

Dimensionamento de um carro guincho

Pedro Miguel Ramos Morgado

Dissertação do MIEM

realizado em

TEGOPI-Industria Metalomecânica, S.A.



Orientador na FEUP: Prof. José Luís Soares Esteves

Orientador na TEGOPI-Industria Metalomecânica, S.A.: Eng. Rodrigo Novais Machado Roque Massa

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
Mestrado Integrado de Engenharia Mecânica

Julho de 2016

RESUMO

Esta dissertação foi realizada numa empresa da indústria metalomecânica na qual se procedeu ao dimensionamento de um carro guincho de um equipamento de elevação de carga tendo por base um protótipo já existente na empresa. Neste trabalho apresenta-se toda a seleção e dimensionamento dos componentes necessários para a implementação do projeto.

O projeto foi dividido em três fases: Seleção dos componentes necessários para o mecanismo de elevação da carga; implementação de um novo método que permitisse utilizar um diferente tipo de redutor no mecanismo de elevação e respetivo dimensionamento; dimensionamento dos restantes elementos de um carro guincho: travessa de desmultiplicação da carga, carros laterais, bogies dos carros laterais, equipamento de translação e bloco de gancho.

O dimensionamento dos vários componentes foi realizado recorrendo aos softwares "Ansys Inc." e "Multiframe 4D" e de acordo com a norma FEM1.001 e a várias normas ISO e DIN.

ABSTRACT

This work was carried out in the company's metalworking industry which undertook the design of a winch drive for a load lifting equipment based on a prototype existing in the company. This paper presents the whole selection and sizing of all the components required to implement the project.

The project was divided into three phases: Selection of required components for the load lifting mechanism; Implementing a new method enabling to use a different type of gearbox in the lifting mechanism and appropriate dimensioning; Dimensioning of the remaining elements of a winch car: Joist load gear ratio, side-cars, bogies of sidecars, translational equipment and hook block.

The dimensioning of the various components was carried out using the software "Ansys" and "Multiframe 4D" and according to FEM1.001 standard and various ISO and DIN.

AGRADECIMENTOS

Expresso, em primeiro lugar, o meu agradecimento ao professor José Esteves pela oportunidade que me deu de fazer um projeto diferente e que fosse de encontro à área que mais me agrada.

Agradeço, também, ao engenheiro João Gomes e a toda a área técnica por toda a ajuda que me disponibilizaram ao longo deste projeto e conhecimentos que me transmitiram desde as áreas de desenho, eletrónica, mecânica e produção.

Finalmente, o meu especial agradecimento ao engenheiro Rodrigo Massa pela compreensão, interesse e disponibilidade demonstrados ao longo de todo o projeto, e pelos conselhos e conhecimento transmitido, dada sua grande experiência na área das estruturas metálicas.

ÍNDICE

1	Introdução.....	1
2	Princípio de funcionamento de um redutor planetário.....	2
3	Orientações para o projeto.....	5
4	Sistema de desmultiplicação da carga.....	6
5	Seleção do cabo de aço.....	7
6	Seleção do motor.....	9
7	Seleção do redutor planetário.....	11
8	Tambor.....	15
9	Sistema para colocar o redutor planetário no tambor.....	23
9.1	Constituição do sistema.....	24
9.2	Ligações aparafusadas.....	26
9.3	Dimensionamento das espessuras das chapas.....	28
10	Apoio do tambor oposto ao redutor.....	36
11	Travessa.....	40
11.1	Roldanas.....	43
11.2	Veios da travessa.....	44
12	Carros laterais.....	48
12.1	Rodas.....	52
12.2	Estrutura do bogie.....	54
12.3	Rolamentos e veios do bogie.....	57
13	Ligações do sistema de elevação ao carro lateral.....	63
13.1	Ligação da flange do tambor ao carro lateral.....	63
13.2	Ligação da travessa ao carro lateral.....	68
14	Acoplamentos.....	69
15	Motor e redutor de translação.....	70
16	Bloco de gancho.....	75
17	Outros equipamentos.....	78
18	Soldaduras.....	79
19	Conclusão.....	81
20	Bibliografia.....	82

ÍNDICE DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1-Redutor planetário.....	2
Figura 2-Esquema dos principais componentes de um redutor planetário.....	2
Figura 3-Esquema do sistema de desmultiplicação de carga 1.....	6
Figura 4-Esquema do sistema de desmultiplicação de carga 2.....	6
Figura 5-Redutor planetário da SEW Eurodrive	12
Figura 6-Redutor Planetário da Dinamic Oil.....	13
Figura 7-Redutor Planetário da Reggiana Riduttori	13
Figura 8-Redutor Planetário da Siemens Flender	14
Figura 9-Redutor Planetário da Bonfiglioli Riduttori, esquerda imagem de catálogo, direita imagem do SolidWorks	14
Figura 10-Grooves do tambor pela DIN 15061	15
Figura 11-Dimensões do tambor.....	16
Figura 12-Esforços no tambor devido à carga.....	17
Figura 13-Diagrama de esforços transversos no tambor devido à carga	17
Figura 14-Diagrama de momentos fletores no tambor devido à carga	17
Figura 15-Diagrama de momentos torsores no tambor devido à carga	17
Figura 16-Esforços no tambor devido ao peso próprio.....	18
Figura 17-Diagrama de esforços transversos no tambor devido ao peso próprio	18
Figura 18-Diagrama de momentos fletores no tambor devido ao peso próprio.....	18
Figura 19-Deformação de um tambor sob a influência de apenas uma espira enrolada	19
Figura 20-Aspetto final do tambor	19
Figura 21-Aspetto final dos calcadores do cabo.....	20
Figura 22-Dimensões dos calcadores.....	21
Figura 23-Condições de fronteira e solicitações no calcador do cabo vista 1	21
Figura 24-Condições de fronteira e solicitações no calcador do cabo vista 2	21
Figura 25-Tensões de Von-Mises no calcador do cabo vista 1.....	22
Figura 26-Tensões de Von-Mises no calcador do cabo vista 2.....	22
Figura 27-Esboço do sistema de ligação do redutor planetário ao tambor.....	23
Figura 28-Imagens do sistema de ligação do redutor planetário ao tambor.....	23
Figura 29-Postiço de ligação do redutor planetário ao tambor.....	24
Figura 30-Posição de ligação do redutor planetário à flange	24
Figura 31-Flange de ligação do tambor ao carro lateral	25
Figura 32-Anel de apoio do rolamento	26
Figura 33-Vedação do rolamento.....	26
Figura 34-Condições de apoio no postiço exterior com atrito.....	28
Figura 35-Solicitações no postiço exterior com atrito	29
Figura 36-Tensões de Von-Mises no postiço exterior com atrito	29
Figura 37-Condições de apoio no postiço exterior sem atrito	29
Figura 38-Solicitações no postiço exterior sem atrito.....	30
Figura 39-Tensões de Von-Mises no postiço exterior sem atrito	30
Figura 40-Locais onde as tensões de Von-Mises são superiores a 150 MPa no postiço exterior	31
Figura 41-Condições de apoio no postiço interior com atrito	31
Figura 42-Solicitações no postiço interior com atrito	32
Figura 43-Tensões de Von-Mises no postiço interior com atrito.....	32

Figura 44-Tensões de Von-Mises no postigo interior com atrito 2.....	32
Figura 45-Condições de apoio no postigo interior sem atrito	33
Figura 46-Solicitações no postigo interior sem atrito	33
Figura 47-Tensões de Von-Mises no postigo interior sem atrito	33
Figura 48-Tensões de Von-Mises no postigo interior sem atrito 2	34
Figura 49-Condições de apoio e solicitações na flange.....	34
Figura 50-Tensões de Von-Mises da flange de ligação tambor ao carro lateral.....	35
Figura 51-Tensões de Von-Mises da flange de ligação do tambor ao carro lateral superiores a 172 MPa	35
Figura 52-Apoio oposto ao redutor planetário	36
Figura 53-Veio do apoio oposto ao redutor planetário	36
Figura 54-Solicitações e dimensões do veio do tambor.....	37
Figura 55-Fator de correção q para D/d.....	37
Figura 56-Fator de forma Ks (Diâmetro D=10 mm).....	38
Figura 57-Valores do fator de tamanho kd	38
Figura 58-Valores para o fator de acabamento ku, coeficiente de corrosão kc	38
Figura 59-Cargas na travessa e nos veios da travessa	40
Figura 60-Esforços na travessa devida às cargas F1.....	41
Figura 61-Diagrama de esforços transversos na travessa devido às cargas F1	41
Figura 62-Diagrama de momentos fletores na travessa devido às cargas F1.....	41
Figura 63-Esforços na travessa devido ao peso próprio	42
Figura 64-Diagrama de esforços transversos na travessa devido ao peso próprio	42
Figura 65-Diagrama de momentos fletores na travessa devido ao peso próprio	42
Figura 66-Grooves das roldanas pela DIN 15061.....	43
Figura 67--Roldana da travessa.....	43
Figura 68-Eschema das solicitações nos veios da travessa na direção vertical.....	44
Figura 69-Solicitações nos veios da travessa na direção vertical.....	44
Figura 70-Diagrama de esforços transversos nos veios da travessa na direção vertical	45
Figura 71-Diagrama de momentos fletores nos veios da travessa na direção vertical	45
Figura 72-Eschema das solicitações nos veios da travessa na direção horizontal	45
Figura 73-Solicitações nos veios da travessa na direção horizontal	45
Figura 74-Diagrama de esforços transversos nos veios da travessa na direção horizontal.....	46
Figura 75-Diagrama de momentos fletores nos veios da travessa na direção horizontal.....	46
Figura 76-Travincas segundo a DIN 15 058.....	47
Figura 77-Resultado final da travessa	47
Figura 78-Pormenor das roldanas na travessa.....	47
Figura 79-Disposição das cargas nos carros laterais	48
Figura 80-Cargas em cada carro lateral e respetivos centros de gravidade	49
Figura 81-Solicitações do carro lateral do lado do redutor	50
Figura 82-Diagrama de esforços transversos do carro lateral do lado do redutor.....	50
Figura 83-Diagrama de momentos fletores do carro lateral do lado do redutor	50
Figura 84-Solicitações do carro lateral do lado oposto do redutor	51
Figura 85-Diagrama de esforços transversos do carro lateral do lado oposto do redutor.....	51
Figura 86-Diagrama de momentos fletores do carro lateral do lado oposto do redutor	51
Figura 87-Valores de PL.....	52
Figura 88-Valor de C1 dependendo da velocidade de rotação	52
Figura 89-Valor de C1 dependendo da velocidade de translação	53
Figura 90-Valores de C2	53

Figura 91-Aspetto final da rodas dos bogies	53
Figura 92- Gráfico para os coeficientes das cargas horizontais para o bogie do carro lateral do lado oposto ao redutor	54
Figura 93-Gráfico para os coeficientes das cargas horizontais para o bogie do carro lateral do lado do redutor	54
Figura 94-Esquema das solicitações no bogie.....	55
Figura 95-Solicitações no bogie.....	55
Figura 96-Diagrama de esforços transversos no bogie	56
Figura 97-Diagrama de esforços fletores no bogie	56
Figura 98-Aspetto final dos bogies.....	59
Figura 99-Pormenor do interior do bogie e dos blocos de rodas	59
Figura 100-Casquilho de bronze da empresa Dernore	59
Figura 101-Esquema das cargas no veio de ligação entre os bogies e o carro lateral 1	60
Figura 102-Esquema das cargas no veio de ligação entre os bogies e o carro lateral 2	61
Figura 103-Solicitações no veio dos carros laterais	61
Figura 104-Diagrama de esforços transversos no veio dos carros laterais.....	61
Figura 105-Diagrama de esforços fletores no veio dos carros laterais	61
Figura 106-Travincas segundo a DIN 15 058	62
Figura 107-Aspetto final do carro lateral	62
Figura 108-Pata da ligação entre a flange do tambor e o carro lateral	63
Figura 109-Reações da flange para as patas	63
Figura 110-Solicitações e condições de poio na pata mais esforçada	64
Figura 111-Tenões de Von-Mises na pata mais esforçada.....	64
Figura 112-Área de corte das patas de apoio do flange do tambor	65
Figura 113-Solicitações no veio de ligação das patas às rótulas da flange	66
Figura 114-Apoio da chumaceira do apoio do lado oposto do redutor.....	67
Figura 115-Corte no apoio da chumaceira do apoio do lado oposto do redutor	67
Figura 116-Apoio da travessa.....	68
Figura 117-Exemplo do acoplamento do motor e redutor planetário	69
Figura 118-Força devido à resistência do rolamento.....	70
Figura 119-Momento devido ao atrito nos mancais de apoio.....	71
Figura 120-Força para vencer o momento de atrito nos mancais de apoio	71
Figura 121-Fator de serviço requerido segundo a classificação das cargas segundo a SEW	73
Figura 122-Tamanho do bloco de gancho segundo a DIN 15 400	75
Figura 123-Esquema das solicitações nos veios do bloco de gancho	76
Figura 124-Solicitações nos veios do bloco de gancho	76
Figura 125-Diagrama de esforços transversos nos veios do bloco de gancho	76
Figura 126--Diagrama de momentos fletores nos veios do bloco de gancho	76
Figura 127-Aspetto final do bloco de gancho.....	77
Figura 128-Corte no bloco de gancho	77
Figura 129-Soldadura do tubo onde será maquinado o cubo do veio do redutor planetário ao postigo exterior	79
Figura 130-Vista do carro guincho	80
Figura 131-Vista frontal do carro guincho	80
Figura 132-Vista de topo do carro guincho.....	80

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1-Combinações de transmissão de um redutor planetário.....	3
Tabela 2-Caraterísticas do redutor planetário da SEW selecionado.....	12
Tabela 3-Caraterísticas do redutor planetário da Dinamic Oil selecionado	13
Tabela 4-Caraterísticas do redutor planetário da Reggiana Riduttori selecionado	13
Tabela 5-Caraterísticas do redutor planetário da Siemens selecionado	14
Tabela 6-Caraterísticas do redutor planetário da Bonfiglioli Riduttori selecionado.....	14
Tabela 7-Tensões de cedência superiores mínimas para o aço S355J0	15
Tabela 8-Tensões de cedência superiores mínimas para o aço 42CrMo4	46
Tabela 9-Dimensões da travinca segundo a DIN 15 058.....	47
Tabela 10-Propriedades do bronze CB3 pela norma CC483K	60
Tabela 11-Dimensões da travinca segundo a DIN 15 058.....	62
Tabela 12-Caraterísticas do redutor de translação da SEW selecionado	74

1 INTRODUÇÃO

O presente relatório pretende explicar, de um modo sucinto, todo o processo de desenvolvimento de um carro de guincho de um equipamento de elevação para a carga nominal 320 toneladas, compreendendo a idealização de uma nova solução, seleção dos vários componentes e todo o processo de dimensionamento ao nível de cálculo estrutural.

Este estudo foi realizado a partir de um protótipo executado pela empresa TEGOPI-Industria Metalomecânica, S.A. e o seu principal objetivo é o desenvolvimento de uma nova ideia que permita diminuir a largura do carro lateral e assim obter uma otimização do espaço necessário para o equipamento. A solução encontrada será a substituição do redutor de eixos paralelos, que se encontra sobre o carro lateral, por um redutor planetário dentro do tambor de enrolamento do cabo. Esta solução irá também ter vantagens económicas uma vez que um redutor de engrenagens paralelas, apesar de ter um rendimento mecânico superior, tem também um custo superior ao custo de um redutor planetário.

A parte inicial deste projeto consistiu numa pesquisa de diferentes empresas que possuem redutores para o binário necessário para a elevação da carga nominal. A segunda parte foi dar continuidade a uma ideia apresentada pelo orientador da empresa de forma a colocar o redutor planetário dentro do tambor. E por fim foi realizado o dimensionamento da travessa, do carro lateral e do bloco de gancho e realizado o seu desenho no *software* de CAD 3D "SolidWorks".

Neste projeto, como em qualquer projeto de engenharia mecânica, foi por vezes selecionado mais de um componente de diferentes fornecedores, sendo que a escolha final do fornecedor depende de prazos de entrega e orçamentos dados pelos diferentes fornecedores na fase de construção do projeto. Durante este projeto foram tomadas diversas considerações que serão explicadas no decorrer deste relatório.

Antes de se proceder ao projeto em si foi realizada uma pesquisa sobre o modo de funcionamento de um redutor planetário uma vez que será este o componente principal de todo o estudo.

2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DE UM REDUTOR PLANETÁRIO

Os redutores planetários, tal como qualquer outro tipo de redutor, permitem transferir potência e multiplicar o binário do eixo de entrada que se encontra acoplado a um motor para o eixo de saída que, por sua vez, se encontra acoplado a um atuador. Este tipo de redutores funciona como uma combinação de engrenagens epicicloidais, ou seja, duas engrenagens montadas de forma a que o centro de uma engrenagem gire em torno do centro da outra engrenagem.

Estes redutores permitem realizar redutores compostos que combinam diferentes conjuntos de engrenagens planetárias para a carga ser repartida por um maior número de dentes e obter um maior número de relações de transmissão possíveis de forma compacta, uma maior desmultiplicação da velocidade de rotação e uma maior multiplicação do binário de saída.



Figura 1-Redutor planetário

Um conjunto de redução planetária consiste em três engrenagens: uma engrenagem sol localizada no centro do conjunto, um conjunto de normalmente 3 ou 4 pinhões planetários montados no sol e uma engrenagem de anel dentado interno, como se pode ver na figura seguinte.

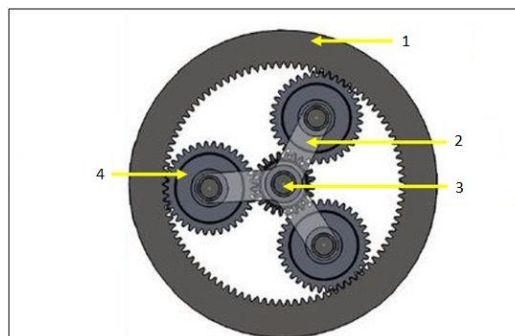


Figura 2-Esquema dos principais componentes de um redutor planetário

1-Engrenagem de anel dentado interno

2-Porta satélites

3-Engrenagem sol

4-Engrenagem planetária

A engrenagem sol encontra-se no centro do conjunto de engrenagens montada no eixo principal do conjunto.

O porta satélites e os pinhões planetários são considerados uma unidade apenas. Os pinhões planetários giram através de rolamentos de agulhas posicionados sobre o seu eixo de suporte.

O porta satélites, que se trata de um sistema de transporte das engrenagens pinhões planetários, tem como função manter as engrenagens planetárias igualmente espaçadas entre si apoiando-as uniformemente na engrenagem sol. Este suporte planetário poderá ser constituído por ferro fundido, alumínio ou chapa de aço e nele é colocado um eixo para cada uma das engrenagens planetárias.

O anel de dentado interno envolve as engrenagens planetárias. Ao contrário dos outros dois conjuntos de engrenagens, é uma engrenagem de corte interno. É geralmente estriado a uma outra parte do redutor.

A transferência de potência no processo de funcionamento dos redutores planetários obriga a que pelo menos um dos membros de engrenagens, engrenagem sol, engrenagem planetária ou anel de dentado interno esteja fixo obrigando a que os outros dois efetuem o movimento.

Qualquer uma das três engrenagens poderá ser utilizada como a engrenagem de entrada, uma vez que uma segunda engrenagem está fixa e a terceira engrenagem será a engrenagem de saída. Dependendo de qual a engrenagem que se encontra no acionamento poderá ser realizado uma redução de velocidade de rotação e aumento de binário; um aumento de velocidade de rotação e diminuição de binário ou apenas a transmissão da mesma velocidade de rotação e do mesmo binário. A direção de rotação de saída também poderá ser controlada pelo redutor planetário.

