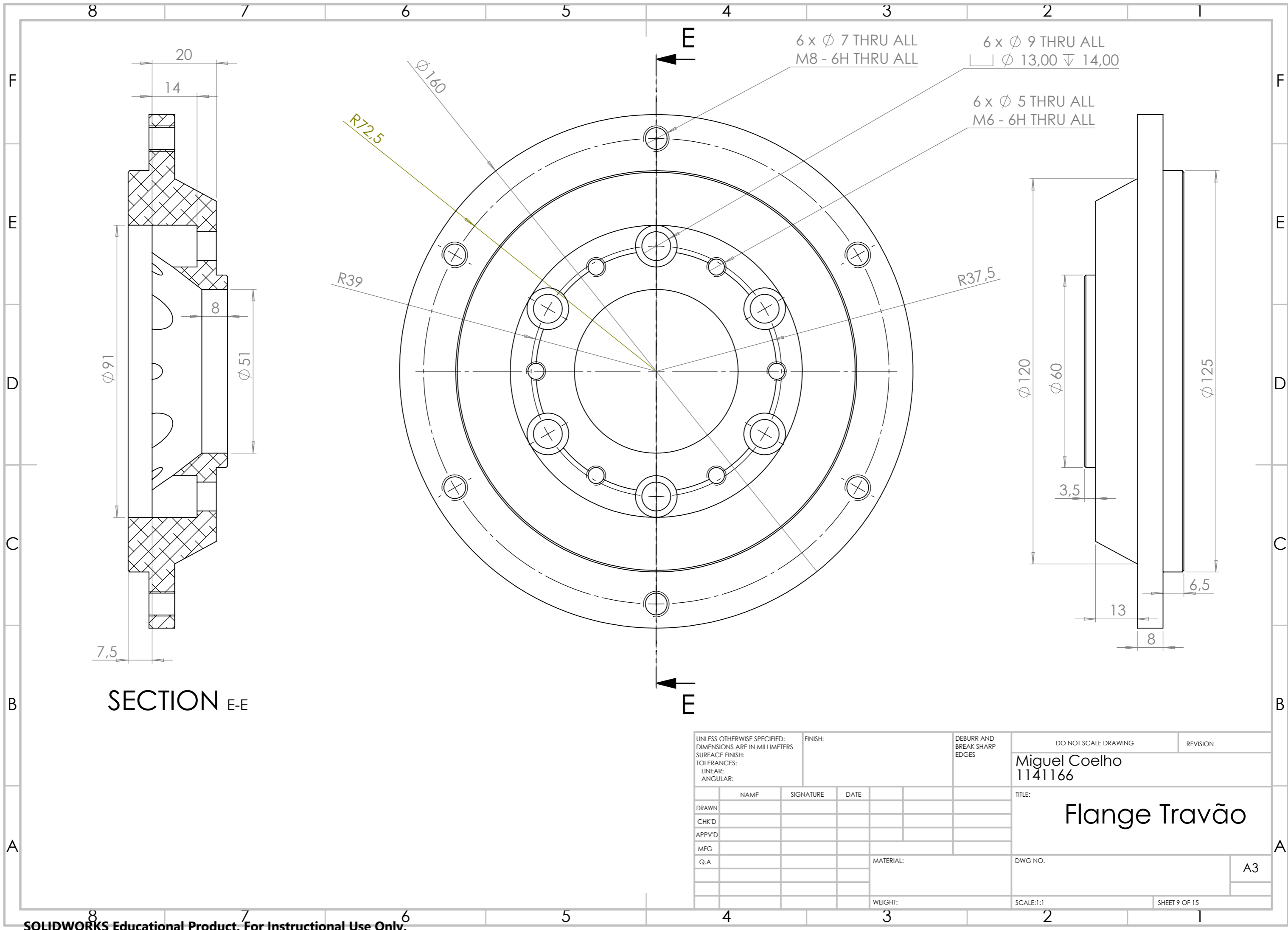
6 x ϕ 7 THRU ALL
M8 - 6H THRU ALL

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
							Miguel Coelho 1141166			
							TITLE: Suporte Flanges Opção 1			
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		DWG NO.	
CHK'D									A3	
APPV'D										
MFG										
Q.A							MATERIAL:		SCALE:1:1	
							WEIGHT:		SHEET 7 OF 15	