O quadro seguinte mostra as várias combinações de transmissão que poderão ser conseguidas num redutor planetário:

Tabela 1-Combinações de transmissão de um redutor planetário

Engrenagem sol	Suporte planetário	Engrenagem de anel interno	Velocidade	Binário	Sentido de rotação na saída
Entrada	Saída	Fixo	Redução máxima	Amplifica	Mantém
Fixo	Saída	Entrada	Redução mínima	Amplifica	Mantém
Saída	Entrada	Fixo	Amplificação máximo	Reduz	Mantém
Fixo	Entrada	Saída	Amplificação mínimo	Reduz	Mantém
Entrada	Fixo	Saída	Redução	Amplifica	Oposta
Saída	Fixo	Entrada	Amplificação	Reduz	Oposta
Quando duas engrenagens estão fixas a velocidade e o binário mantêm-se: relação 1:1 ("Direct Drive")					
Quando nenhum membro esta fixo não existe transmissão de potência (Neutro)					

Devido às várias combinações de transmissão existem 5 leis da transmissão planetária que são:

- Lei da redução (“Reduction”): Quando o porta satélites se encontra solidário com eixo de saída e uma das outras engrenagens se encontra fixa, a transmissão será uma redução velocidade de rotação. Neste caso ou a engrenagem do sol ou a engrenagem do anel dentado interno estão fixos ao exterior. No entanto maiores razões de transmissão são conseguidas com a engrenagem do anel dentado interno fixo, invertendo também o sentido de rotação.
- Lei de amplificação (“Overdrive”): Quando o porta satélites se encontra solidário com o eixo de entrada a condição é de amplificação da velocidade de rotação. Também neste caso ou a engrenagem sol ou a engrenagem do anel dentado interno estão fixos ao exterior.
- Lei do acionamento direto (“Direct Drive”): Este tipo de acionamento é conseguido fixando quaisquer dois membros do redutor entre si, rodando a mesma velocidade e no mesmo sentido. Neste tipo de acionamento não existe qualquer variação do binário nem da velocidade de rotação.
- Lei da inversão (“Reverse”): Quando o porta satélites se encontra fixo e a engrenagem do anel dentado interior ou a engrenagem sol se encontram em movimento, o resultado é uma inversão do sentido de rotação. Com a engrenagem sol solidária com eixo de entrada existirá uma redução da velocidade de rotação. Com a engrenagem do anel dentado interno solidária com o eixo de entrada existirá uma amplificação da velocidade de rotação.
- Lei do neutro (“Neutral”): Quando existe uma engrenagem solidária com o eixo de entrada mas nenhuma outro membro fixo a condição é neutra. Por exemplo, se a engrenagem sol servir de engrenagem mandante, de entrada, os outros membros irão permanecer fixos devido ao seu peso próprio e as engrenagens planetárias irão rodar segundo o seu eixo fazendo a engrenagem do anel dentado interno rodar no sentido oposto da engrenagem sol.

Os redutores planetários utilizados neste projeto apenas irão realizar uma redução da velocidade de rotação e amplificação do binário de saída, ou seja, uma redução da velocidade de rotação.

No projeto em questão o redutor planetário irá ter a particularidade de o seu veio de entrada se encontrar ortogonal com o veio de saída existindo, assim, pelo menos um andar de redução realizado por engrenagens cônicas. Este tipo de redutores existe numa grande variedade de empresas fornecedoras de redutores planetários. Assim, esta configuração irá permitir colocar o motor de elevação perpendicular ao tambor de enrolamento do carro, poupando imenso espaço na largura do carro lateral, em comparação à configuração em que o motor se encontrasse em linha com o tambor.

3 ORIENTAÇÕES PARA O PROJETO

Os requisitos propostos de forma a orientar o projeto deste sistema de elevação de carga são:

- O sistema deverá ser capaz de elevar 320 toneladas, mais uma massa estimada do bloco de gancho de 5,4 toneladas;
- A bitola, espaçamento entre carris, deverá ser de 5300 milímetros;
- A altura de elevação deverá ser de 30 metros;
- A velocidade de elevação da carga deverá ser de 1,6 metros por minuto;
- Diâmetro do tambor de 1600 milímetros;
- Mecanismo de desmultiplicação de carga na travessa de 16 vias e de 2 cabos a enrolar no tambor;
- A velocidade de direção deverá ser de 10 metros por minuto;
- O tipo de acionamento do sistema será elétrico;
- Temperatura de serviço de 20º Celcius;
- Sistema para utilizar cerca 2500 horas;
- O sistema de elevação será da classe M3.

Uma primeira nota será que, segundo a tabela T.2.1.3.5. da FEM 1.001 para pontes rolantes, deverá ser usado pelo menos um grupo M4. No entanto, devido ao curto tempo de utilização da ponte, que será cerca de 2.500 horas, grupo T4 pela tabela T.2.1.3.2., e apenas um número muito reduzido de vezes o sistema estará sujeito à carga nominal, será usado um espectro de carga L1 da tabela T.2.1.3.3., pela tabela T.2.1.3.4, será então atribuído um grupo M3.

4 SISTEMA DE DESMULTIPLICAÇÃO DA CARGA

Os seguintes esquemas demonstram a desmultiplicação de carga de um sistema 16/2.

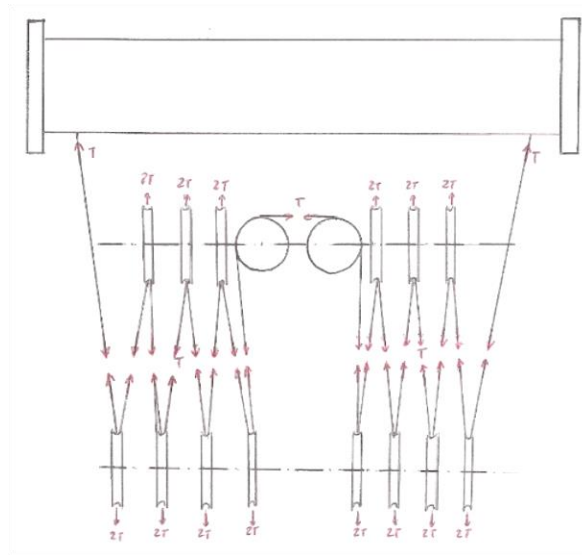


Figura 3-Esquema do sistema de desmultiplicação de carga 1

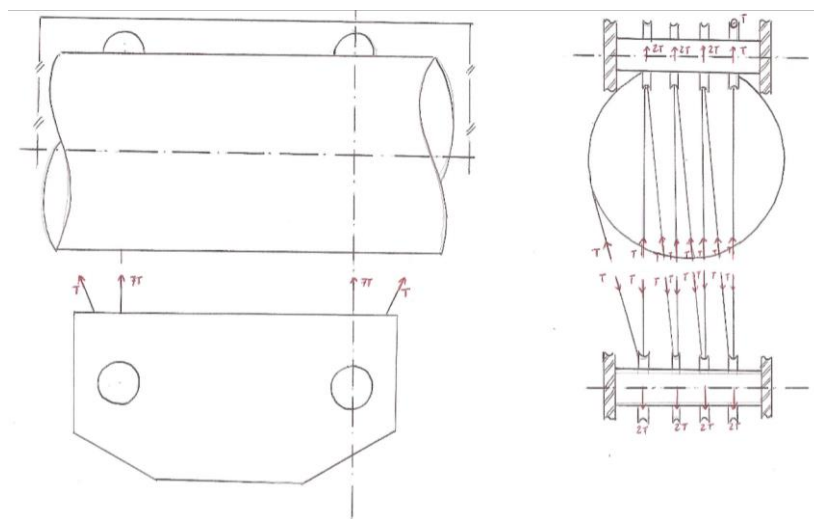


Figura 4-Esquema do sistema de desmultiplicação de carga 2

Uma vez que o mecanismo de desmultiplicação de carga terá 16 vias e 2 cabos, a carga que será aplicada no tambor será um oitavo da carga aplicada no cabo a multiplicar pelo rendimento do sistema, como se pode verificar pelos esquemas anteriores.

Visto que a potência de elevação é constante, a velocidade do bloco de gancho será também ela um oitavo da velocidade do cabo à saída do tambor. Isto também se pode verificar pelos esquemas, pois existe apenas um oitavo do cabo ligado ao tambor que se move e os restantes sete oitavos estão ligados à travessa que se encontra fixa.

Será utilizado apenas um cabo que realizará a passagem de um bloco de roldanas para o outro, e não dois cabos um direito e outro esquerdo, pois do ponto de vista de manutenção é preferível apenas um cabo pela facilidade da substituição do cabo e também permite a compensação de esforços no caso de bloco de gancho ficar desequilibrado.

5 SELEÇÃO DO CABO DE AÇO

De forma a obter todas as cargas no sistema será necessário primeiro selecionar o cabo de aço utilizado na elevação da carga e assim obter a carga devido ao seu peso próprio.

A força a que o cabo de aço estará sujeito será dada pela seguinte equação:

$$F_{cabo} = \frac{Carga\ total}{\eta_{tot} \times n^{\circ}\ de\ vias} \times g$$

A carga total será a soma da carga nominal de 320 toneladas com o peso do bloco de gancho de 5,4 toneladas.

O sistema terá 16 vias e o rendimento do sistema de roldanas será dado pela seguinte equação retirado do CEN/TS 13001-3-2:2008 (E)- Cranes. General design. Limit states and proof of competence of wire ropes in reeving systems. Da secção 5.2.3:

$$\eta_{tot} = \frac{(\eta_s)^{n_{fs}}}{n_m} \cdot \frac{1 - (\eta_s)^{n_m}}{1 - \eta_s}$$

Sendo:

η_s o rendimento de uma roldana:

$\eta_s = 0,985$ para roldanas com rolamentos de elementos rolantes;

$\eta_s = 0,985 \times (1 - 0,15 \times \frac{d_{rolamento}}{D_{roldana}})$ para roldanas com rolamentos sem elementos rolantes.

η_m é o número de roldanas que contribuem para a desmultiplicação da carga;

η_{fs} é o número de roldanas fixas entre o tambor e as partes móveis.

O mecanismo de elevação irá possuir 16 roldanas e nenhuma destas roldanas se irá encontrar entre o tambor e o bloco de gancho que será a parte móvel do sistema.

Assim:

$$\eta_{tot} = \frac{(0,985)^0}{16} \cdot \frac{1 - (0,985)^{16}}{1 - 0,985} = 0,895 = 89,5 \%$$

E a força máxima no cabo será:

$$F_{cabo} = \frac{320 + 5,4}{0,895 \times 16} \times 9,81 = 222,92\ KN$$

Para o cálculo do coeficiente de segurança a FEM 1.001 apresenta dois métodos: o método que usa o mínimo fator de segurança Z_p e o método que usa o fator C . O primeiro método poderá ser usado para cabos móveis e fixos enquanto o segundo método apenas poderá ser usado em cabos móveis.

Utilizando o primeiro método pela tabela T.4.2.2.1.2. da FEM 1.001 o fator de segurança será de 3,55, no entanto é considerado que um fator de segurança de 4 será mais viável.

Assim a força de cedência mínima do cabo será de:

$$F_{ced.mínima\ do\ cabo} = 4 \times 222,92 = 891,68\ KN$$

Consultando o catálogo da empresa Casar o modelo *Eurolift* e optando-se por utilizar uma tensão de cedência de 1960 MPa, o cabo selecionado será o de 32 milímetros e peso próprio de 5,04 kg/m.

Consultando também o catálogo da empresa Phyton o modelo *Power 9-R* para também uma tensão de cedência de 1960 MPa o cabo selecionado será também de 32 milímetros e peso próprio de 4,96 kg/m.

A razão pela qual se optou por utilizar cabos de tensão de cedência de 1960 MPa é que este valor de tensão de cedência se encontra nos dois fornecedores podendo assim optar-se por um ou pelo outro.

A diferença entre estes dois cabos de aço é que no modelo *Eurolift* trata-se de um cabo de aço com resistência à rotação enquanto o modelo *Power 9-R* não possui essa resistência à rotação. A resistência à rotação poderá provocar desgaste nos grooves do tambor e nas roldanas, no entanto para elevadas alturas de elevação será preferível uma vez que os esforços internos existentes no cabo não irão provocar rotações na carga a elevar. Neste projeto será utilizado o cabo com resistência à rotação logo o cabo *Eurolift*.

Existindo 16 vias com um comprimento máximo, no caso de a carga estar pousada no solo, a 30 metros o comprimento total do cabo não enrolado no tambor será de 480 metros perfazendo uma carga extra de 2,4 toneladas.

$$F_{cabo} = \frac{320 + 5,4 + 2,4}{0,895 \times 16} \times 9,81 = 224,56\ KN$$

6 SELEÇÃO DO MOTOR

A seleção do motor passará por determinar a potência necessária para a elevação da carga e selecionar a velocidade de rotação do motor. Neste tipo de equipamentos são utilizados motores de corrente alternada assíncronos.

A potência necessária para a elevação da carga será dada por:

$$Potência = \frac{Carga \times v_{carga}}{\eta_{tot} \times \eta_{reductor}}$$

A carga com o peso próprio do cabo será de 327,8 toneladas o que irá corresponder a 3215,72 KN.

A velocidade de elevação será de 1,60 metros por minuto o que irá corresponder a 0,0267 metros por segundo.

O rendimento total do sistema anteriormente calculado será de 89,5%.

E o rendimento do reductor nesta fase ainda não é conhecido.

Assim a potência total será:

$$Potência = \frac{3215,72 \times 0,0267}{0,895 \times \eta_{reductor}} = \frac{95,93}{\eta_{reductor}} \text{ KW}$$

A potência disponibilizada pelos fabricantes escolhida foi de 110 KW. Para esta potência o rendimento do reductor planetário deverá ser superior a 87%. O rendimento dos redutores irá depender do fabricante do equipamento e do número de estágios de redução. Assim, é encontrada uma condição para a seleção do reductor, no entanto, este o rendimento foi sempre conseguido em todos os redutores analisados.

As velocidades de rotação aconselhadas foram de 1000 rotações por minuto ou 1500 rotações por minuto, motores de 6 e 4 polos respetivamente. As classificações de tamanho de motor IEC são 315M6 para o de 6 polos e 315S4 para o de 4 polos.

A velocidade de rotação selecionada foi de 1500 rotações por minuto, motor de 4 polos. As razões para esta seleção foram:

O custo de um motor de 4 polos ser menor do que o custo de um motor de 6 polos, no entanto a redução do reductor será maior, o que poderá levar a custos superiores. Foi assim realizado a seguinte análise:

A velocidade de rotação do tambor será dada por:

$$\omega_{tambor} = \frac{v_{carga} \times r_{tambor}}{\frac{n^{\circ} \text{ de vias}}{n^{\circ} \text{ de cabos}}}$$

Assim:

$$\omega_{tambor} = \frac{1,6 \times \frac{1,6}{2}}{\frac{16}{2}} = 16 \text{ radianos por segundo}$$

$$\omega_{tambor} = \frac{16}{2\pi} \times 60 = 2,55 \text{ rotações por minuto}$$

A redução para um motor para a velocidade de rotação nominal de 1000 rotações por minuto andarà por volta de 392:1 e para um motor de 1500 rotações por minuto andarà à volta de 599:1. Ao seleccionar os catálogos dos fornecedores de redutores pode-se verificar que o número de andares de redução tanto para 392:1 como para 599:1 será o mesmo, logo, o tamanho do redutor será também ele o mesmo.

Um elemento importante para a seleção do redutor planetário será a verificação da potência térmica. Alguns catálogos permitem colocar ventoinhas nos eixos de entrada do redutor planetário para o arrefecimento deste e, assim, aumentar o seu “duty cycle”. Caso esta opção seja utilizada, uma ventoinha com maior velocidade de rotação permite um melhor arrefecimento, no entanto será utilizada ventilação forçada e independente. Será evitado o arrefecimento através de sistemas hidráulicos, pois este tipo de sistemas irá necessitar de centrais de bombagem e de regeneração da água ou óleo que irão por sua vez de ocupar espaço nos carros laterais. O arrefecimento por ventilação forçada necessitará de redutores que permitam atingir potências térmicas mais elevadas, mas por outro lado terão gastos energéticos muito menores que os sistemas hidráulicos.

Como o binário presente no tambor para a elevação de carga é muito alto, foi decidido colocar o freio antes do redutor e não no próprio tambor. E, como o binário de um motor de 1500 rotações por minuto é inferior a um de 1000 rotações por minuto será necessário um freio de menor capacidade.

Por outro lado, as potências térmicas admissíveis pelos redutores diminuem com o aumento da velocidade de rotação do eixo de entrada, necessitando de sistemas externos de arrefecimento. Como o redutor planetário será colocado dentro do tambor será uma ideia colocar um sistema de arrefecimento exterior independentemente se o redutor verifica ou não a potência térmica, a melhor solução será conseguida apenas com a opinião do fornecedor do redutor planetário.

As possíveis empresas fornecedoras de motores para esta aplicação serão a WEG, Siemens e WEN. Foi utilizado neste projeto o motor da empresa WEG LGI315S4 de velocidade de rotação de 1486 rotações por minuto e binário de saída de 707 N.m.

Deverá ser pedido ao fornecedor do motor que este possua ventilação forçada e equipado com um freio adequado para elevação.

7 SELEÇÃO DO REDUTOR PLANETÁRIO

Uma vez que este será o componente individual de maior custo de todo o projeto e que juntamente com o motor será o principal componente responsável pela elevação da carga foi feita uma alargada pesquisa de empresas que possuíssem redutores para estas potências. As empresas expostas neste relatório são empresas que permitem o acionamento elétrico do redutor planetário.

Muito do tempo investido neste projeto foi usado na pesquisa de fornecedores deste equipamento e sua seleção nos catálogos.

Existem nos catálogos de fornecedores de redutores planetários dois tipos de configuração do veio de entrada do redutor, em linha com o veio de saída e ortogonal ao veio de saída, como referido anteriormente, irá selecionar-se os redutores que possuem o veio de entrada perpendicular ao veio de saída, pois esta configuração será mais útil para otimizar o tamanho do carro guincho.

Os métodos de seleção de redutores planetários são muito semelhantes para os diversos fornecedores, apenas se alteram os valores dos coeficientes utilizados. Alguns fornecedores disponibilizam mais de que um método de seleção do redutor planetário, pela potência necessária, pelo binário necessário e pelo fator de vida do redutor. No entanto, o método que segundo alguns catálogos é o mais indicado para baixas velocidades de rotação, por exemplo catálogo “EP Series” da empresa Rossi, e que é comum em todos os catálogos, é o método do binário necessário.

Este método multiplica a potência, 110 KW, ou o binário necessário para o eixo de saída do redutor por um fator de utilização que irá depender do tipo de aplicação e condições de operação do redutor planetário, do número de arranque por hora e do número de horas de utilização por dia.

O binário necessário no tambor será dado por:

$$M_{tambor} = \frac{Carga \times n^{\circ} \text{ de cabos}}{\eta_{tot} \times n^{\circ} \text{ de vias}} \times r_{tambor}$$

$$M_{tambor} = \frac{3215,72 \times 2}{0,895 \times 16} \times \frac{1,6}{2} = 359,30 \text{ KN.m}$$

De seguida, será necessário selecionar a redução do redutor que, para um motor de velocidade de rotação nominal de 1500 rotações por minuto será de cerca de 588:1, as diferenças de razão de redução dos redutores para as necessárias serão compensadas com um variador de frequências.

Finalmente, será necessário verificar a potência térmica do redutor planetário que dependerá do “Duty Cycle” que será de 40%, temperatura de trabalho que será de 20°C, velocidade de rotação do eixo de entrada do redutor que será 1500 rotações por minuto e de ventilação forçada, como por exemplo, uma ventoinha no eixo de entrada do redutor planetário. Foi verificado que todos os equipamentos verificam o tempo de utilização de pelo menos 2500 horas.

Foram encontrados cinco possíveis redutores de diferentes fornecedores que, possivelmente, verificam as condições necessárias para serem utilizados neste sistema de elevação de carga. Estes redutores poderão não ser os ideais, será necessário consultar o fornecedor escolhido do redutor antes da sua aquisição, no entanto, permitem uma primeira aproximação para indicar aos fornecedores de que tipo de equipamento se necessita, fazer comparações entre os vários fornecedores e ter uma ideia das dimensões do redutor para a sua implantação no mecanismo.

- 1) O redutor XP130 do catálogo “Industrial Gear Planetary Gear Units Serie XP” da SEW, neste catálogo não existe a razão de redução necessária, no entanto foi indicado pelo fornecedor que esta era possível a pedido. Para seguir o catálogo disponível no sitio da empresa é possível utilizar um motor de velocidade de rotação nominal de 750 rotações por minuto e uma razão de redução de cerca de 294:1. Segundo o fornecedor este redutor também está disponível com um veio de entrada ortogonal.

Tabela 2- Caraterísticas do redutor planetário da SEW selecionado

Fator de serviço (fornecido pela SEW)	Razão de redução (para 750 rpm)	Binário nominal	Potência térmica admissível (para 30°C)	Rendimento
1,2	272,7:1	600,000 KN.m	345,00 KW	97,5%



Figura 5- Redutor planetário da SEW Eurodrive

- 2) O redutor GBA45005 do catálogo “Planetary Gearboxes” da Dinamic Oil. Este redutor não verifica a potência térmica, mas esta encontra-se muito próxima da necessária e como será utilizado um sistema de refrigeração exterior não se achou conveniente utilizar um redutor de tamanho acima, ficando este demasiado sobredimensionado.

Tabela 3-Caraterísticas do redutor planetário da Dinamic Oil selecionado

Fator de serviço	Razão de redução	Binário nominal	Potência térmica admissível	Rendimento Por estágio
1,2	616,50:1	635,000 KN.m	105,00 KW	97 a 98% no planetário e 94 a 95% no ortogonal



Figura 6-Redutor Planetário da Dinamic Oil

- 3) O redutor RR55000 do catálogo “RR Plus” da Reggiana Riduttori.

Tabela 4-Caraterísticas do redutor planetário da Reggiana Riduttori selecionado

Fator de serviço	Razão de redução	Binário nominal	Potência térmica admissível	Rendimento
1,3	636,32:1	648,310 KN.m	133,57 KW	97,5% por cada estagio no planetário



Figura 7-Redutor Planetário da Reggiana Riduttori

- 4) O redutor P3KA tamanho 22 do catálogo “MD 20.3_Planurex” da Flender Gear Units da Siemens. O rendimento deste redutor não é fornecido no catálogo.

Tabela 5-Caraterísticas do redutor planetário da Siemens selecionado

Fator de serviço	Razão de redução	Binário nominal	Potência térmica admissível	Rendimento
1,1	560:1	450,000 KN.m	118,63 KW	Não é fornecido



Figura 8-Redutor Planetário da Siemens Flender

- 5) O redutor 321R 4 do catálogo “300 Industrial Series” da Bonfiglioli Riduttori. A potência térmica deste redutor poderá ser aumentada utilizando uma ventoinha no eixo de entrada do redutor.

Este será o redutor planetário utilizado para dar continuação ao projeto.

Tabela 6-Caraterísticas do redutor planetário da Bonfiglioli Riduttori selecionado

Fator de serviço	Razão de redução	Binário nominal	Potência térmica admissível	Rendimento
1,2	529:1	450,000 KN.m	157,00 KW	88%

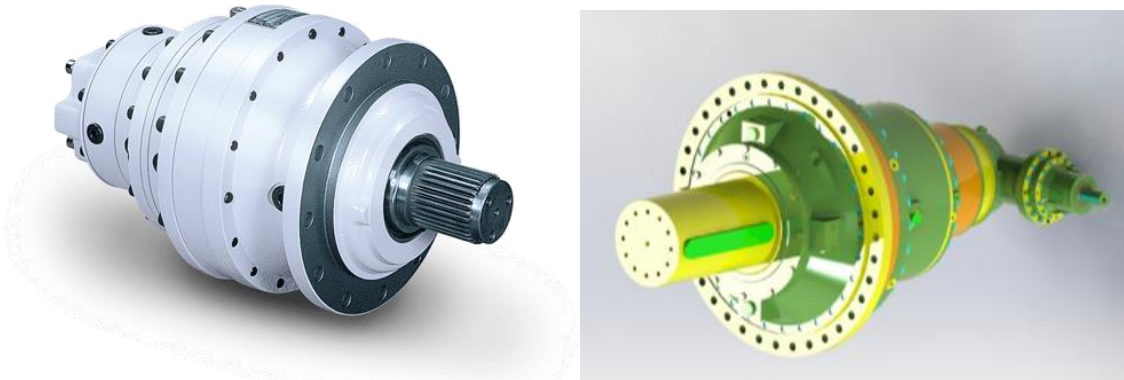


Figura 9-Redutor Planetário da Bonfiglioli Riduttori, esquerda imagem de catálogo, direita imagem do SolidWorks

8 TAMBOR

De seguida foi dimensionado o tambor onde será realizado o enrolamento do cabo.

Uma vez que a tensão de cedência do cabo é muito alta, de 1960 MPa, para reduzir o desgaste excessivo do tambor será utilizado um aço com tensão de cedência de 355 MPa, o aço S355. Como não está previsto que o equipamento não irá trabalhar a temperaturas muito baixas será utilizado um aço S355J0. Segundo a norma Portuguesa EN10025-2-2007 a resistência ao choque KV longitudinal para uma temperatura de 0°C e espessura inferior a 150 milímetros é de 27 KJ.

A não ser que exista uma indicação contrária todo o projeto usará esta classe de aço para as chapas utilizadas.

Segundo a mesma norma as tensões de cedência superior mínima para as várias espessuras nominais, à temperatura ambiente, são apresentadas na tabela abaixo:

Tabela 7-Tensões de cedência superiores mínimas para o aço S355J0

Espessura nominal (mm)	S355J0							
	< 16	> 16 < 40	> 40 < 63	> 63 < 80	> 80 < 100	> 100 < 150	> 150 < 200	> 200 < 250
Tensão de cedência superior mínima (MPa)	355	345	335	325	315	295	285	275

O diâmetro de enrolamento que passará pelo centro dos cabos é de 1600 milímetros.

O primeiro passo no dimensionamento do tambor foi o dimensionamento do tamanho dos “grooves” do tambor, segundo a norma DIN 15 061.

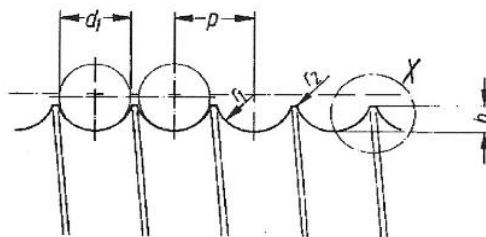


Figura 10-Grooves do tambor pela DIN 15061

Diâmetro do cabo: $d_1 = 32 \text{ mm}$

Passo: $p = 36 \text{ mm}$

Raio do “groove”: $r_1 = 17 \text{ mm}$

Altura do “groove”: $h = 12 \text{ mm}$

Raio do encosto do “groove”: $r_2 = 1,3 \text{ mm}$

O diâmetro exterior do tambor será:

$$D_{\text{exterior do tambor}} = 1600 - 2 \times (17 - 12) = 1590 \text{ mm}$$

O comprimento da zona de enrolamento do cabo no tambor será calculado para uma altura de elevação de 32 metros somando mais 3 voltas de cabo de segurança quando a carga estiver no ponto mais baixo.

$$N^{\circ} \text{ de voltas necessárias} = \frac{\text{altura a elevar} \times n^{\circ} \text{ de vias}}{\text{perímetro do tambor}} + 2 \times 3 \text{ voltas}$$

$$N^{\circ} \text{ de voltas necessárias} = \frac{32 \times 16}{\pi \times 1,6} + 2 \times 3 = 108 \text{ voltas}$$

$$\text{Comprimento da zona de enrolamento} = n^{\circ} \text{ de voltas necessárias} \times \text{passo}$$

$$\text{Comprimento da zona de enrolamento} = 108 \times 36 = 3888 \text{ mm}$$

Será dado no mínimo mais 200 milímetros para cada lado junto às flanges para serem colocados os calcadores do cabo. As flanges terão uma espessura de 25 milímetros, uma chapa de 30 milímetros com 5 milímetros para maquinagem. O comprimento mínimo do tambor será de 4350 milímetros. Para se conseguir a bitola necessária este comprimento será ajustado para 4693 milímetros.

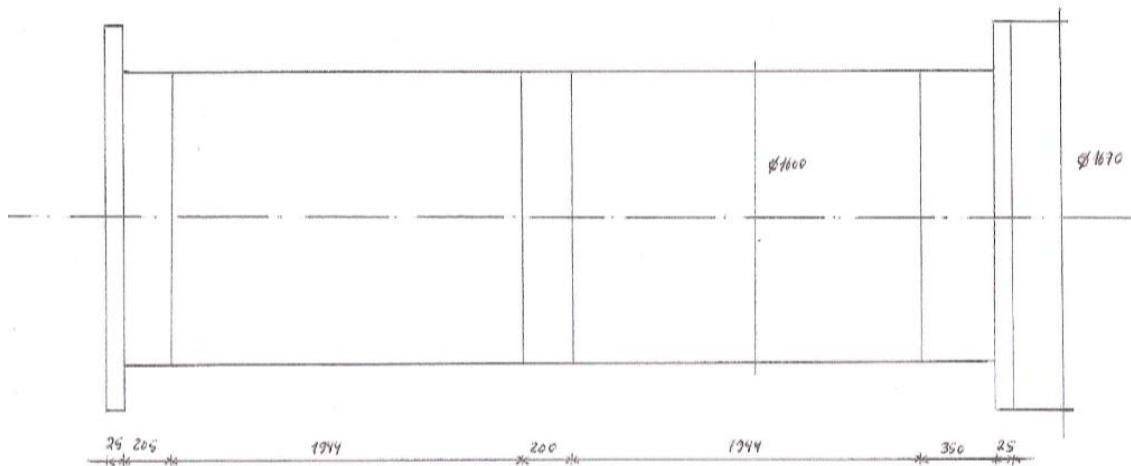


Figura 11-Dimensões do tambor

Para evitar que, por alguma razão, o cabo de aço se movimente para fora do tambor considerou-se que o diâmetro da flange será de 1600 milímetros mais, pelo menos duas vezes o diâmetro do cabo, o que fará um mínimo de 1664 milímetros. O diâmetro final da flange será arredondado para 1670 milímetros.

Para a verificação da resistência será utilizado um diâmetro do tambor que apenas terá em conta o diâmetro exterior do tambor onde não existem “grooves”, zona maciça do tambor.

Uma vez que, a espessura utilizada para o tambor será de 45 milímetros, o tambor terá 33 milímetros de espessura na zona maciça devido à necessidade de ter 12 milímetros para a altura dos “grooves”. Poderá utilizar-se uma chapa de 50 milímetros de espessura com 5 milímetros de folga para maquinagem.

O diâmetro de zona maciça do tambor será então de:

$$D_{\text{maciço do tambor}} = 1600 - 2 \times 17 = 1566 \text{ mm}$$

As cargas no tambor serão apenas devidas ao cabo e ao peso próprio do tambor, considerando a massa específica do aço de 7,8 toneladas por metro cubico. A carga devido ao peso próprio do tambor será:

carga devido ao peso próprio do tambor

$$= 7,8 \times 9,81 \times \frac{\pi}{4} \times (1,600^2 - (1,600 - 2 \times 0,045)^2) = 16,82 \text{ KN/m}$$

Para simplificar os cálculos considerou-se as cargas dos cabos como uma única carga aplicada a meio do comprimento do tambor, esta simplificação estará pelo lado da segurança. Ambos os apoios do tambor serão simplesmente apoiados permitindo a rotação livre das extremidades do tambor.

Para o cálculo dos diagramas de esforços neste projeto foi utilizado o software "Multiframe 4D".

Os diagramas de esforços para as cargas devido à carga a elevar e ao peso próprio do tambor são dadas na figura seguinte.

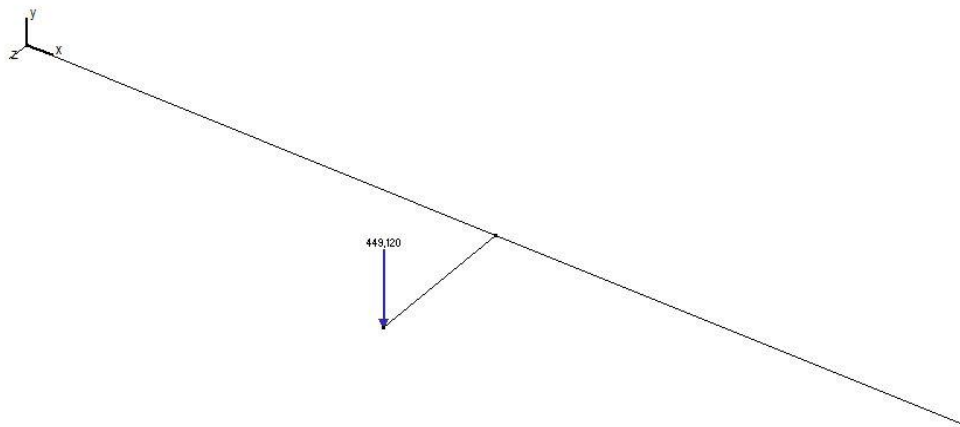


Figura 12-Esforços no tambor devido à carga

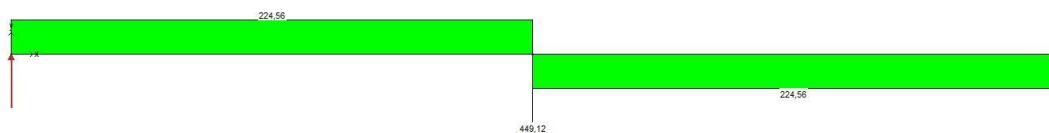


Figura 13-Diagrama de esforços transversos no tambor devido à carga

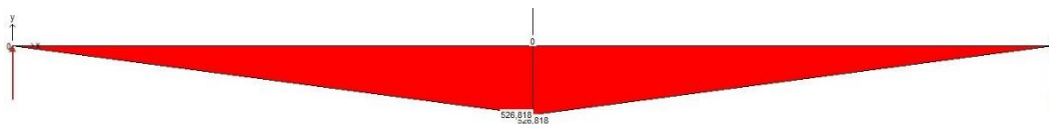


Figura 14-Diagrama de momentos fletores no tambor devido à carga

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P \times L}{4} = \frac{449,12 \times 4,692}{4} = 526,82 \text{ KN.m}$$

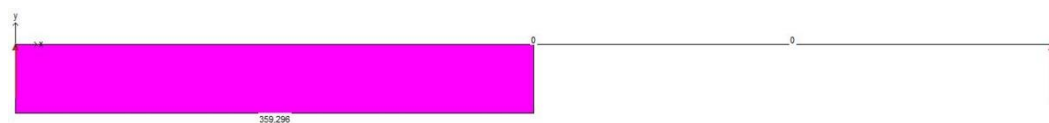


Figura 15-Diagrama de momentos torsores no tambor devido à carga

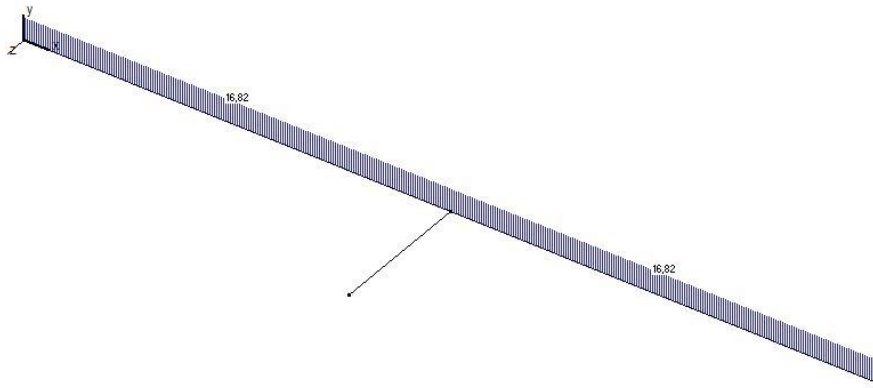


Figura 16-Esforços no tambor devido ao peso próprio

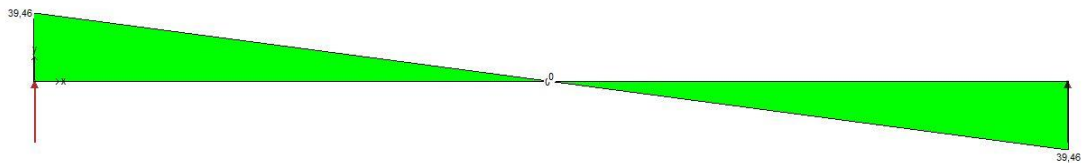


Figura 17-Diagrama de esforços transversos no tambor devido ao peso próprio

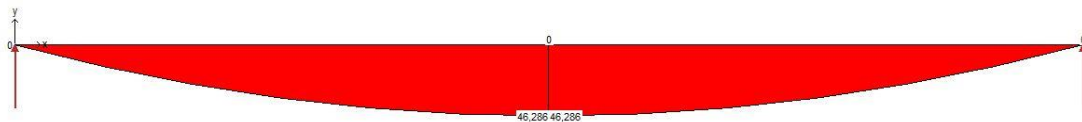


Figura 18-Diagrama de momentos fletores no tambor devido ao peso próprio

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P \times L^2}{8} = \frac{16,82 \times 4,692^2}{8} = 46,29 \text{ KN.m}$$

Nos dimensionamentos optou-se por um coeficiente de segurança de 2 a aplicar na tensão de cedência do aço.

Dimensionamento ao corte:

$$\acute{A}rea = \frac{\pi}{4} \times (1,566^2 - (1,566 - 2 \times 0,033)^2) = 0,1589 \text{ m}^2$$

$$\tau = 2 \times \frac{4}{3} \times \frac{(224,56 + 39,46) \times 10^3}{0,1589} = 4,43 \text{ MPa}$$

Dimensionamento à torção:

$$\text{Módulo de torção} = \frac{\pi}{32} \times (1,566^4 - (1,566 - 2 \times 0,033)^4) \times \frac{2}{1,566} = 0,1193 \text{ m}^3$$

$$\tau = 2 \times \frac{359,30 \times 10^3}{0,1193} = 6,02 \text{ MPa}$$

$$4,43 + 6,02 = 10,45 \text{ MPa} < \frac{335}{\sqrt{3}} \text{ MPa}$$

Dimensionamento à flexão:

$$\text{Módulo de flexão} = \frac{\pi}{64} \times (1,566^4 - (1,566 - 2 \times 0,033)^4) \times \frac{2}{1,566} = 0,0596 \text{ m}^3$$

$$\sigma = 2 \times \frac{(526,82 + 46,29) \times 10^3}{0,0596} = 19,20 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Como se pode verificar, estas tensões no tambor são quase desprezáveis. No entanto, será o dimensionamento ao esmagamento a solicitação que definirá a espessura do tambor, esta solicitação será provocada pelo estrangulamento do tambor pelo cabo como mostra a figura seguinte. A tensão devido a este esforço poderá ser retirada de “Aparatos de Elevacion y Transporte - Vol. I e II, 1972” de Hellmut Ernst.

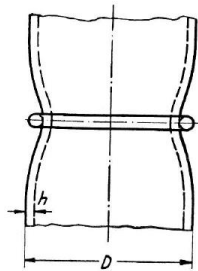


Figura 19-Deformação de um tambor sob a influência de apenas uma espira enrolada

A equação dada por Hellmut Ernst para o tambor totalmente enrolado é:

$$\sigma_{\text{esmagamento}} = \frac{0,85 \times \text{Força no cabo}}{\text{Passo} \times \text{Espssura da parte maciça}}$$

$$\sigma_{\text{esmagamento}} = 2 \times \frac{0,85 \times 224,56 \times 10^3}{0,036 \times 0,033} = 321,34 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Será possível utilizar também a equação dada por Helmut Ernst para apenas uma espira, está situação não será suposto acontecer na utilização do equipamento, no entanto verifica-se um coeficiente de segurança superior a 1,5 para este caso.

$$\sigma_{\text{esmagamento}} = \frac{\text{Força no cabo}}{\text{Passo} \times \text{Espssura da parte maciça}}$$

$$\sigma_{\text{esmagamento}} = 1,5 \times \frac{224,56 \times 10^3}{0,036 \times 0,040} = 283,54 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa},$$

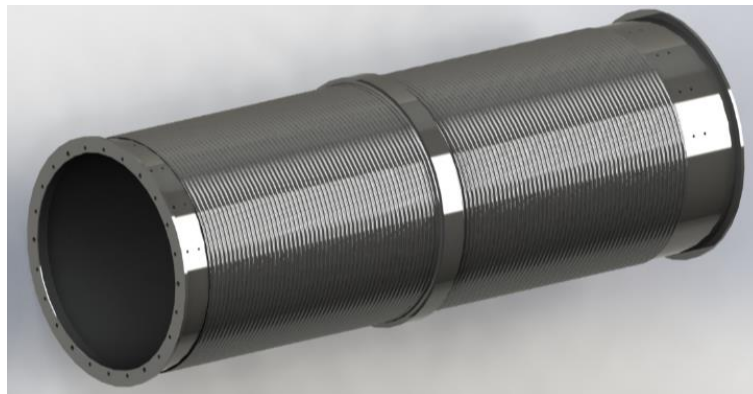


Figura 20-Aspetto final do tambor

Para fazer a fixação do cabo serão utilizados calçadores, como os demonstrados na figura seguinte.

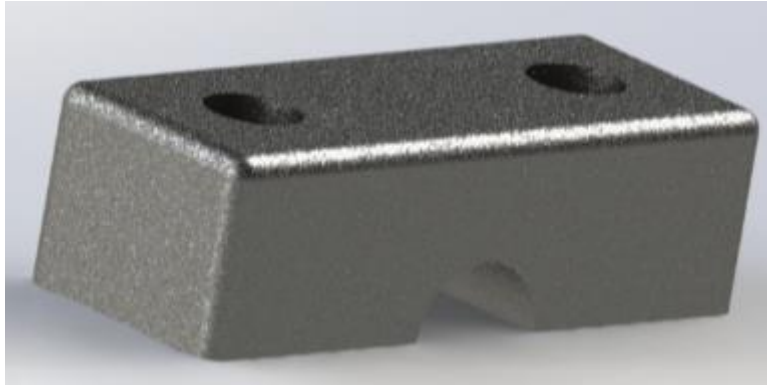


Figura 21-Aspetto final dos calçadores do cabo

A FEM 1.001 apresenta um método para o dimensionamento das ligações do cabo de aço ao tambor no ponto 4.2.3.3. no entanto, neste método é necessário ter em consideração as forças dos enrolamentos que permanecem sempre no tambor, três neste projeto, como não se sabe como contabilizar estas forças procedeu-se ao seguinte dimensionamento.