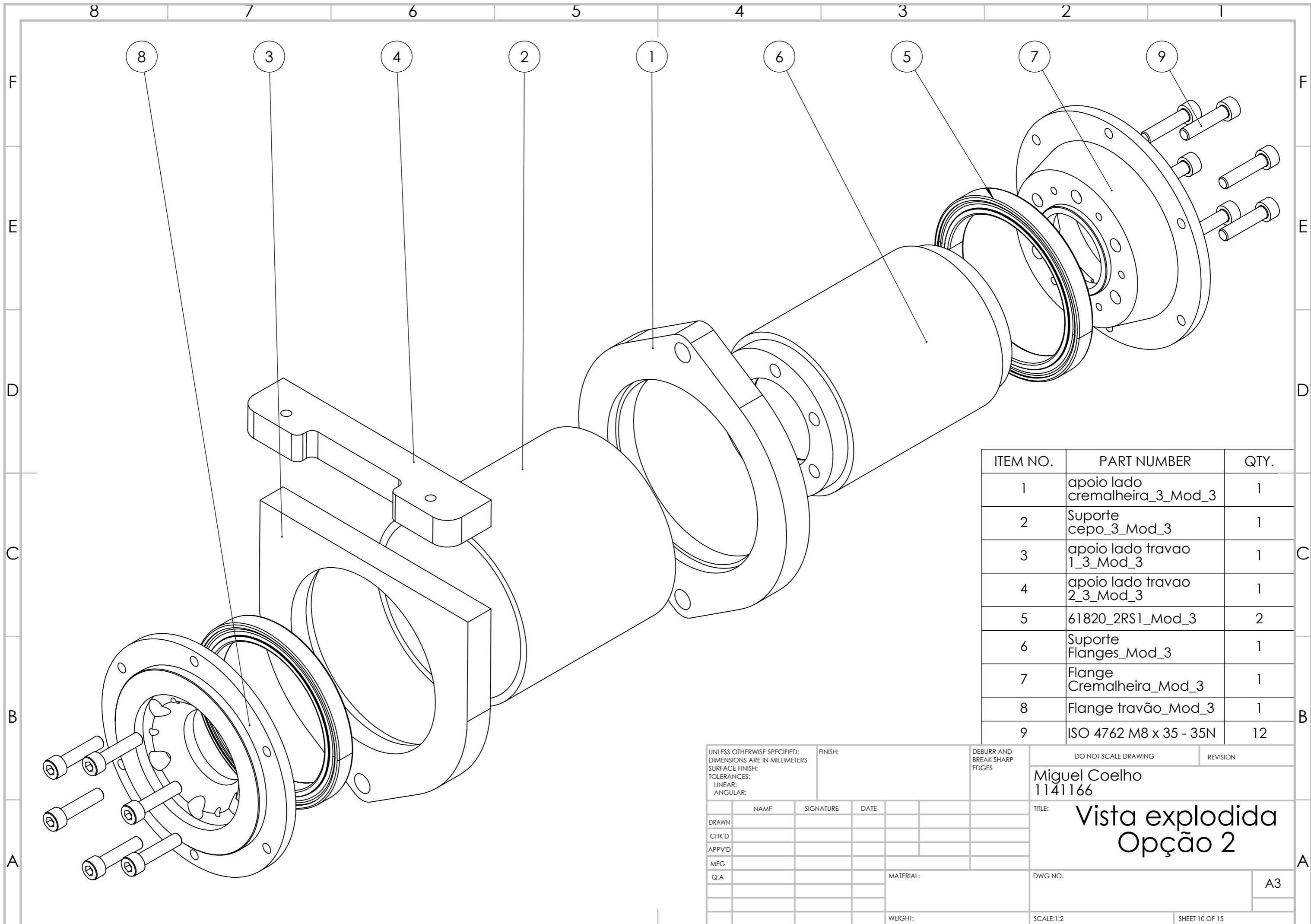
SECTION D-D

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:								Miguel Coelho 1141166			
TOLERANCES:								TITLE: Flange Cremalheira			
LINEAR:								DWG NO.			
ANGULAR:								A3			
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		SCALE:1:1			
CHK'D								SHEET 8 OF 15			
APPV'D											
MFG											
Q.A						MATERIAL:					
						WEIGHT:					



SECTION E-E

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS				FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:								Miguel Coelho 1141166			
TOLERANCES:								TITLE: Flange Travão			
LINEAR:								DWG NO.			
ANGULAR:								A3			
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		MATERIAL:		SCALE:1:1	
CHK'D								WEIGHT:		SHEET 9 OF 15	
APPV'D											
MFG											
Q.A											



ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	apoio lado cremalheira_3_Mod_3	1
2	Suporte cepo_3_Mod_3	1
3	apoio lado travao 1_3_Mod_3	1
4	apoio lado travao 2_3_Mod_3	1
5	61820_2RS1_Mod_3	2
6	Suporte Flanges_Mod_3	1
7	Flange Cremalheira_Mod_3	1
8	Flange travão_Mod_3	1
9	ISO 4762 M8 x 35 - 35N	12

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:			DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		
NAME	SIGNATURE	DATE						
DRAWN								
CHK'D								
APPV'D								
MFG								
Q.A								
						MATERIAL:		
						WEIGHT:		

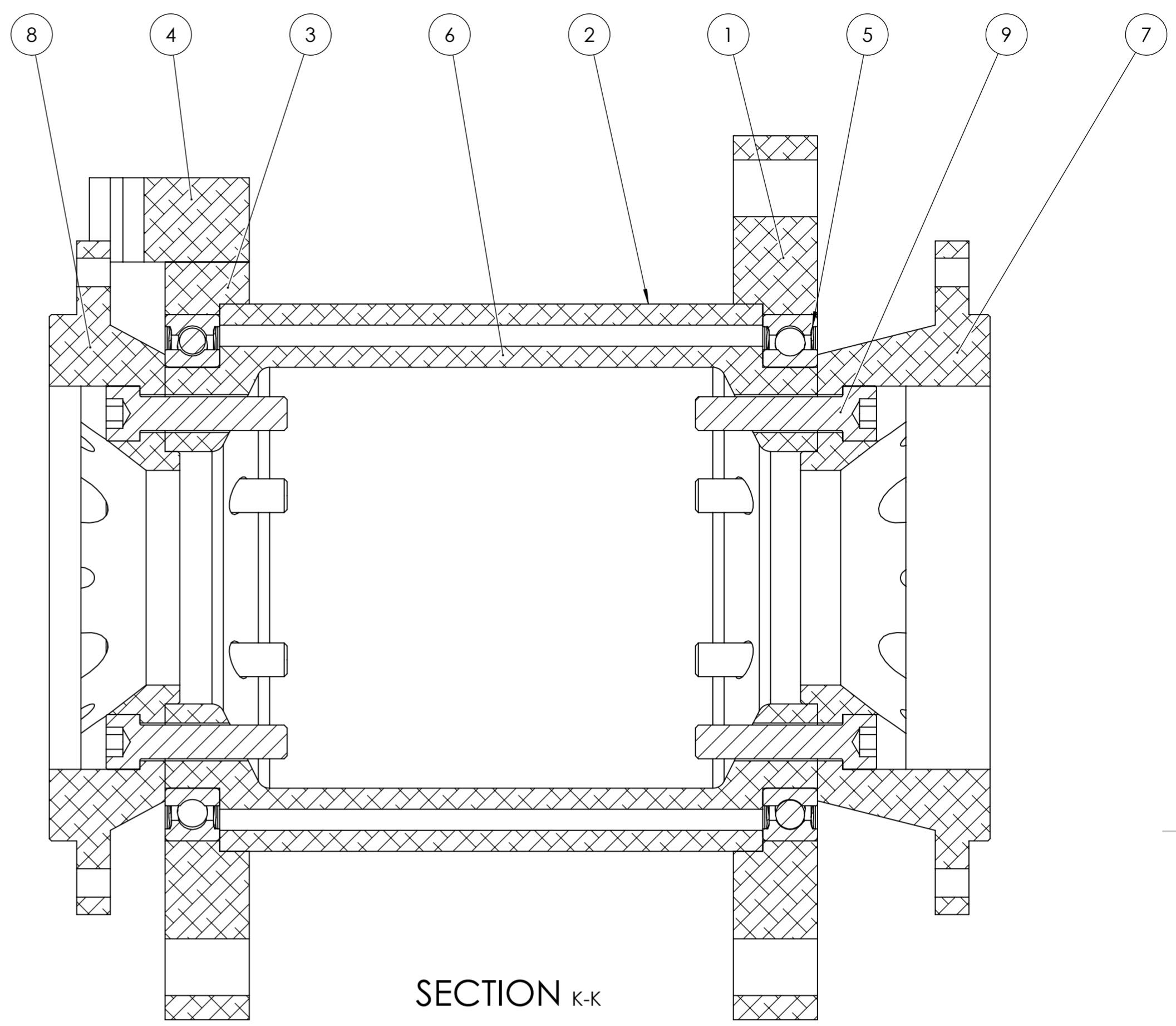
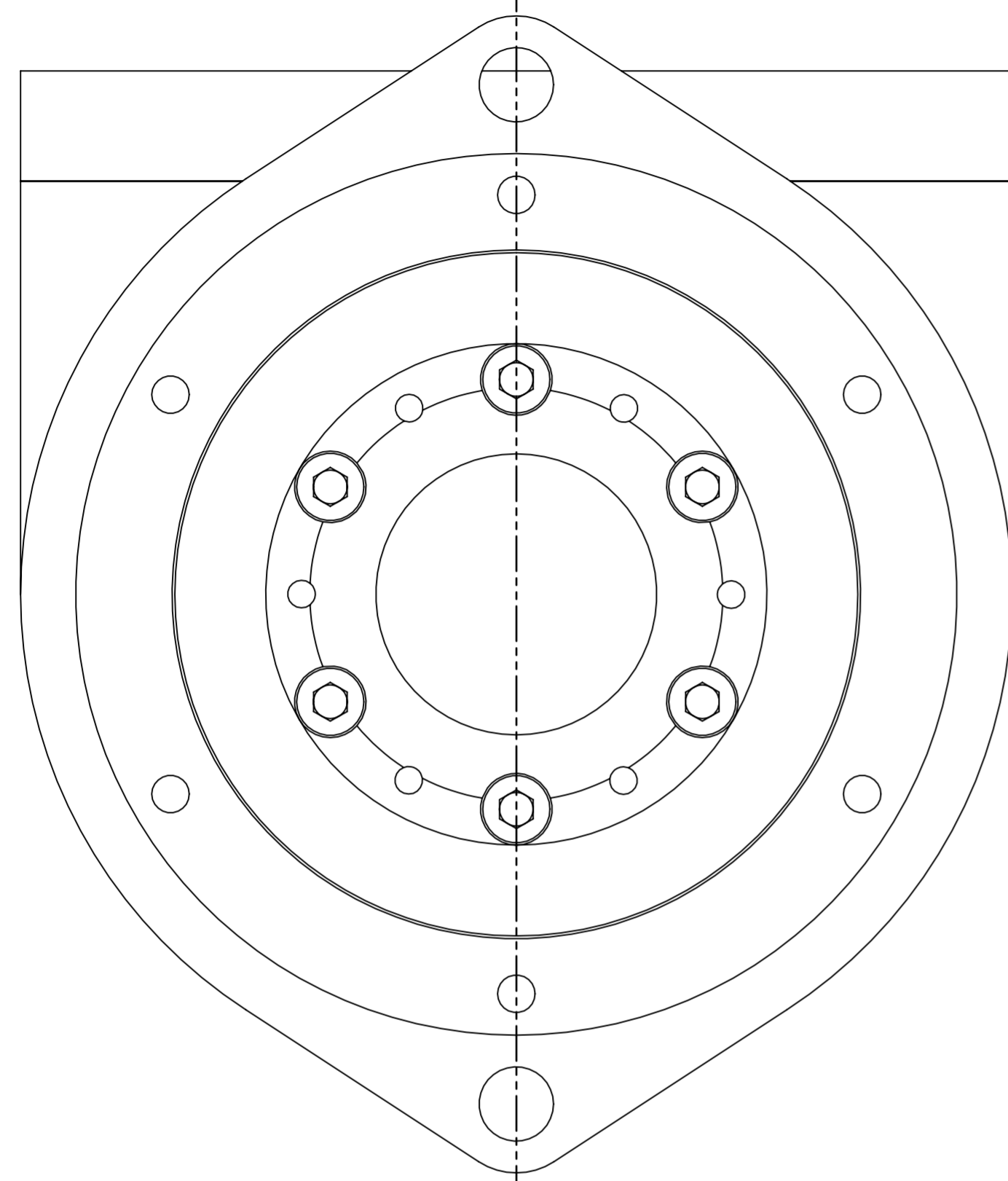
DO NOT SCALE DRAWING REVISION