Estes calçadores serão presos ao tambor por dois parafusos M20 da classe de aço 10.9 cada. Todos os parafusos ao longo de todo o projeto serão desta classe de aço por forma a obter comprimentos de roscas nas chapas admissíveis, como se irá ver mais adiante. Assim, a força suportada por cada calçador do cabo será dada pelo produto número de parafusos, dois parafusos, a tensão de cedência da classe de aço, 900 MPa, e 80% da área do núcleo do parafuso, $A_{núcleo M20} = 245 \text{ mm}^2$.

$$F_{cada\ calçador} = 2 \times 900 \times 10^3 \times 0,8 \times 245 \times 10^{-6} = 352,80 \text{ KN}$$

A força que será necessária atuar nos calçadores será dada pela força no cabo e o coeficiente de atrito do cabo de aço com a chapa de aço do tambor e com o calçador do cabo, com um coeficiente de atrito de $\mu_{aço} = 0,15$.

$$F_{necessária} = \frac{224,56}{2 \times 0,15} = 748,53 \text{ KN}$$

O número de calçadores do cabo necessários com um coeficiente de segurança de 2,5 é:

$$\text{Calçadores necessários} = 2,5 \times \frac{748,53}{352,80} = 5 \text{ calçadores}$$

$$F_{em\ cada\ calçador} = \frac{748,53}{5} = 149,71 \text{ KN}$$

As dimensões dos calçadores serão:

O comprimento será 2 vezes o raio do “groove” do tambor, $2 \times 17 = 34$ milímetros; mais 1,5 vezes o diâmetro do parafuso para cada lado em cada parafuso $1,5 \times 20 = 30$ milímetros. Obtendo-se um comprimento total de 154 milímetros.

Para a largura utilizou-se 1,5 vezes o diâmetro do parafuso para cada um dos lados. Obtendo-se um comprimento total de 60 milímetros.

Estes calçadores poderão ser fabricados a partir de uma chapa de 50 milímetros de espessura com 5 milímetros para maquinagem, tendo assim uma espessura de 45 milímetros.

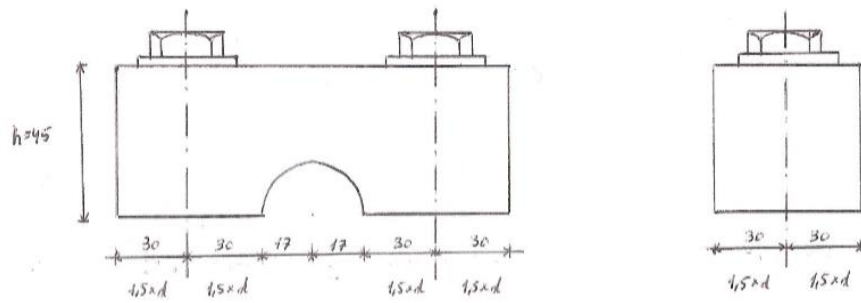


Figura 22-Dimensões dos calçadores

Recorrendo ao software “Ansys, Inc” foi possível obter as tensões de Von-Mises para esta peça. As condições de fronteira impostas na peça foram apenas compressão na zona das anilhas, dos parafusos e na base onde o calçador vai assentar no tambor. Na carga apenas foi considerada uma força vertical de 149,71 KN na zona onde fixa o cabo.

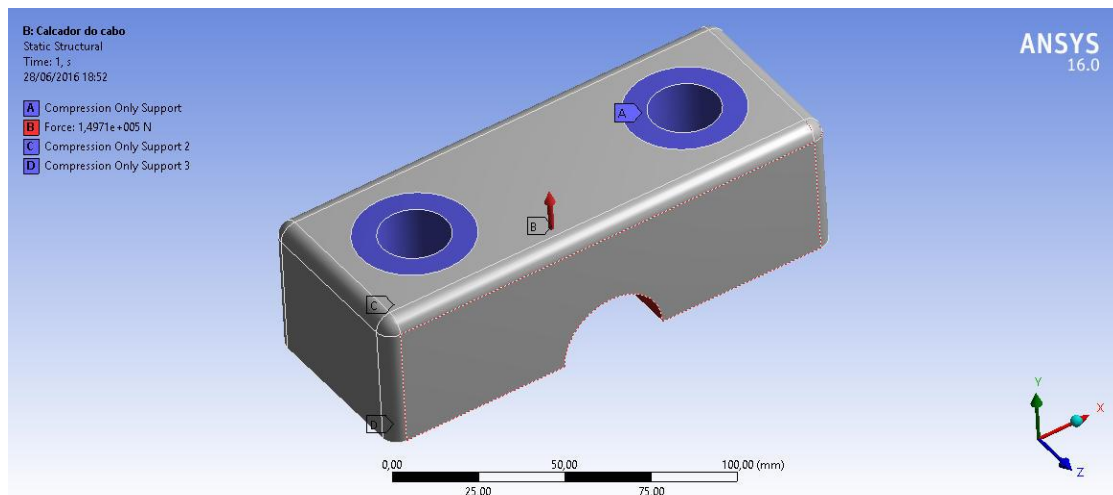


Figura 23-Condições de fronteira e solicitações no calçador do cabo vista 1

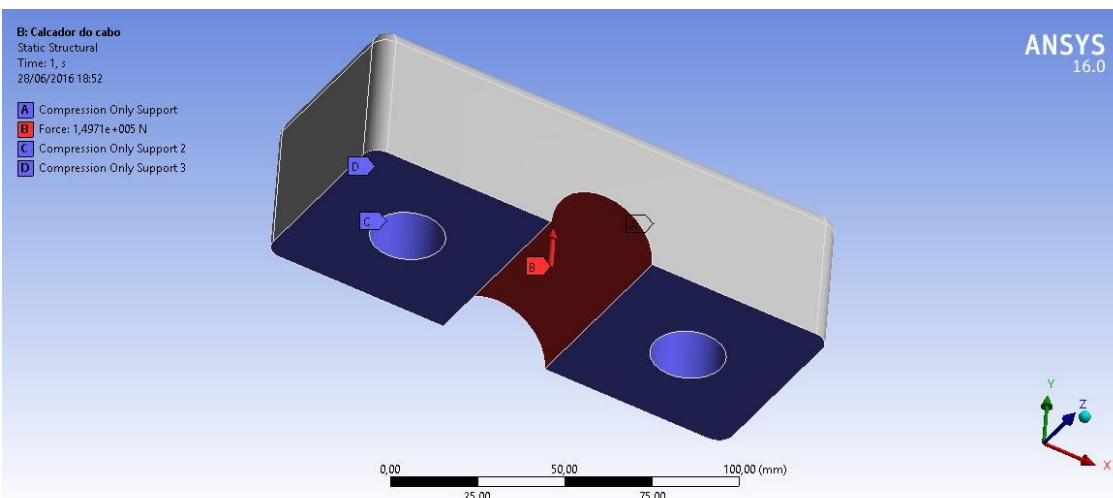


Figura 24-Condições de fronteira e solicitações no calçador do cabo vista 2

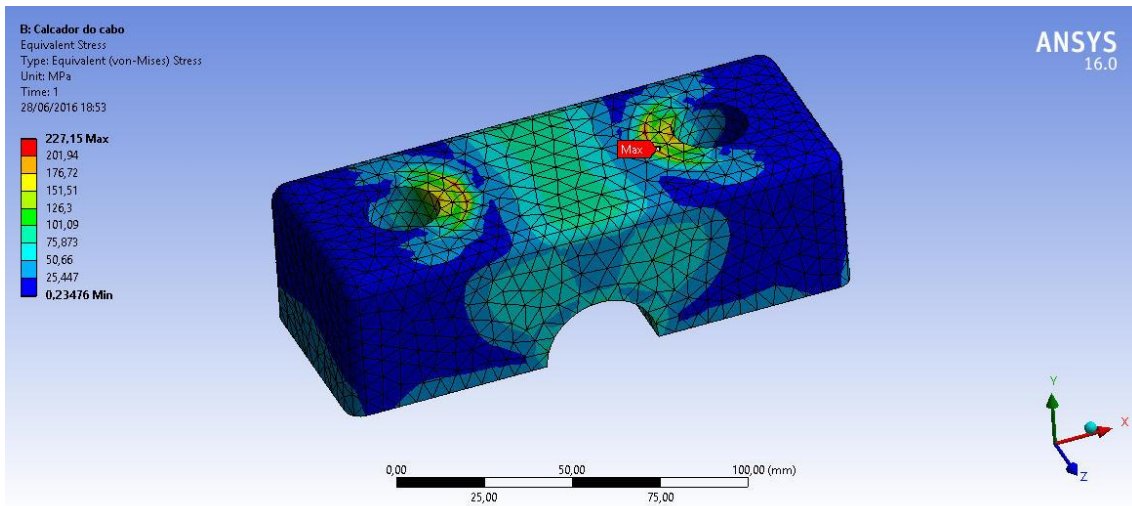


Figura 25-Tensões de Von-Mises no calcador do cabo vista 1

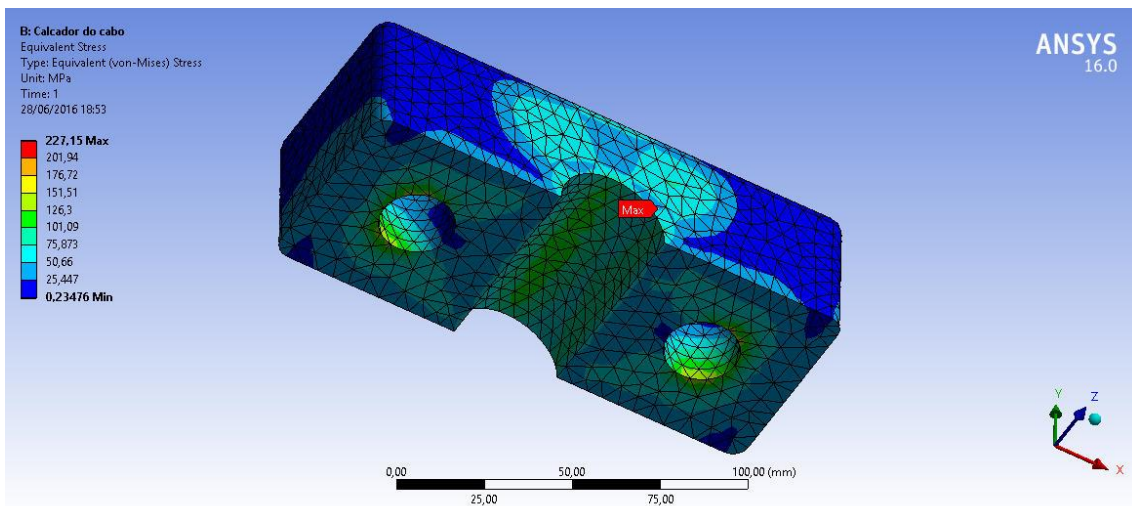


Figura 26-Tensões de Von-Mises no calcador do cabo vista 2

Através desta análise computacional é possível verificar que as tensões máximas na peça se encontram nas zonas de ligação dos parafusos e o seu valor máximo é de 227,15 MPa, não atingindo a tensão de cedência do aço, 335 MPa. Nas restantes secções da peça as tensões de Von-Mises são sempre inferiores a 130 MPa, obtendo para estas zonas um fator de segurança superior a 2.

9 SISTEMA PARA COLOCAR O REDUTOR PLANETÁRIO NO TAMBOR

De forma a apoiar o redutor planetário dentro do tambor e transferir o binário deste para o tambor foi necessário construir um sistema auxiliar. Este sistema teve a sua base apresentada pelo orientador da empresa, foi durante este projeto melhorado alguns pormenores da ideia inicial, selecionando as espessuras para os vários postigos e o rolamento. De acrescentar, que, todas as espessuras das chapas para este sistema foram selecionadas tentando fazer o melhor aproveitamento do material, ou seja, tentando construir os componentes de iguais espessuras a partir da mesma chapa do fornecedor. Um esboço da solução final para este sistema encontra-se na figura seguinte.

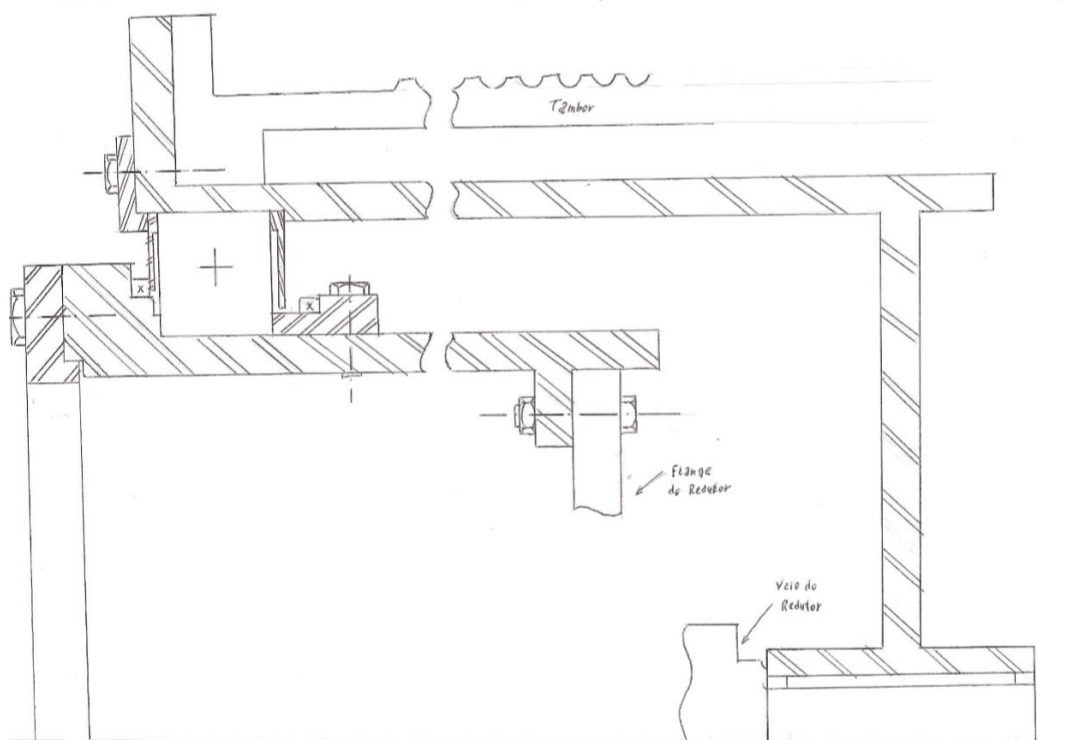


Figura 27-Esboço do sistema de ligação do redutor planetário ao tambor

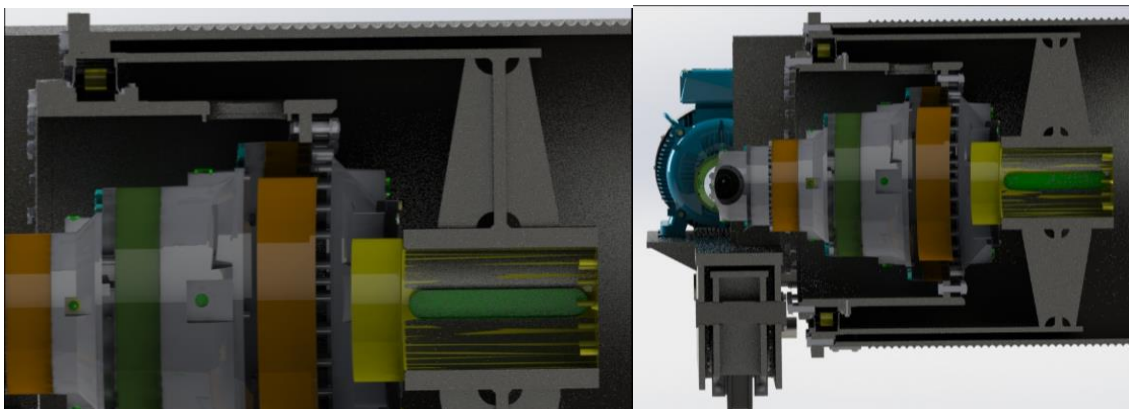


Figura 28-Imagens do sistema de ligação do redutor planetário ao tambor

9.1 CONSTITUIÇÃO DO SISTEMA

O sistema será constituído em primeiro por postigo e irá estar ligado ao veio de saída do redutor planetário ao tambor, a ligação entre o redutor e o postigo será realizada através de chaveta. A ligação entre o postigo e o tambor será realizada através de parafusos e cavilhas elásticas. Este postigo será composto por uma chapa calandrada de 25 milímetros de espessura e com um diâmetro exterior de 1456 milímetros. Uma flange com furos de 22 milímetros de diâmetro para fazer a ligação ao tambor. Para construir o cubo do veio de saída do redutor utilizamos um tubo de catálogo de diâmetro exterior de 457 milímetros e de espessura 65 milímetros, que após maquinado terá um diâmetro interior de 340 milímetros e um diâmetro exterior de 450 milímetros. Neste tubo será maquinado um cubo para a chaveta do redutor planetário segundo a DIN 6885. E, por fim, uma chapa circular para fazer a ligação do tubo à chapa calandrada.

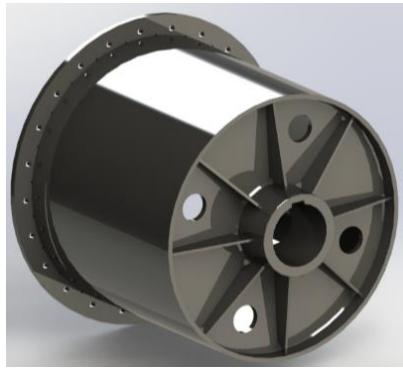


Figura 29-Postigo de ligação do redutor planetário ao tambor

Um segundo postigo que irá suportar o redutor planetário e transmitir as cargas provenientes do tambor para uma flange que será o apoio de todo o sistema. Será composto por uma chapa de 35 milímetros de espessura calandrada com um diâmetro exterior de 1176 milímetros, uma chapa de 80 milímetros soldada à anterior para permitir colocar os parafusos de ligação à flange e por uma última chapa de 35 milímetros de espessura cuja a função será ligar o redutor planetário ao postigo. Este postigo estará ligado tanto ao redutor planetário como à flange por parafusos e cavilhas elásticas. O redutor planetário deverá também ser pedido com a flange de ligação maquinada para permitir os ajustamentos com o postigo.

Existirá, na parte superior deste postigo, um respiro para permitir a passagem do ar do sistema de ventilação do redutor planetário.



Figura 30-Posição de ligação do redutor planetário à flange

Uma flange de 30 milímetros de espessura que ligará todo o sistema ao carro lateral e será o braço de reação do redutor planetário e que será aparafusada ao postigo anterior. A ligação da flange ao carro lateral será realizada através de rótulas ge-70-UK-2rs da Schaeffler, cuja capacidade de carga estática radial é 739 KN e isentas de manutenção. No local de ligação às rótulas serão soldadas umas castanhas de 15 milímetros de espessura.

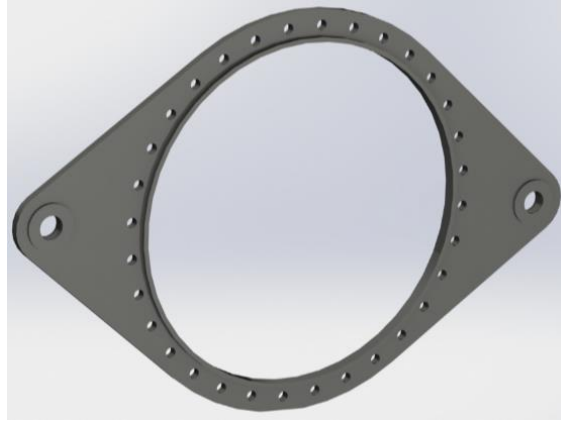


Figura 31-Flange de ligação do tambor ao carro lateral

Para fazer o apoio do primeiro postigo ao segundo postigo terá que ser utilizado um rolamento pois o primeiro postigo encontra-se ligado ao tambor, logo em rotação, e o segundo postigo à flange, logo fixo.

A flange será simétrica pois foi realizado um estudo no qual se verificou que não existiriam muitas vantagens aumentando o braço de reação na distribuição de cargas pelos apoios da flange devido as cargas verticais nos apoios.

O rolamento utilizado será o rolamento de rolos NJ 18 1180 ECMA disponível na empresa SKF.