Miguel Coelho
1141166

TITLE: **Vista explodida
Opção 2**

DWG NO. A3

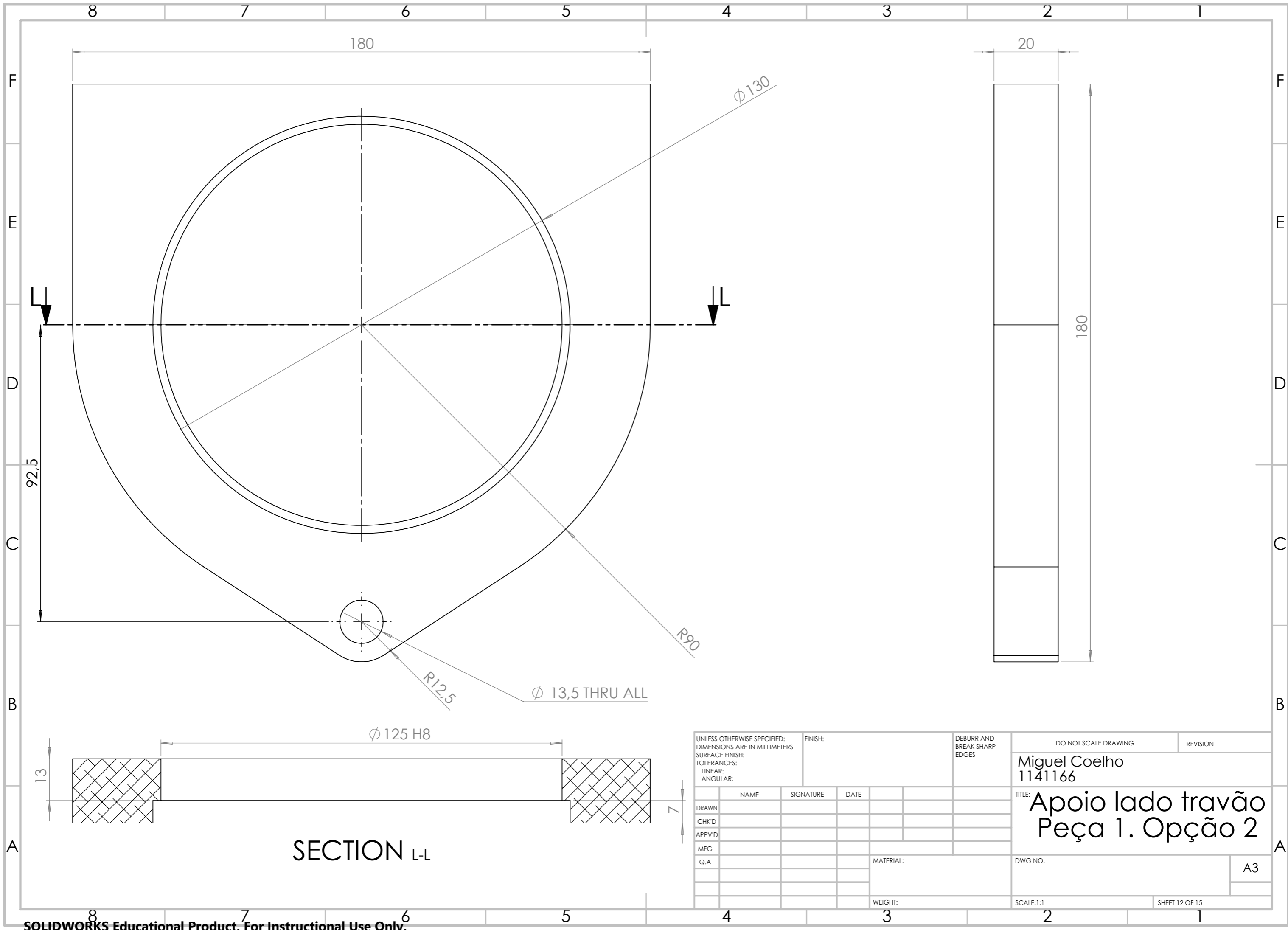
SCALE:1:2 SHEET 10 OF 15



SECTION K-K

ITEM NO.	PART NUMBER	QTY.
1	apoio lado cremalheira_3_Mod_3	1
2	Suporte cepo_3_Mod_3	1
3	apoio lado travao 1_3_Mod_3	1
4	apoio lado travao 2_3_Mod_3	1
5	61820_2RS1_Mod_3	2
6	Suporte Flanges_Mod_3	1
7	Flange Cremalheira_Mod_3	1
8	Flange travão_Mod_3	1
9	ISO 4762 M8 x 35 - 35N	12

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:			DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		
SURFACE FINISH:						DO NOT SCALE DRAWING		
TOLERANCES:						REVISION		
LINEAR:						Miguel Coelho		
ANGULAR:						1141166		
DRAWN			NAME	SIGNATURE	DATE	TITLE: Desenho de conjunto		
CHK'D						Secção interior		
APP'VD						Opção 2		
MFG						DWG NO.		
Q.A						A2		
						SCALE:1:1		
						SHEET 11 OF 15		



8 7 6 5 4 3 2 1

F

E

D

C

B

A

F

E

D

C

B

A

180

20

Ø 130

L

L

92,5

180

R90

R12,5

Ø 13,5 THRU ALL

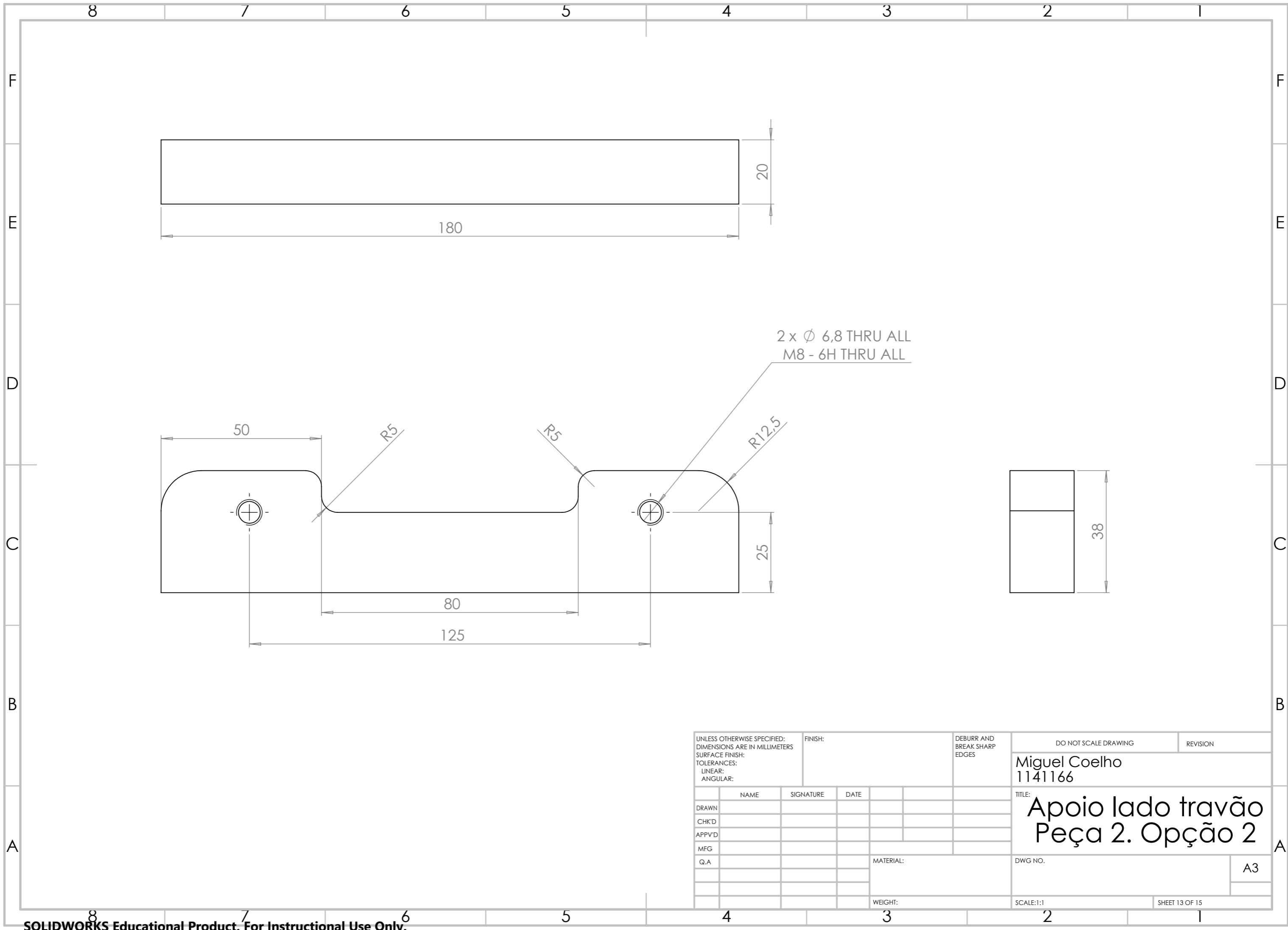
Ø 125 H8

13

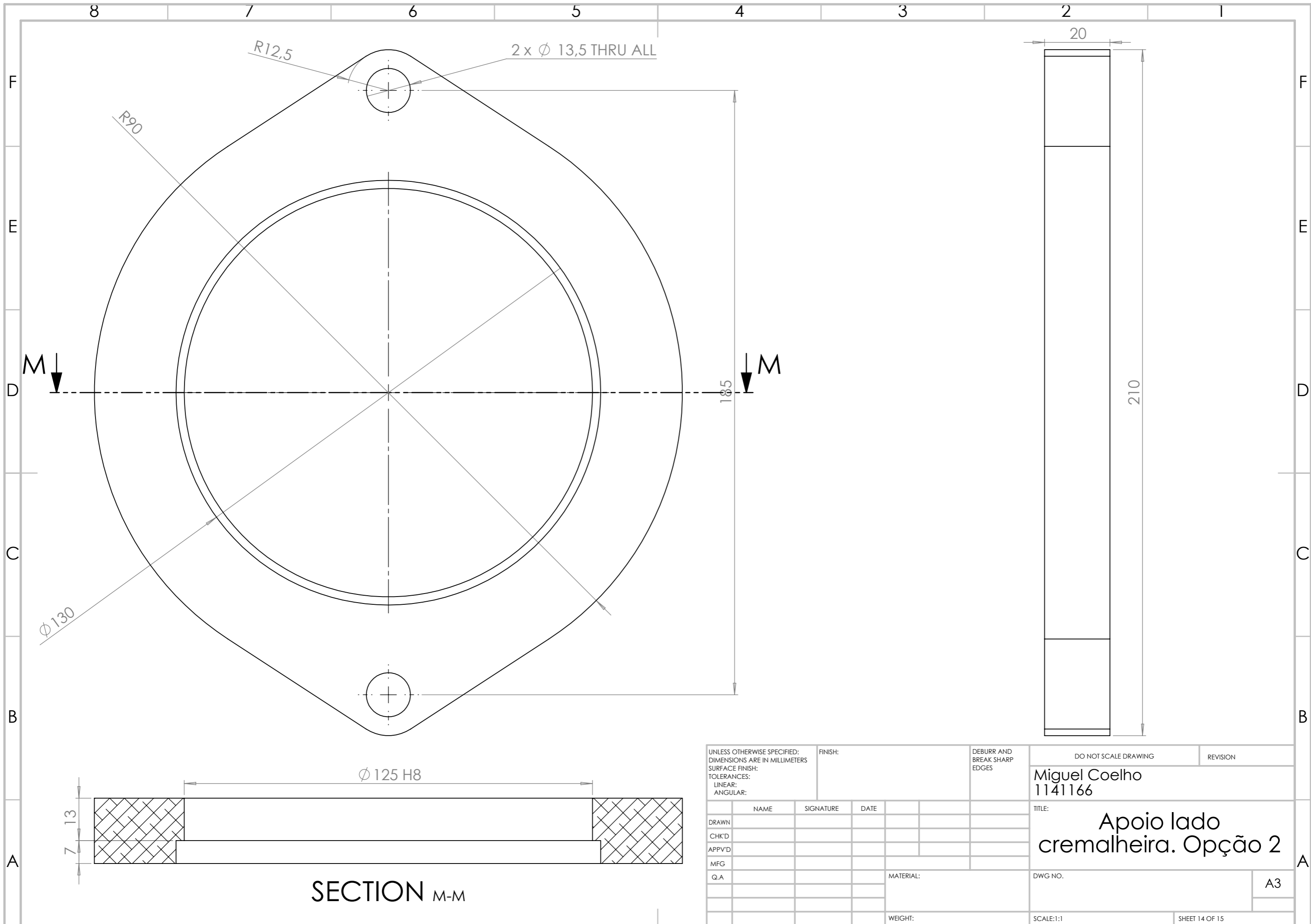
7

SECTION L-L

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:		FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
						Miguel Coelho 1141166			
						TITLE: Apoio lado travão Peça 1. Opção 2			
DRAWN		NAME		SIGNATURE		DATE		DWG NO.	
CHK'D								A3	
APPV'D									
MFG									
Q.A						MATERIAL:		SCALE:1:1	
						WEIGHT:		SHEET 12 OF 15	