Uma vez que este rolamento será de grandes dimensões, diâmetro interno de 1180 milímetros, ele estará muito sobredimensionado em relação às cargas a que esta sujeito.

A única carga que atuará neste rolamento será a carga radial proveniente do tambor pois, como as rotações dos apoios do tambor serão de uma ordem muito pequena não serão tidas em conta quaisquer cargas axiais neste sistema.

A carga radial a que o rolamento estará sujeito será proveniente apenas de um dezasseis avos da carga a elevar, do peso próprio do tambor e do peso próprio do primeiro postigo e será de 283,52 KN.

A carga dinâmica admissível deste rolamento é de 3030 KN e uma vez que a velocidade de rotação do tambor é muito baixa poderá também verificar-se a carga estática admissível do rolamento que é de 7800 KN.

Para manter o rolamento posicionado será utilizado um anel, que poderá ser cortado de uma chapa, ligado ao postigo que apoia o redutor planetário através de parafusos.



Figura 32-Anel de apoio do rolamento

Serão também utilizadas umas chapas e vedantes da empresa Trelleborg para garantir a vedação do rolamento.

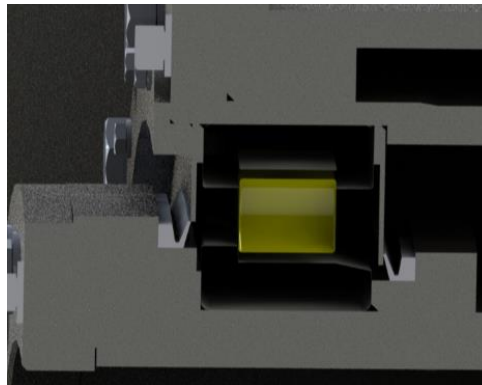


Figura 33-Vedação do rolamento

9.2 LIGAÇÕES APARAFUSADAS

Existirão três ligações aparafusadas neste sistema a dimensionar:

- A ligação do postigo exterior ao tambor;
- A ligação do postigo interior ao redutor planetário;
- A ligação do postigo interior à flange.

Estas ligações utilizarão parafusos, cavilhas elásticas e o atrito entre chapas.

A ligação do primeiro postigo ao tambor será realizada por 6 parafusos M30 e 6 parafusos M20 da classe de aço 10.9. Os parafusos M20 estarão inseridos numa cavilha elástica de 30 milímetros de diâmetro exterior.

A força nos parafusos devido ao momento torsor no tambor será dada por:

$$F_{\text{devido ao torsor}} = \frac{\text{Momento torsor no tambor}}{\text{Distância dos parafusos ao eixo do tambor}}$$

$$F_{\text{devido ao torsor}} = \frac{359,30}{0,760} = 472,76 \text{ KN}$$

Pela DIN 1481 cada cavilha elástica poderá suportar uma força de 631,40 KN, logo com um coeficiente de segurança de dois apenas bastariam duas cavilhas elásticas.

A força de contacto entre as chapas para os 6 parafusos M30 e 6 parafusos M20 para um coeficiente de atrito de $\mu_{\text{aço}} = 0,15$.

$$F_{\text{atrito}} = 0,15 \times (6 \times 0,8 \times 900 \times 10^3 \times 561 \times 10^{-6} + 6 \times 0,8 \times 900 \times 10^3 \times 245 \times 10^{-6}) \\ = 522,29 \text{ KN}$$

Assim a força de atrito entre as chapas também verifica a segurança.

A ligação do segundo postigo ao redutor planetário será realizada por 32 parafusos M30 e 9 parafusos M20 com cavilhas elásticas para manter o posicionamento do redutor planetário no postigo. O número de parafusos utilizados é o número de furos que o redutor possui para a sua fixação.

$$F_{\text{devido ao torsor}} = \frac{359,30}{0,510} = 704,51 \text{ KN}$$

Seriam assim necessárias 3 cavilhas para obter um coeficiente de segurança de pelo menos 2.

A ligação do segundo postigo à flange será realizada por 8 parafusos M30 e 8 parafusos M20 da classe de aço 10.9. Aqui os parafusos M20 também estarão inseridos numa cavilha elástica de 30 milímetros de diâmetro exterior

$$F_{\text{devido ao torsor}} = \frac{359,30}{0,600} = 598,83 \text{ KN}$$

Neste caso também pela DIN 1481 bastariam duas cavilhas elásticas para verificar a segurança com um coeficiente de 2.

A força de contacto entre as chapas para os 8 parafusos M30 e 8 parafusos M20 é.

$$F_{\text{atrito}} = 0,15 \times (8 \times 0,8 \times 900 \times 10^3 \times 561 \times 10^{-6} + 8 \times 0,8 \times 900 \times 10^3 \times 245 \times 10^{-6}) \\ = 696,38 \text{ KN}$$

Assim a força de atrito entre as chapas também verifica a segurança.

O comprimento dos parafusos foi dimensionado equilibrando a tensão de cedência do parafuso e a tensão que irá provocar o arranque da rosca. Segundo "Fundamentals of Machine Component Design" de Robert C. Juvinall e Kurt M. Marshek para elementos do mesmo material o comprimento de rosca necessário será de cerca de 0,47 vezes o diâmetro nominal do parafuso. Com a tensão de cedência do parafuso de 900 MPa e do furo roscado de cerca de 315 MPa, para a chapa de 80 milímetros de espessura, o comprimento de rosca necessário será de cerca de 1,34 vezes o diâmetro nominal do parafuso

O comprimento das roscas nas ligações aparafusadas utilizado neste projeto será de 1,5 vezes o diâmetro nominal do parafuso. Outro elemento importante será o binário de aperto necessário para obter o pré-esforço necessário e poderá encontrar-se no livro "Shigley's Mechanical Engineering Design" de Richard G. Budynas e Keith Nisbett, este aconselha como uma boa estimativa que o binário de aperto para atingir um determinado pré-esforço seja de cerca de um quinto da força de pré-esforço vezes o diâmetro do parafuso.

9.3 DIMENSIONAMENTO DAS ESPESSURAS DAS CHAPAS

Devido à complexidade das geometrias e condições de apoio para verificar a segurança dos postigos e da flange foi utilizado o *software* de elementos finitos “Ansys, Inc”.

O primeiro elemento a ser verificado será o postigo que transmite o binário do veio de saída do redutor planetário para o tambor, esta verificação será realizada com e sem o atrito imposto nas chapas.

Com o atrito das chapas este elemento encontra-se apoiado no rolamento, fixo nas cavilhas, e encastrado no extremo devido ao atrito imposto nas chapas e aos parafusos. As solicitações serão uma força aplicada no local da chaveta e a carga vertical proveniente do tambor que é de 264,02 KN. A força aplicada na chaveta será dada por:

$$F_{chaveta} = \frac{\text{Binário de saída do redutor}}{\text{Distância do centro do cubo à chaveta}}$$

$$F_{chaveta} = \frac{359,30}{0,170} = 2113,53 \text{ KN}$$

Quando considerado o atrito das chapas o tipo de apoio utilizado foi um encastramento em toda a face que irá fazer o encosto não permitindo qualquer rotação. Quando não considerado a condição de atrito das chapas apenas foi imposto o deslocamento nulo na direção dos parafusos.

As condições de apoio, as solicitações e as tensões de Von-Mises no postigo exterior, para o caso com atrito das chapas, encontram-se nas figuras seguintes:

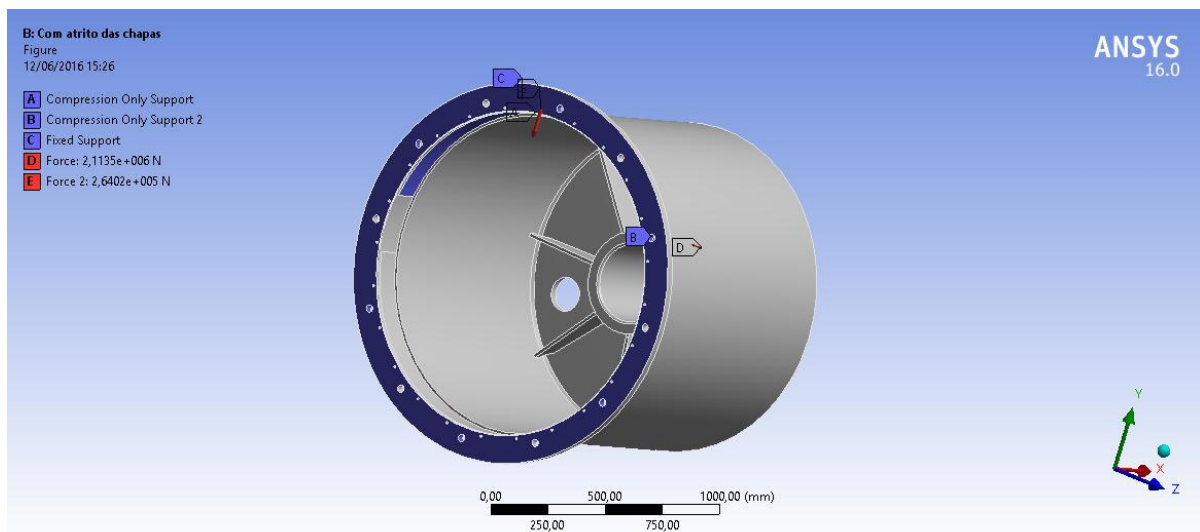


Figura 34-Condições de apoio no postigo exterior com atrito

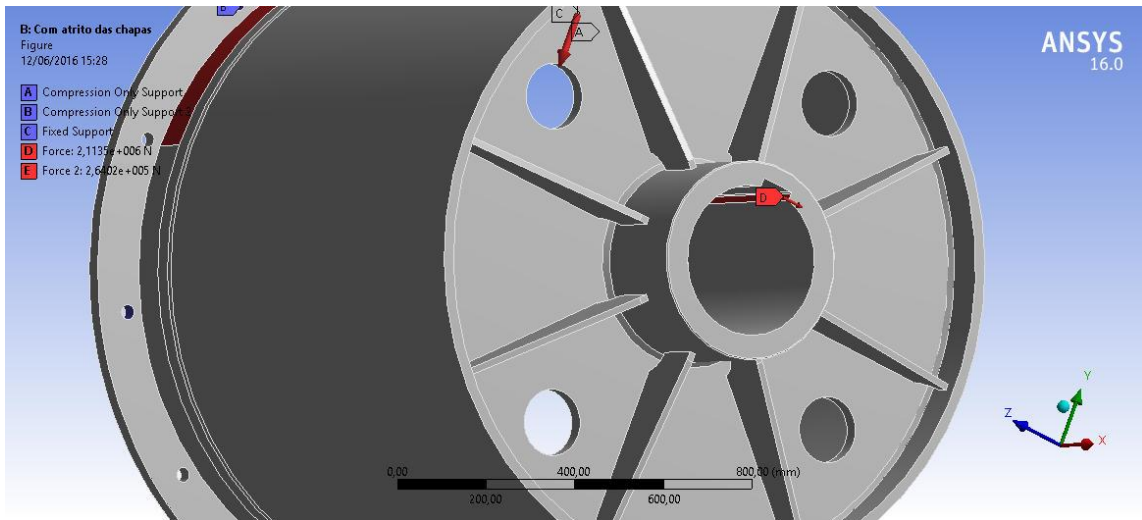


Figura 35-Solicitações no postigo exterior com atrito

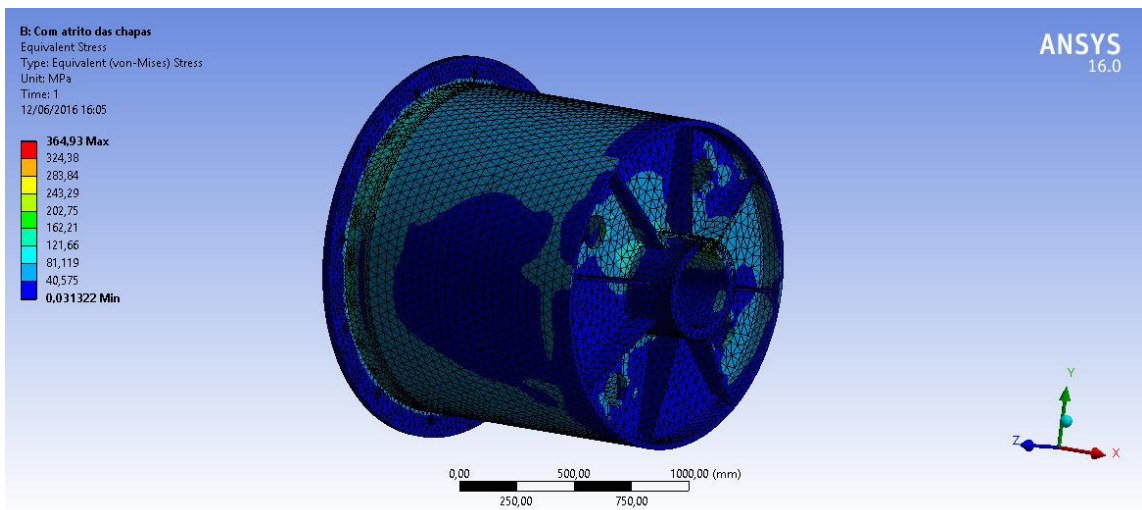


Figura 36-Tensões de Von-Mises no postigo exterior com atrito

As condições de apoio, as solicitações e as tensões de Von-Mises no postigo exterior, para o caso sem atrito das chapas, encontram-se nas figuras seguintes:

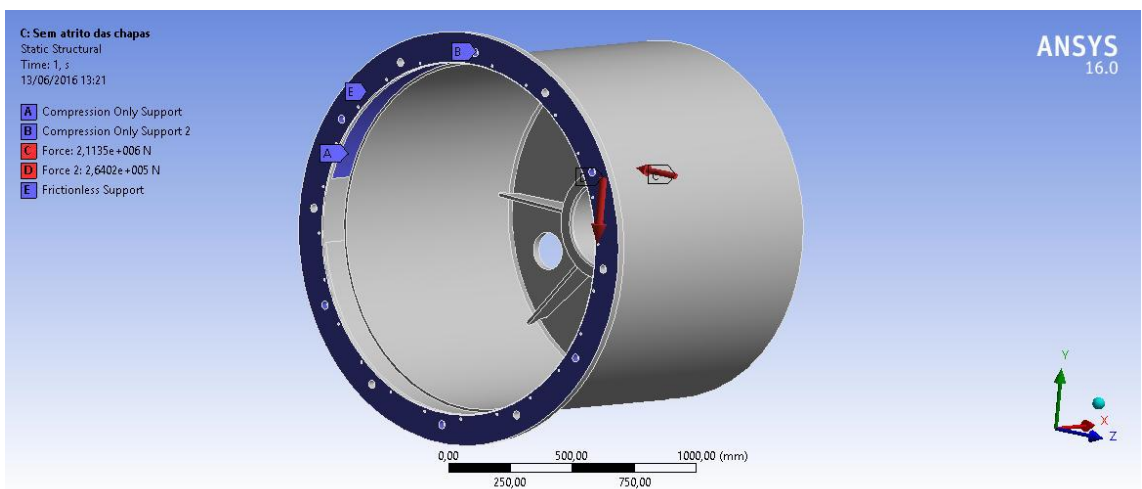


Figura 37-Condições de apoio no postigo exterior sem atrito

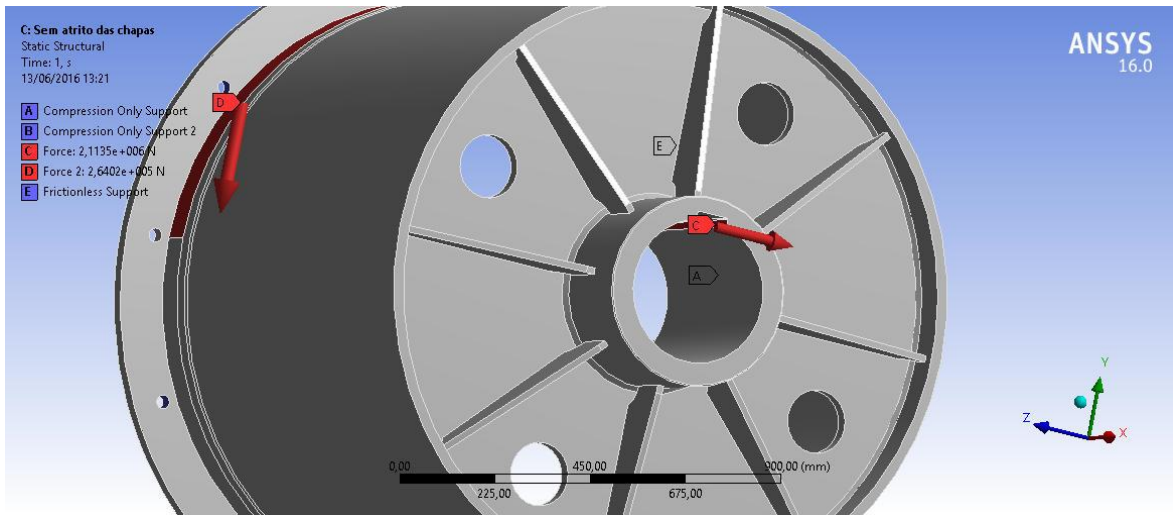


Figura 38-Solicitações no postigo exterior sem atrito

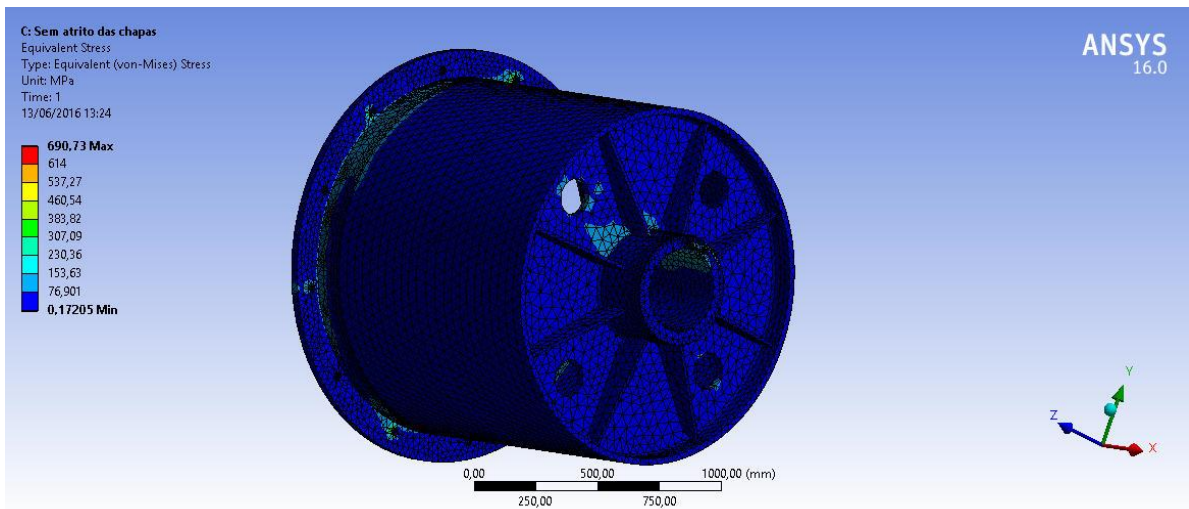


Figura 39-Tensões de Von-Mises no postigo exterior sem atrito

Como se pode verificar, nas figuras correspondentes às tensões de Von-Mises, o atrito das chapas irá desempenhar um papel na diminuição das tensões máximas nas zonas dos furos dos parafusos, neste caso da tensão máxima de 690,73 MPa para 364,93 MPa.

Os locais da peça em que a tensão é superior a 150 MPa para o caso sem atrito das chapas, são mostrados na figura seguinte, quando o atrito é tido em consideração as tensões são praticamente inexistentes. No caso do cubo da chaveta as tensões altas serão ignoradas, pois a chaveta já vem dimensionada do redutor planetário.

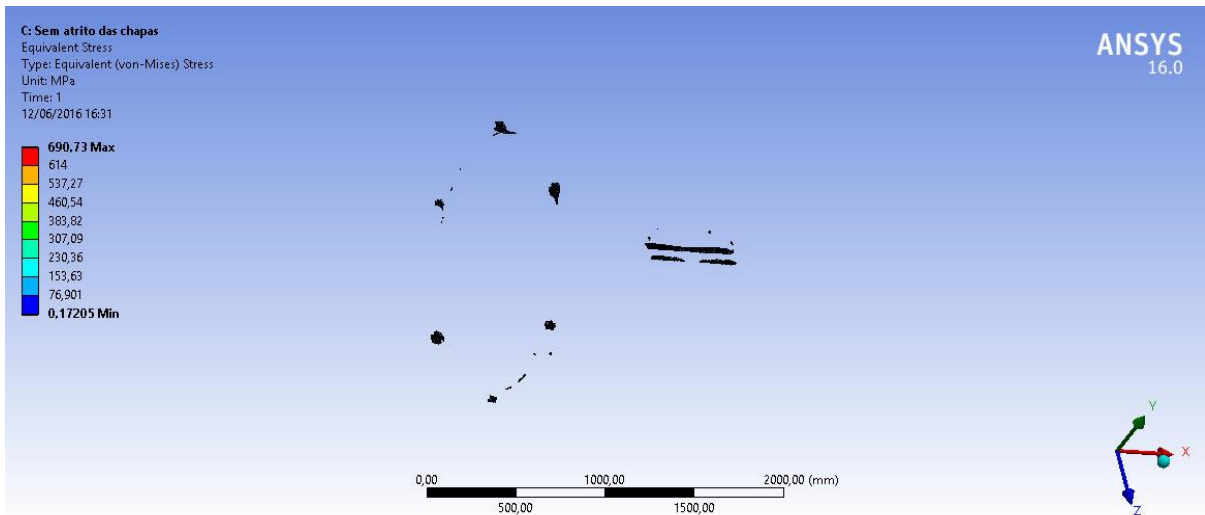


Figura 40-Locais onde as tensões de Von-Mises são superiores a 150 MPa no postigo exterior

O postigo interior será o elemento cuja função será apoiar o redutor e transmitir o braço de reação do redutor planetário, 359,30 KN.m, e as cargas verticais do tambor, 264,02 KN, para a flange. Existirá neste postigo um respiro para permitir a ventilação do redutor.

Este postigo também se irá encontrar apoiado no rolamento e será fixo à flange através de parafusos e cavilhas elásticas e do atrito que existirá entre este postigo e a flange.

O peso do redutor planetário será de 2,950 toneladas o que resultará numa carga extra de 28,94 KN.

As condições de apoio, as solicitações e as tensões de Von-Mises no postigo interior para o caso sem atrito das chapas encontram-se nas figuras seguintes.

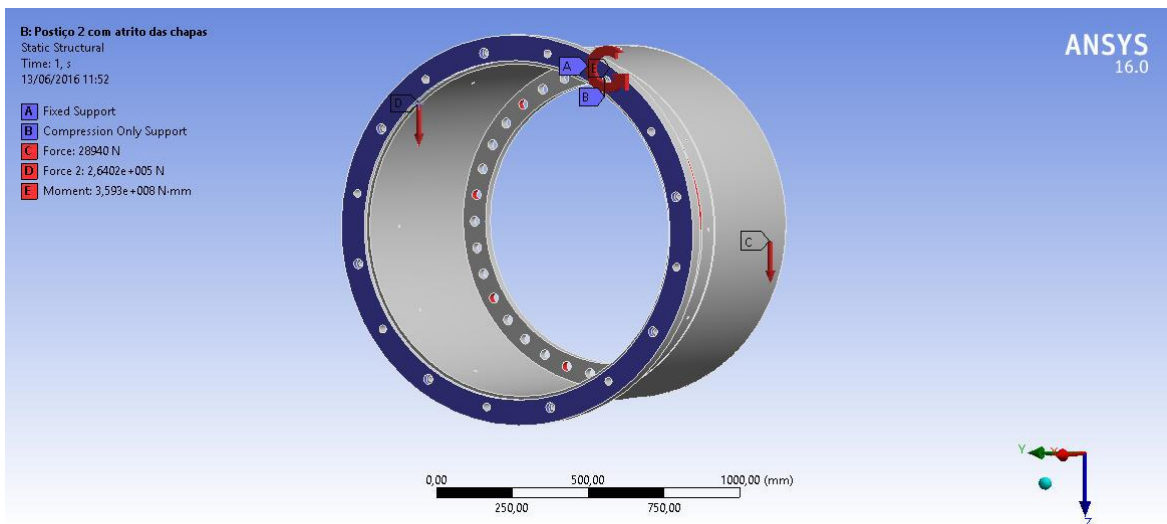


Figura 41-Condições de apoio no postigo interior com atrito

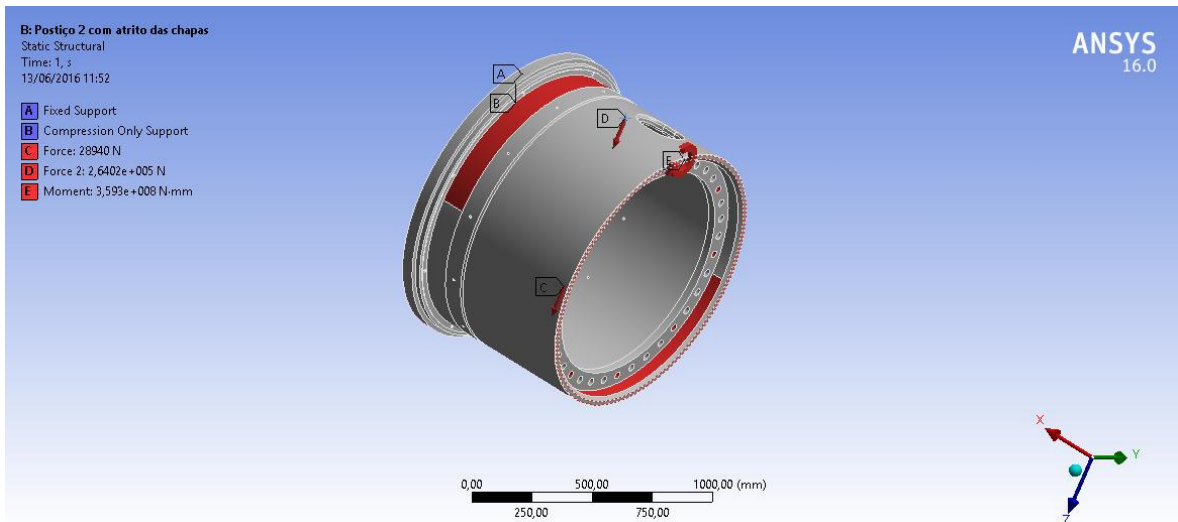


Figura 42-Solicitações no postiço interior com atrito

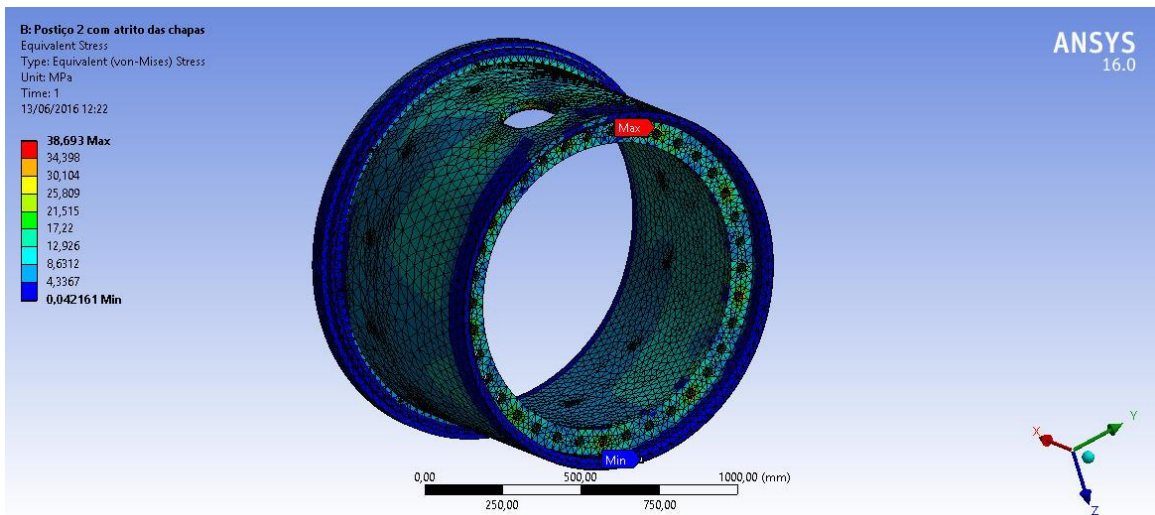


Figura 43-Tensões de Von-Mises no postiço interior com atrito

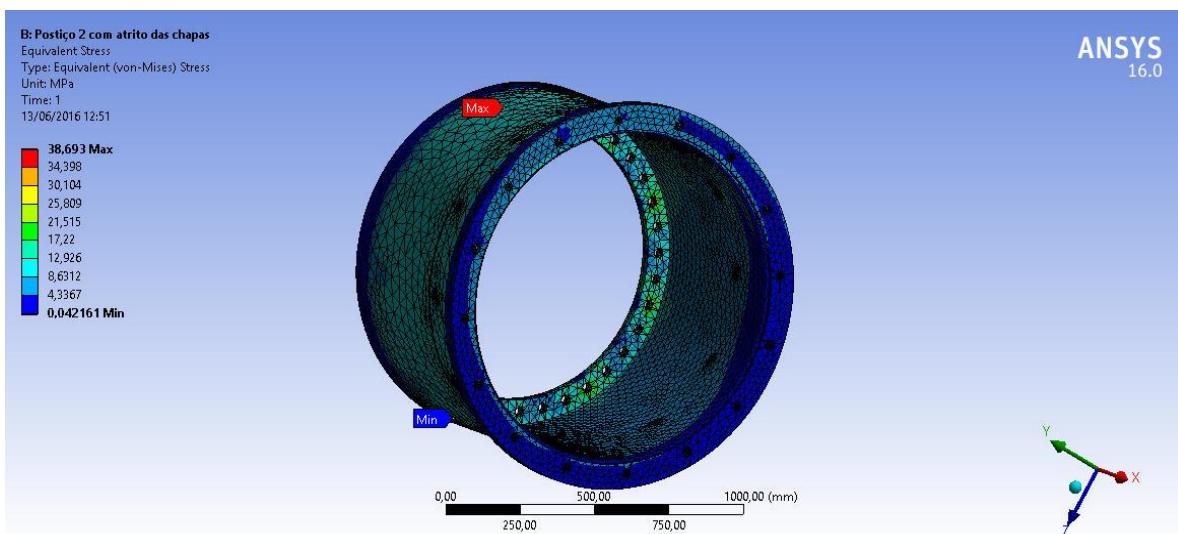


Figura 44-Tensões de Von-Mises no postiço interior com atrito 2

As condições de apoio, as solicitações e as tensões de Von-Mises no postigo interior, para o caso sem atrito das chapas, encontram-se nas figuras seguintes:

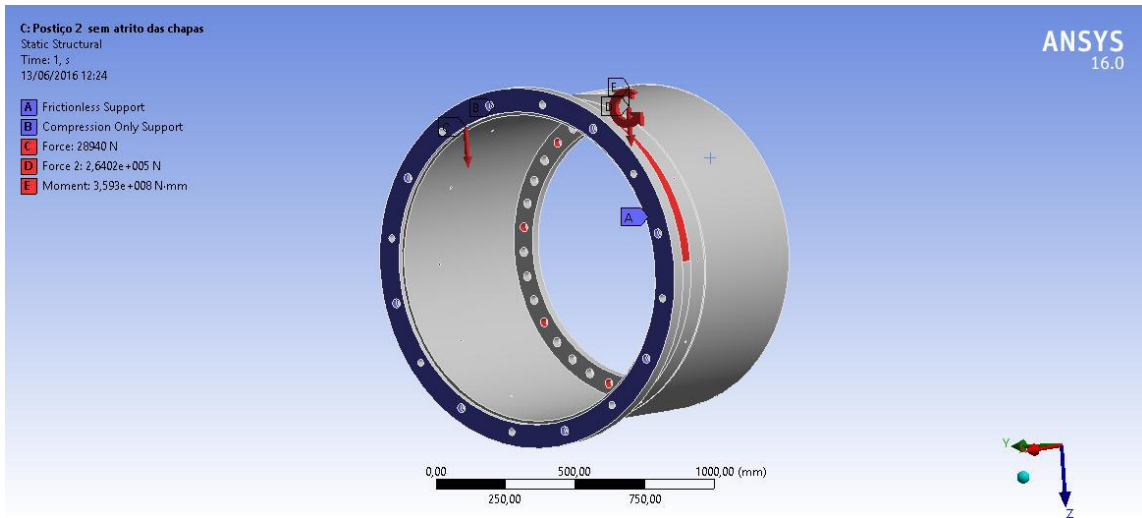


Figura 45-Condições de apoio no postigo interior sem atrito

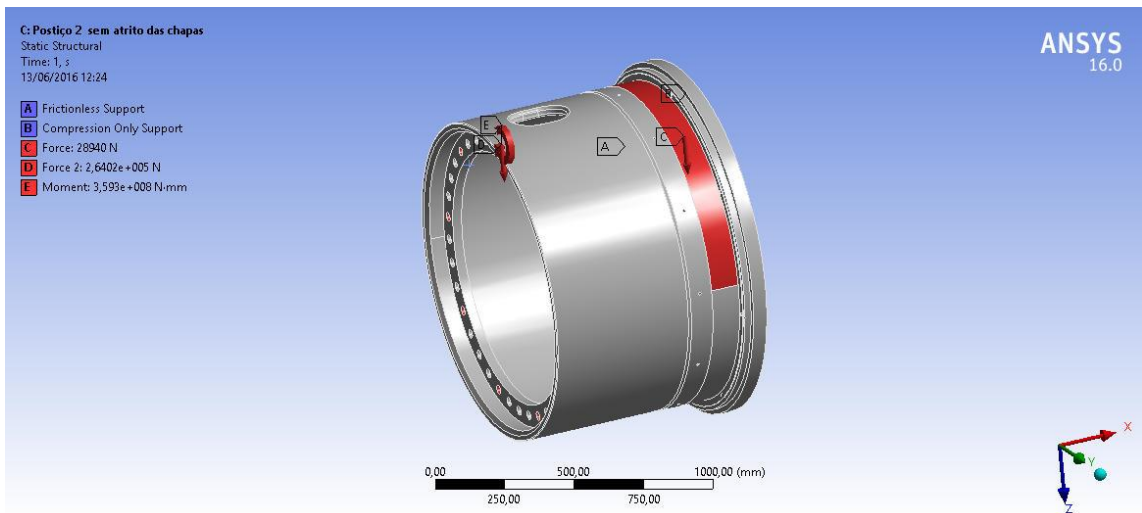


Figura 46-Solicitações no postigo interior sem atrito

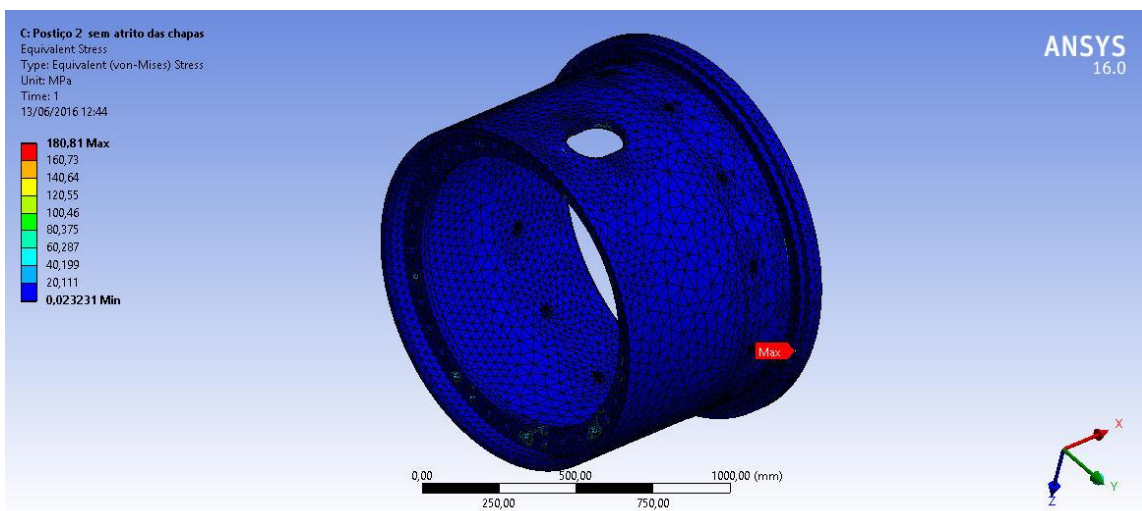


Figura 47-Tensões de Von-Mises no postigo interior sem atrito

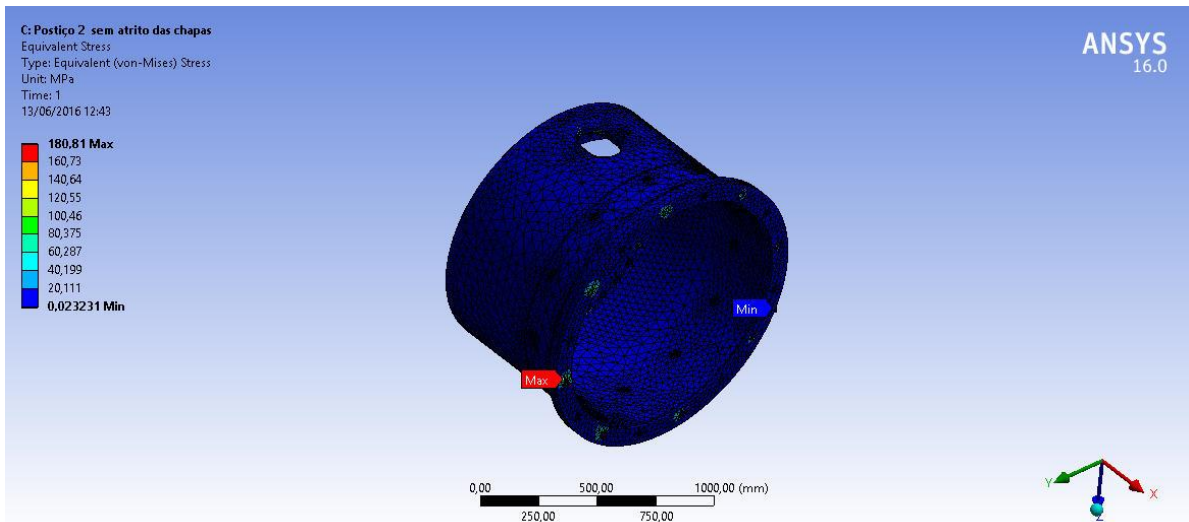


Figura 48-Tensões de Von-Mises no postiço interior sem atrito 2

Tal como no postiço exterior verifica-se que, o atrito entre as chapas será importante para atenuar as tensões nas cavilhas verificando a segurança do componente.

Por fim, é verificada a segurança da flange que será apoiada nas rótulas e solicitada nas cavilhas pelo momento torsor do braço de reação do redutor planetário, 359,30 KN.m, e na castanha que faz o encosto com o postiço interior pela carga proveniente do tambor, 264,02 KN, e pelos pesos próprios do redutor planetário, postiços e rolamento resultando numa carga vertical final de 325,53 KN. Na análise deste componente não foi considerado o atrito entre as chapas.

As condições de apoio, as solicitações e as tensões de Von-Mises na flange, para o caso sem atrito das chapas, encontram-se nas figuras seguintes.