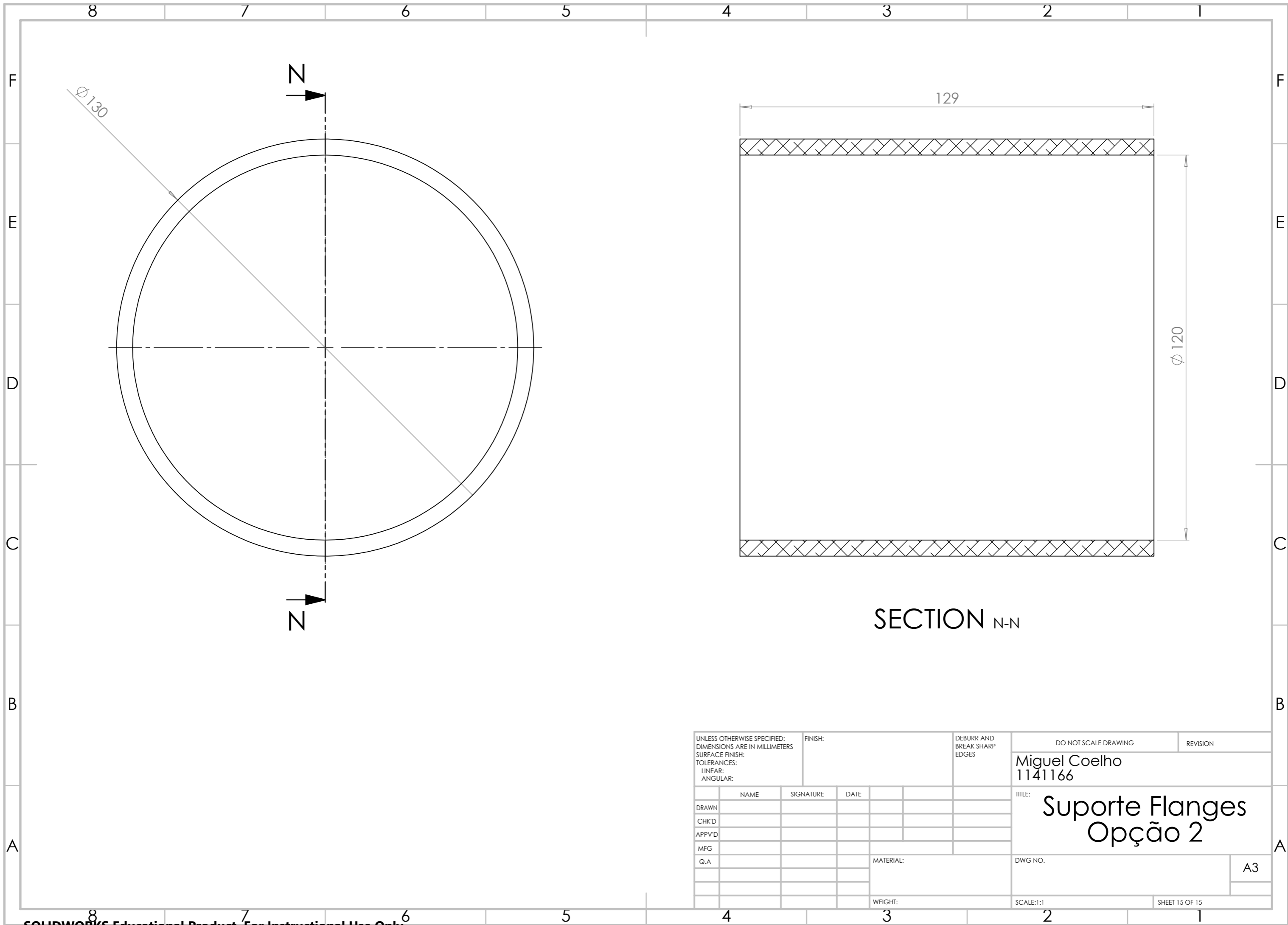


UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
SURFACE FINISH:							Miguel Coelho			
TOLERANCES:							1141166			
LINEAR:							TITLE:			
ANGULAR:							Apoio lado travão			
							Peça 2. Opção 2			
DRAWN			NAME		SIGNATURE		DATE		DWG NO.	
CHK'D									A3	
APPV'D										
MFG										
Q.A							MATERIAL:			
							WEIGHT:		SCALE:1:1	
									SHEET 13 OF 15	



SECTION M-M

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION		
							Miguel Coelho 1141166				
							TITLE: Apoio lado cremalheira. Opção 2				
							DWG NO. A3				
							SCALE:1:1				
							SHEET 14 OF 15				



SECTION N-N

UNLESS OTHERWISE SPECIFIED: DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS SURFACE FINISH: TOLERANCES: LINEAR: ANGULAR:			FINISH:		DEBURR AND BREAK SHARP EDGES		DO NOT SCALE DRAWING		REVISION	
							Miguel Coelho 1141166			
							TITLE: Suporte Flanges Opção 2			
					MATERIAL:		DWG NO.		A3	
					WEIGHT:		SCALE:1:1		SHEET 15 OF 15	