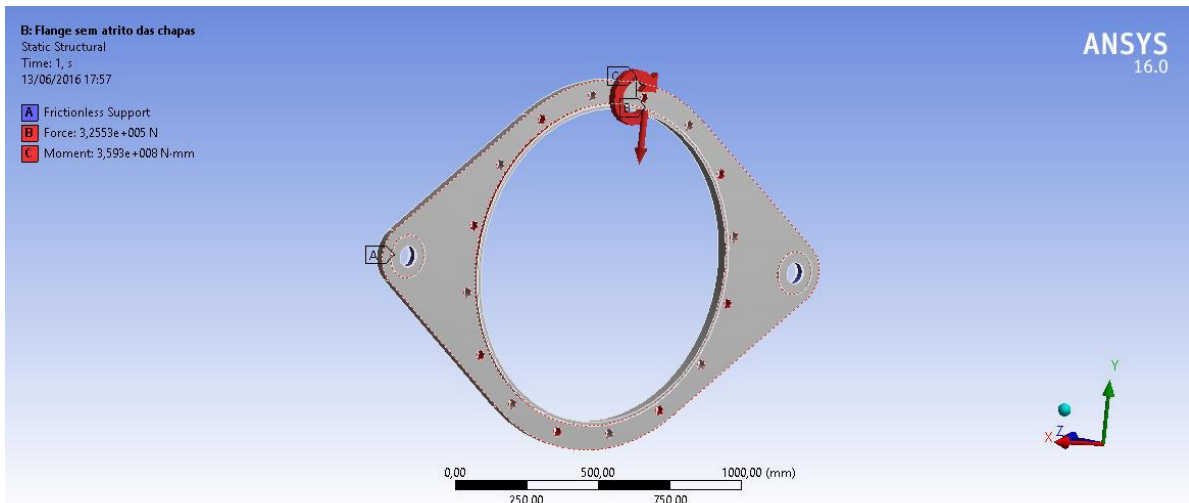


Figura 49-Condições de apoio e solicitações na flange

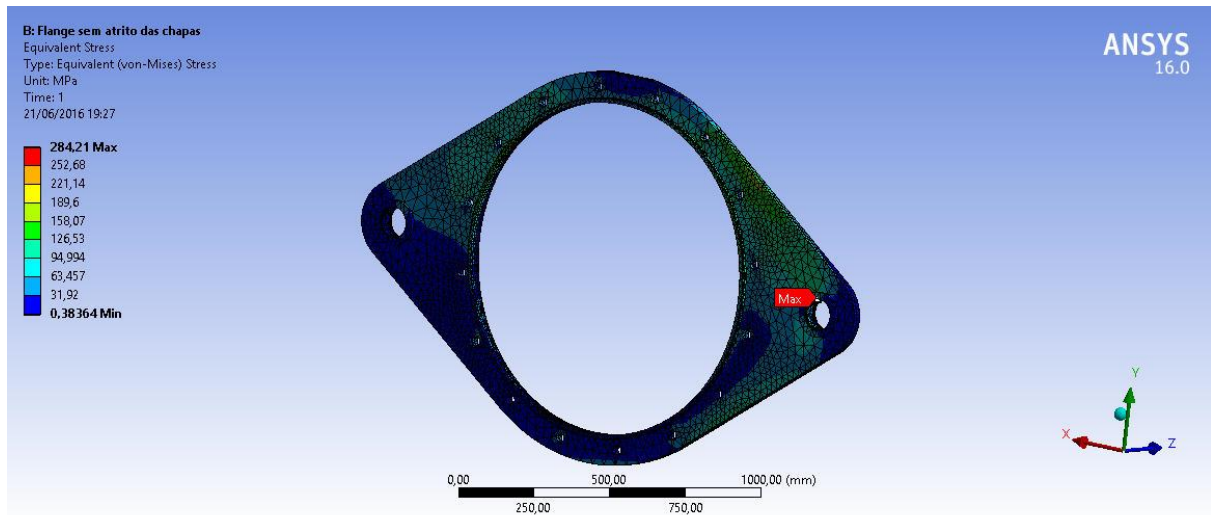


Figura 50-Tensões de Von-Mises da flange de ligação tambor ao carro lateral

Na figura anterior verifica-se que, em alguns locais da flange, as tensões são demasiado altas para verificarem um coeficiente de segurança conveniente. Por esta razão verificou-se quais as zonas da flange em que as tensões de Von-Mises são superiores a 172 MPa, isto é um coeficiente de segurança de 2 para um aço com tensão de cedência de 345 MPa que é a tensão de cedência de uma chapa de aço de 30 milímetros, segundo a norma EN10025-2-2007.

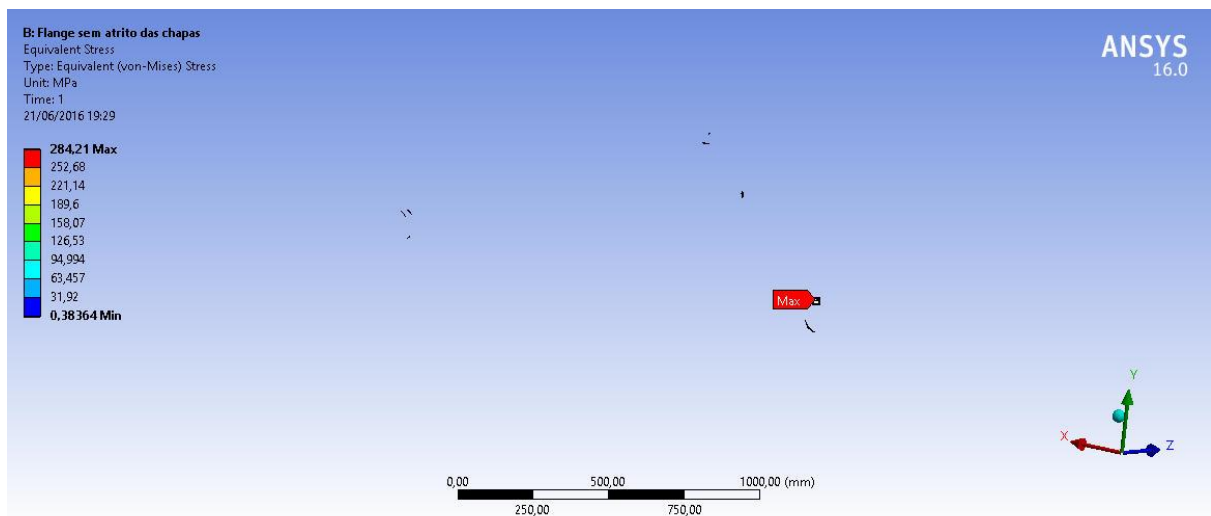


Figura 51-Tensões de Von-Mises da flange de ligação do tambor ao carro lateral superiores a 172 MPa

Pela figura anterior é possível encontrar-se tensões superiores aos 172 MPa nas zonas de apoio das rótulas e na periferia da flange. Nas zonas das rótulas a solução passaria por utilizar rótulas de um maior diâmetro, que resultaria em rótulas muito sobredimensionadas e num desaproveitamento do espaço entre o tambor e a travessa.

No caso das tensões altas na periferia da flange estas nunca ultrapassam os 215 MPa resultando num fator de segurança mínimo de cerca de 1,60.

10 APOIO DO TAMBOR OPOSTO AO REDUTOR

No apoio oposto ao redutor será utilizado um rolamento autocompensador de rolos 222SM135, e o apoio do rolamento SNV270-F-L.

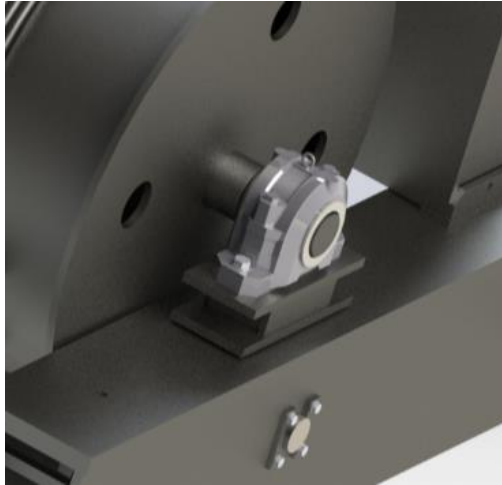


Figura 52-Apoio oposto ao redutor planetário

Como o rolamento roda a uma velocidade muito baixa, 2,55 rotações por minuto, será verificada a capacidade de carga radial estática deste rolamento que é de 1210 KN e a carga radial a que este estará sujeito será de 264,02 KN, no entanto, este sobredimensionamento será necessário devido ao diâmetro do veio que irá ligar o tambor ao rolamento. Este veio de forma a facilitar o processo de soldadura à flange do tambor será também realizado a partir do aço de construção S355J0.

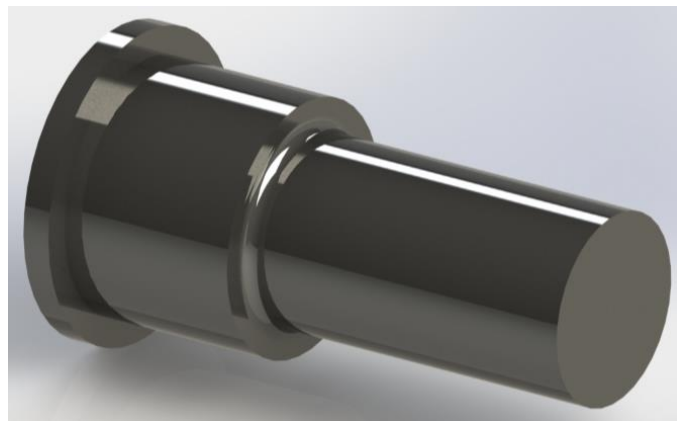


Figura 53-Veio do apoio oposto ao redutor planetário

Como a reação no apoio é de 264,02 KN e o comprimento do veio a partir do centro do mancal é de 127 milímetros para a secção de mudança de diâmetro e de 232 milímetros para a flange do tambor, os momentos nestas secções serão 33,531 KN.m e 61,253 KN.m respetivamente.

A secção menor terá um diâmetro de 135 milímetros e a secção maior um diâmetro de 165 milímetros.

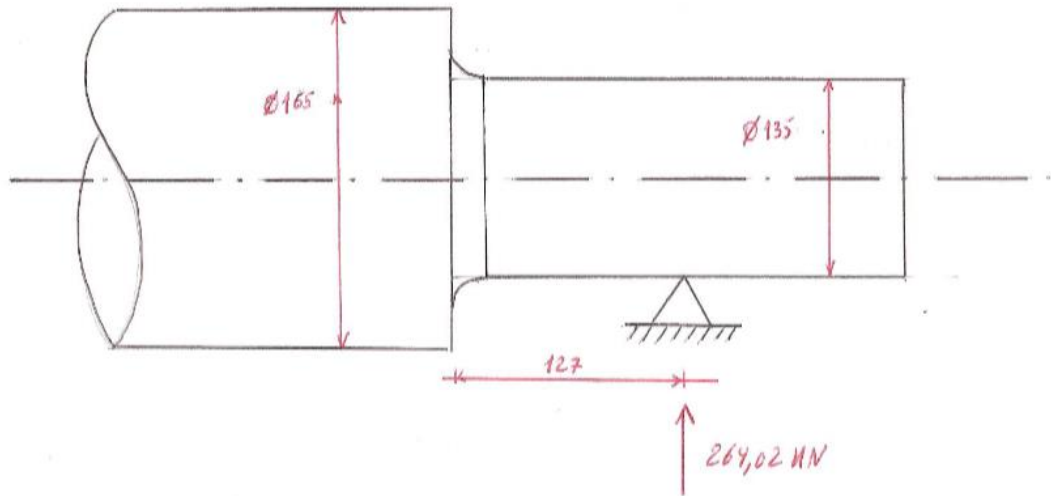


Figura 54-Solicitações e dimensões do veio do tambor

A tensão de flexão máxima com um coeficiente de segurança de dois neste veio será de:

$$\sigma = \frac{2 \times 61,253 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,165^3}{32}} = 277,78 \text{ MPa} < 285 \text{ MPa}$$

A tensão de corte máxima com um coeficiente de segurança de dois no veio será de:

$$\tau = 2 \times \frac{4}{3} \times \frac{264,02 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,165^2}{4}} = 32,93 \text{ MPa} < \frac{285}{\sqrt{3}} \text{ MPa}$$

Verificando a fadiga segundo o apêndice A do capítulo 4 da FEM 1.001 para a secção de mudança de diâmetro do veio.

A tensão de rutura do aço S355J0 para um diâmetro de 165 milímetros é de $\sigma_r = 450 \text{ MPa}$.

$$\frac{D}{d} = \frac{165}{135} = 1,22 \quad \frac{r}{d} = \frac{10}{135} = 0,074$$

$$\sigma_{bw} = 0,5 \times 450 = 225 \text{ MPa}$$

O fator de correção q para $\frac{D}{d}$ dado na tabela T.A.4.1.3.1. será 0,07.

D/d	1,05	1,1	1,2	1,3	1,4	1,6	2
q	0,13	0,1	0,07	0,052	0,04	0,022	0

Figura 55-Fator de correção q para D/d

$$\frac{r}{d} + q = 0,074 + 0,07 = 0,144$$

O fator de forma k_s dado na figura A.4.1.3.1.a. será 1,5.

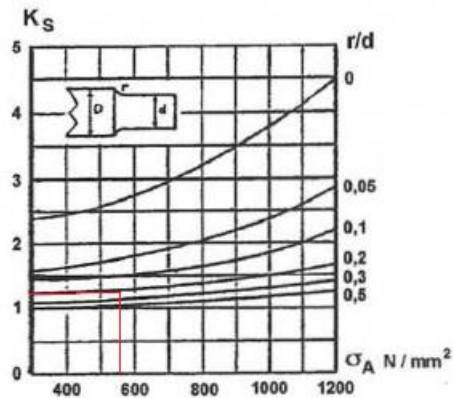


Figura 56-Fator de forma K_s (Diâmetro $D=10$ mm)

O fator de tamanho k_d dado na tabela T.A.4.1.3.2. será 1,685.

d mm	10	20	30	50	100	200	400
k_d	1	1,1	1,25	1,45	1,65	1,75	1,8

Figura 57-Valores do fator de tamanho k_d

$$k_d = \frac{(1,75 - 1,65)}{(200 - 100)} \times (135 - 100) + 1,65 = 1,685$$

E o fator de acabamento superficial k_u para uma superfície polida, curva 1, dado na figura A.4.1.3.2. será 1.

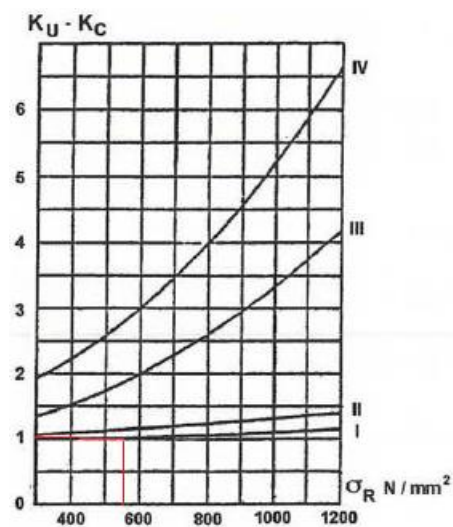


Figura 58-Valores para o fator de acabamento k_u , coeficiente de corrosão k_c

$$\sigma_{wk} = \frac{\sigma_{bw}}{(k_s \times k_d \times k_u)} \frac{225}{(1,5 \times 1,685 \times 1)} = 89,021 \text{ MPa}$$

Para uma tensão alternada de compressão-tração, $\kappa = -1$:

$$\sigma_d = \sigma_{wk} = 89,021 \text{ MPa}$$

Dimensionando o veio de forma a durar até dois milhões de ciclos, que é mais que suficiente para durar toda a vida útil do equipamento.

$$c = \frac{\log\left(\frac{2 \times 10^6}{8 \times 10^3}\right)}{\log\left(\frac{450}{89,021}\right)} = 3,41$$

Classificando o grupo do componente como um E3, tabela T.2.1.2.4. do capítulo 2 da FEM 1.001 a tensão crítica será:

$$\sigma_k = \sigma_d \times 2^{\frac{(8-3)}{c}} = 89,021 \times 2^{\frac{5}{3,41}} = 245,972 \text{ MPa}$$

O coeficiente de segurança será:

$$v_k = 3,2^{\frac{1}{c}} = 3,2^{\frac{1}{3,41}} = 1,406$$

Por fim a tensão admissível será:

$$\sigma_{af} = \frac{\sigma_k}{v_k} = \frac{245,972}{1,406} = 174,94 \text{ MPa}$$

A tensão devido ao momento fletor encontrada nesta secção do veio será:

$$\sigma = \frac{33,531 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,135^3}{32}} = 138,82 \text{ MPa}$$

A tensão de corte nesta secção do veio será:

$$\tau = \frac{4}{3} \times \frac{264,01 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,135^2}{4}} = 24,59 \text{ MPa}$$

Segundo a FEM 1.001 para a combinação de flexão e corte será dada pela tensão de Von-Mises ou seja:

$$\sigma_{equivalente} = \sqrt{\sigma_{flexão}^2 + 3 \times \tau^2}$$
$$\sqrt{138,82^2 + 3 \times 24,59^2} = 145,21 \text{ MPa}$$

Verificando assim a segurança à fadiga do veio. Na secção de ligação à flange do tambor não será verificada a fadiga pois esta não dependerá das propriedades do aço do veio mas da soldadura.

11 TRAVESSA

Finalizado o sistema de enrolamento do cabo procedeu-se ao dimensionamento do sistema de desmultiplicação de carga na travessa. Esta estrutura será simplesmente um caixão aberto no qual serão introduzidos dois veios onde serão apoiadas as roldanas.

As cargas na travessa e nos veios desta serão as apresentadas na figura seguinte.

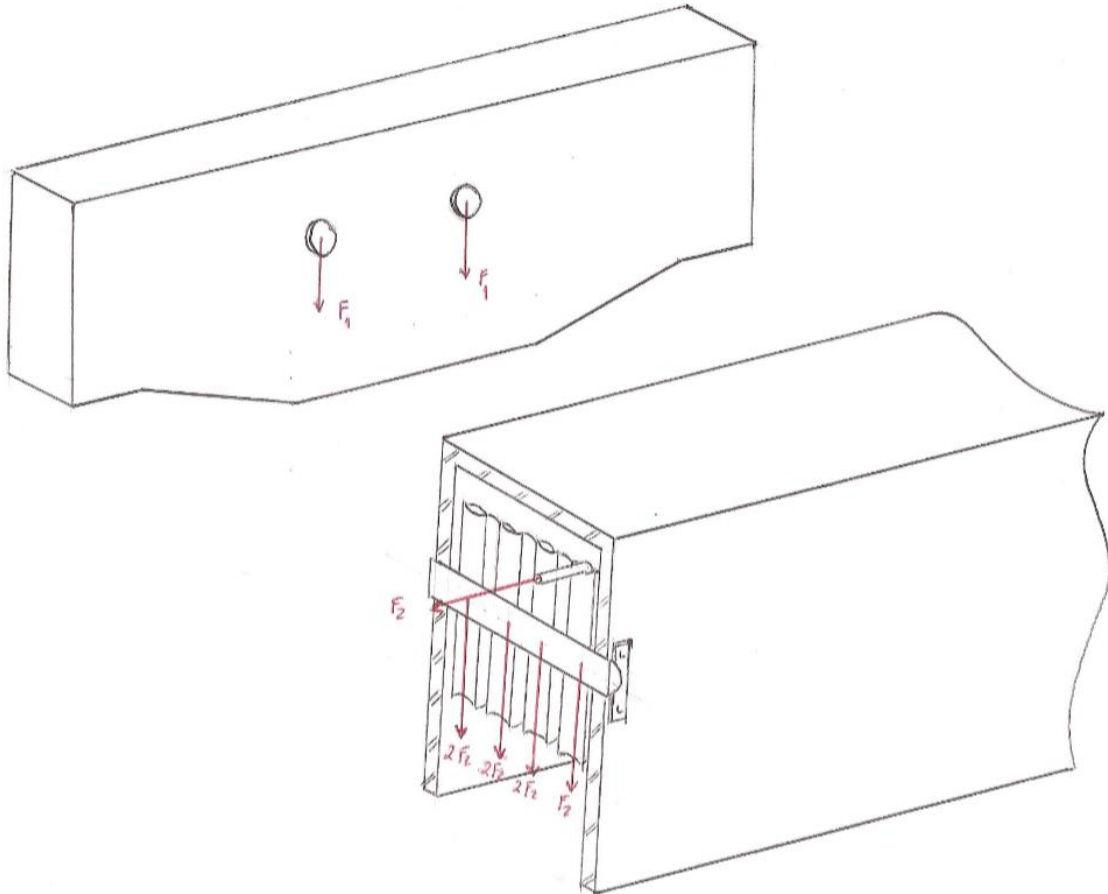


Figura 59-Cargas na travessa e nos veios da travessa

A força F_1 resultará de sete oitavos da carga a elevar, do peso próprio do cabo e do bloco de gancho a distribuir de igual forma pelos dois veios que irão apoiar as roldanas, será desprezado o peso das roldanas em relação às forças F_1 .

$$F_1 = \frac{7}{16} \times (320 + 5,4 + 2,4) \times 9,81 = 1406,88 \text{ KN}$$

A força F_2 aplicada duas vezes em três das roldanas, nas quais o cabo regressa ao bloco de gancho, e na outra roldana uma vez na vertical e uma vez na direção horizontal, na qual o cabo segue de um veio para o outro.

$$F_2 = \frac{1406,88}{7} = 200,98 \text{ KN}$$

Utilizando duas chapas de 30 milímetros de espessura e de 1250 milímetros de altura para as almas do caixão e uma chapa de 30 milímetros de espessura e de 390 milímetros de largura para o banzo.

O centro de gravidade do perfil da travessa será:

$$y = \frac{2 \times (0,030 \times 1,250) \times \frac{1,250}{2} + (0,030 \times 0,390) \times \left(1,250 + \frac{0,030}{2}\right)}{2 \times (0,030 \times 1,250) + (0,030 \times 0,390)} = 0,711 \text{ m}$$

E segundo o teorema de Steiner o momento de inércia da travessa será:

$$I_{travessa} = 2 \times \left(\frac{0,030 \times 1,250^3}{12} + (0,030 \times 1,250) \times \left(\frac{1,250}{2} - 0,711 \right)^2 \right) + \frac{0,390 \times 0,030^3}{12} + (0,390 \times 0,030) \times \left(1,250 + \frac{0,030}{2} - 0,711 \right)^2 = 0,01391 \text{ m}^4$$

O comprimento da travessa será de 5300 milímetros e o espaçamento entre os veios das roldanas será de 800 milímetros.

Os diagramas na travessa devido às cargas $F_1 = 1407 \text{ KN}$ são:

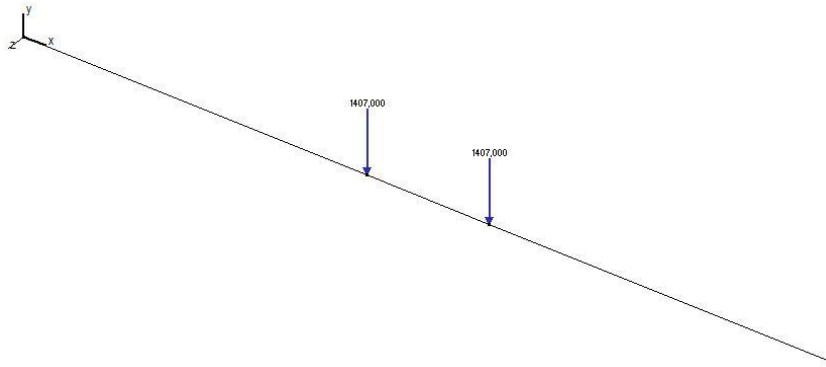


Figura 60-Esforços na travessa devida às cargas F_1

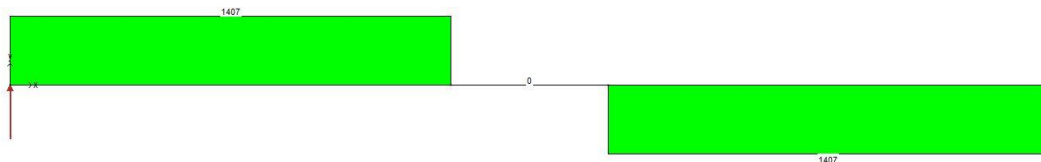


Figura 61-Diagrama de esforços transversos na travessa devida às cargas F_1



Figura 62-Diagrama de momentos fletores na travessa devida às cargas F_1

Os esforços na travessa devido ao peso próprio do aço de 7,8 toneladas por metro cúbico serão dados por:

$$\begin{aligned} \text{peso próprio travessa} &= 7,8 \times 9,81 \times (2 \times (0,030 \times 1,250) + (0,390 \times 0,030)) \\ &= 6,63 \text{ KN/m} \end{aligned}$$

Os diagramas devido ao peso próprio da travessa serão:

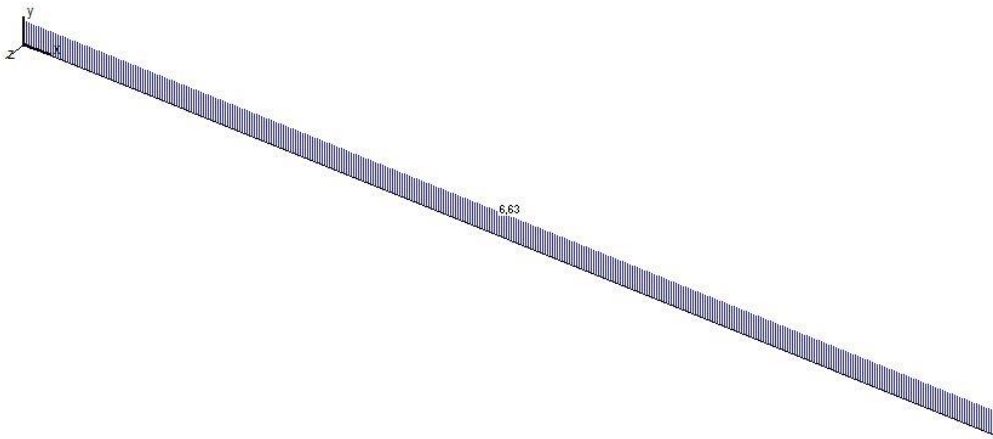


Figura 63-Esforços na travessa devido ao peso próprio

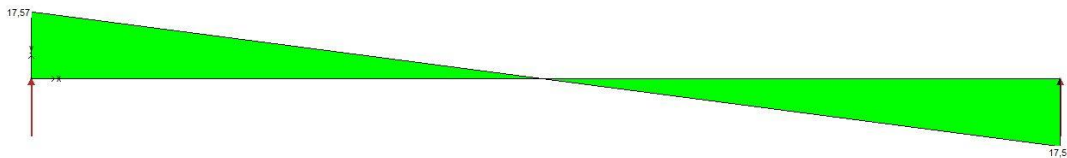


Figura 64-Diagrama de esforços transversos na travessa devido ao peso próprio

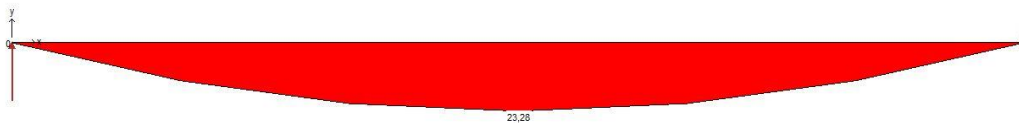


Figura 65-Diagrama de momentos fletores na travessa devido ao peso próprio

$$M_{m\acute{a}x} = \frac{P \times L^2}{8} = \frac{6,63 \times 5,3^2}{8} = 23,28 \text{ KN.m}$$

A tensão máxima na travessa será no seu ponto máximo, neste ponto os esforços transversos serão nulos. Utilizando um coeficiente de segurança de dois os valores de tração e compressão máximos serão:

$$\sigma_{\text{tração máxima}} = \frac{2 \times (3165,75 + 23,28) \times 10^3}{0,01391} \times 0,711 = 326,01 \text{ MPa} < 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{compressão máxima}} = \frac{2 \times (3165,75 + 23,28) \times 10^3}{0,01391} \times (1,280 - 0,711) = 260,90 \text{ MPa} < 345 \text{ MPa}$$

11.1 ROLDANAS

O material do qual as roldanas serão constituídas será o ferro fundido nodular GGG70 devido a boa capacidade de absorção de vibrações, boa tensão de ruptura e resistência ao desgaste.

O diâmetro das roldanas utilizado será de 16 vezes o diâmetro do cabo como definido para o grupo M3 na tabela T.4.2.3.1.1. do capítulo 4 da FEM 1.001.

Assim para o cabo de 32 milímetros de diâmetro.

$$D_{roldana} = 16 \times 32 = 512 \text{ mm}$$

Serão utilizadas roldanas standardizadas de 560 milímetros de diâmetro. As dimensões do “groove” da roldana serão obtidas pela DIN 15 061 parte 2. Para o diâmetro de cabo de 32 milímetros.

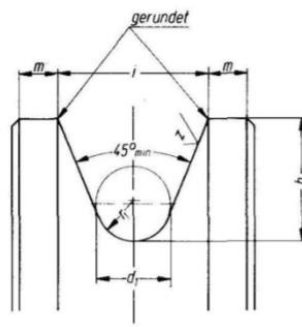


Figura 66-Grooves das roldanas pela DIN 15061

Diâmetro do cabo: $d_1 = 32 \text{ mm}$

Profundidade do “groove”: $h = 45 \text{ mm}$

Raio do “groove”: $r_1 = 17 \text{ mm}$

Largura do “groove”: $l = 60 \text{ mm}$

Largura do encosto do “groove”: $m = 8 \text{ mm}$

A largura total das roldanas será de 72 milímetros. A roldana também necessitará de ser facejada na periferia do furo do rolamento para serem colocados os anéis elásticos que ligarão a roldana ao rolamento.



Figura 67--Roldana da travessa

11.2 VEIOS DA TRAVESSA

Os rolamentos utilizados para apoiar as roldanas serão rolamentos da série SL04160-PP da Schaeffler. Estes rolamentos têm uma capacidade de carga radial estática, pois como a velocidade de rotação é de 3,64 rotações por minuto não será necessário verificar a capacidade de carga radial dinâmica, de 970 KN e permitem que sejam encostados uns aos outros sem necessidade de separadores. A largura destes rolamentos é de 80 milímetros, logo, para quatro roldanas o comprimento do veio para o seu dimensionamento será de 320 milímetros mais 30 milímetros admitindo que este apoia a meio das chapas. O diâmetro interior destes rolamentos é de 160 milímetros, assim o diâmetro do veio será forçosamente também de 160 milímetros.

Como explicado, anteriormente, existirão no veio quatro cargas verticais, três de cerca de 402 KN e uma de cerca de 201 KN com uma carga horizontal de cerca de 201 KN.

As cargas nos veios da travessa segundo a vertical serão:

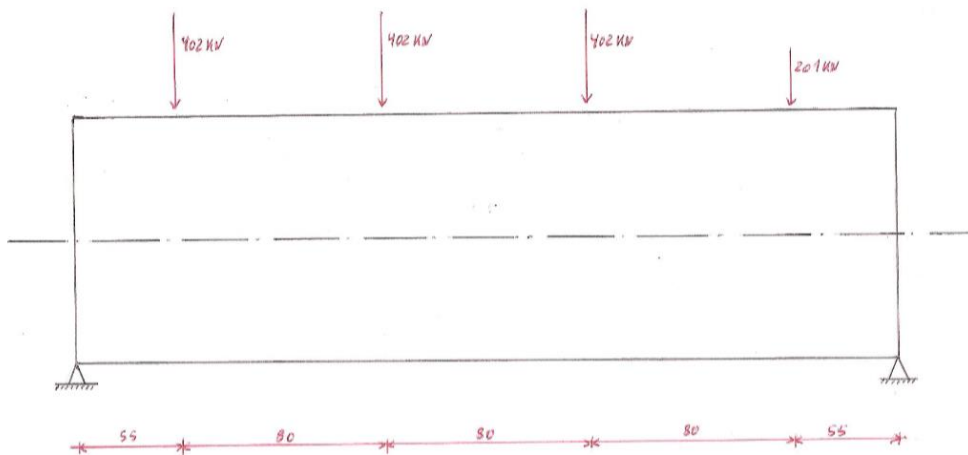


Figura 68-Esquema das solicitações nos veios da travessa na direção vertical

As solicitações verticais e respetivos diagramas serão:

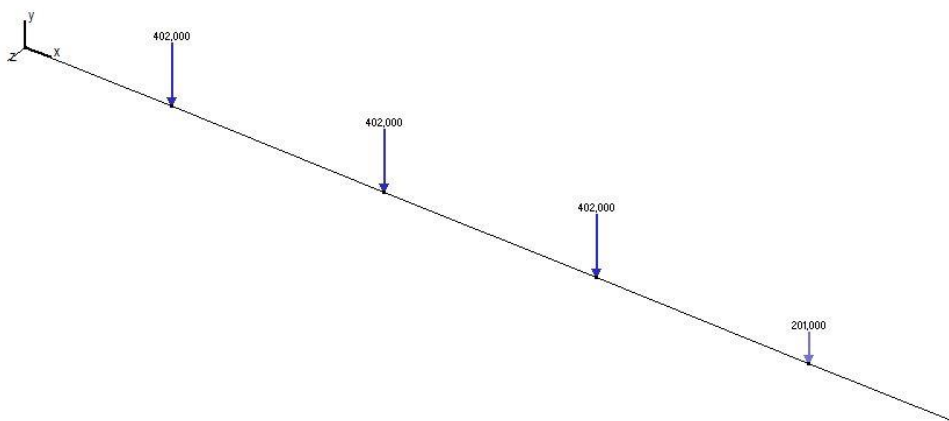


Figura 69-Solicitações nos veios da travessa na direção vertical



Figura 70-Diagrama de esforços transversos nos veios da travessa na direção vertical



Figura 71-Diagrama de momentos fletores nos veios da travessa na direção vertical

As cargas nos veios da travessa segundo a horizontal serão as seguintes:

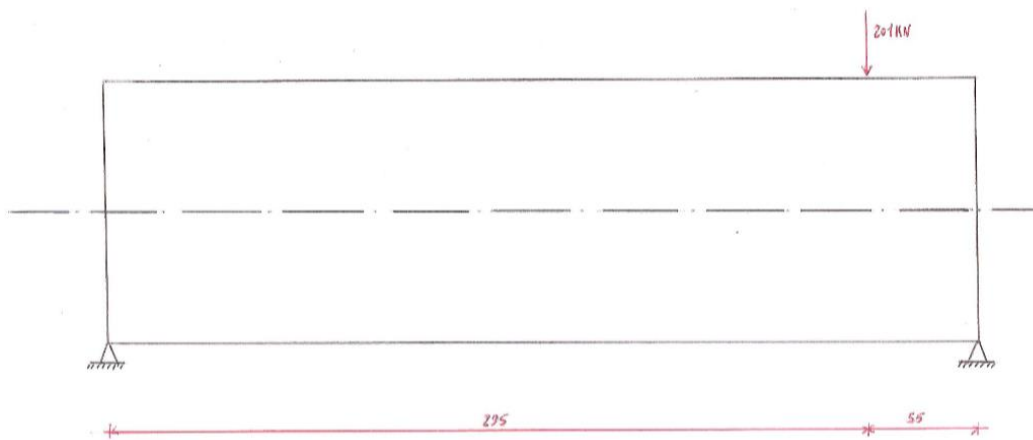


Figura 72-Esquema das solicitações nos veios da travessa na direção horizontal

As solicitações horizontais e respectivos diagramas serão:

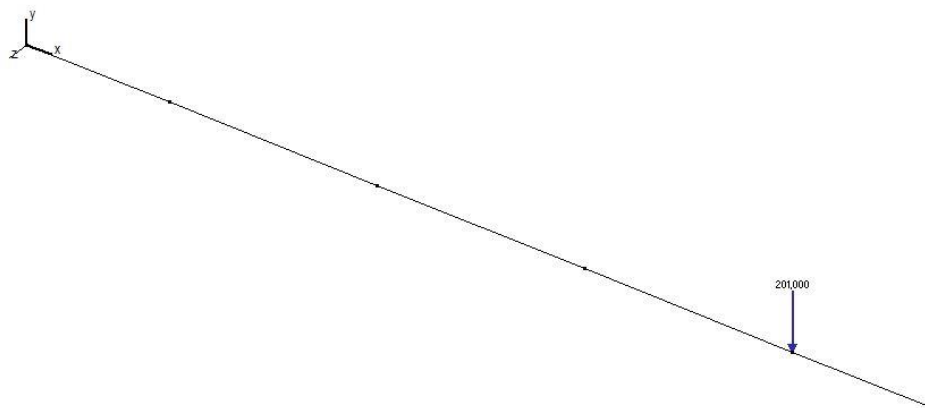


Figura 73-Solicitações nos veios da travessa na direção horizontal

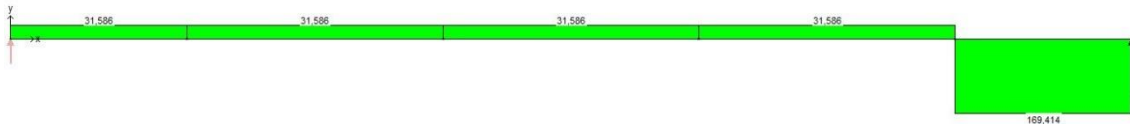


Figura 74-Diagrama de esforços transversos nos veios da travessa na direção horizontal



Figura 75-Diagrama de momentos fletores nos veios da travessa na direção horizontal

Na zona do veio das roldanas mais solicitada a tensão devido ao esforço fletor e a tensão de corte com um coeficiente de segurança de 2 serão:

$$\sigma = 2 \times \frac{\sqrt{72,116^2 + 4,264^2} \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,160^3}{32}} = 359,30 \text{ MPa}$$

$$\tau = 2 \times \frac{4}{3} \times \frac{\sqrt{370,414^2 + 31,586^2} \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,160^2}{4}} = 49,31 \text{ MPa}$$

Segundo a FEM 1.001 para a combinação de flexão e corte será dada pela tensão de Von-Mises ou seja:

$$\sqrt{359,30^2 + 3 \times 49,31^2} = 369,31 \text{ MPa}$$

O material utilizado para este veio será o aço ligado 42CrMo4 cuja tenção de cedência para o diâmetro de 160 milímetros é 460 MPa respeitando, assim, a segurança do veio. A tabela seguinte apresenta as tensões de cedência superiores mínimas do aço 42CrMo4 segundo a norma EN 10083-3-2006.

Tabela 8-Tensões de cedência superiores mínimas para o aço 42CrMo4

42CrMo4						
Espessura nominal (mm)	< 16	> 16 < 40	> 40 < 100	> 100 < 160	> 160 < 330	> 330 < 660
Tensão de cedência superior mínima (MPa)	900	750	650	500-550	460-500	390

Finalmente, foram selecionadas segundo a DIN 15 058 as travincas que irão bloquear o veio na alma da travessa.

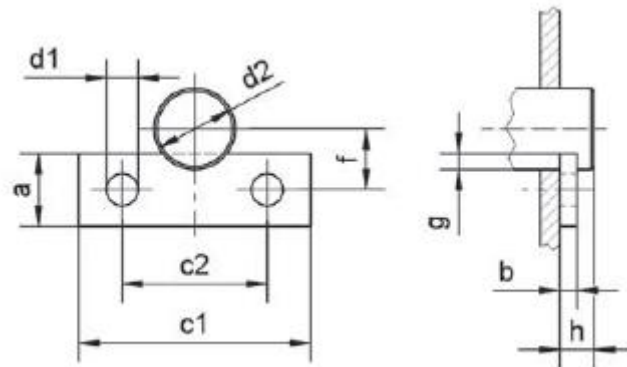


Figura 76-Travincas segundo a DIN 15 058

Tabela 9-Dimensões da travinca segundo a DIN 15 058

a	B	c1	c2	d1	f	g	h	parafusos
50	12	190	140	21	85	20	25	M 20

O resultado final da travessa poderá ser visto nas figuras seguintes.

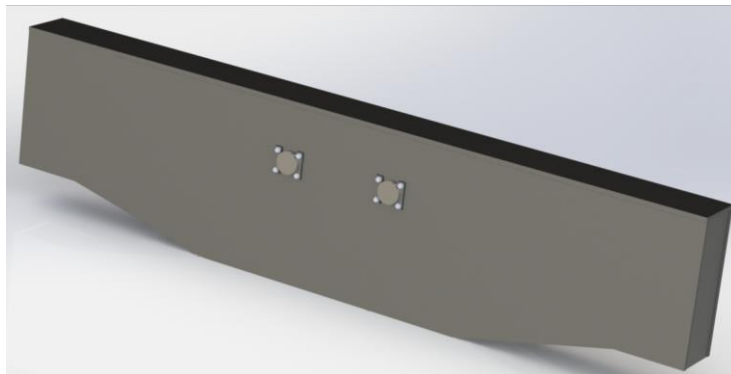


Figura 77-Resultado final da travessa

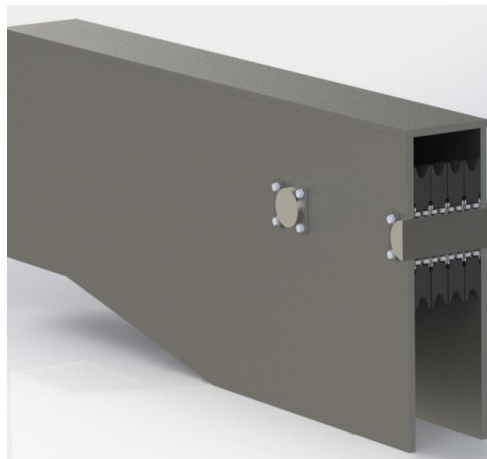


Figura 78-Pormenor das roldanas na travessa

12 CARROS LATERAIS

O passo seguinte passará por dimensionar os carros laterais que irão suportar o tambor e a travessa. Tal como a travessa, estes serão constituídos por uma viga em caixão aberto onde serão colocados dois bogies em cada carro lateral. As cargas a que as travessas estarão sujeitas serão:

As cargas na travessa e o peso próprio da travessa que perfaz cerca de 1425 KN.

As cargas no tambor, do redutor planetário e do sistema de apoio do redutor que perfaz cerca de 343 KN que serão divididos pelas duas rótulas da flange num total de 171 KN por apoio, pois a flange é simétrica.

As cargas devido ao braço de reação do redutor planetário. Como a distância entre as rótulas na flange é de 1,750 metros esta carga será dada por:

$$F = \frac{M_{tambor}}{d_{braço\ de\ reação}} = \frac{359,30}{1,750} \cong 205\ KN$$

As cargas no apoio da chumaceira e do peso próprio do veio, da chumaceira e do apoio da chumaceira que perfaz cerca de 266 KN.

Não serão consideradas as cargas devido ao freio e aos motores e redutores de translação que nesta fase ainda não foram selecionados.

A disposição das cargas encontra-se na figura seguinte.

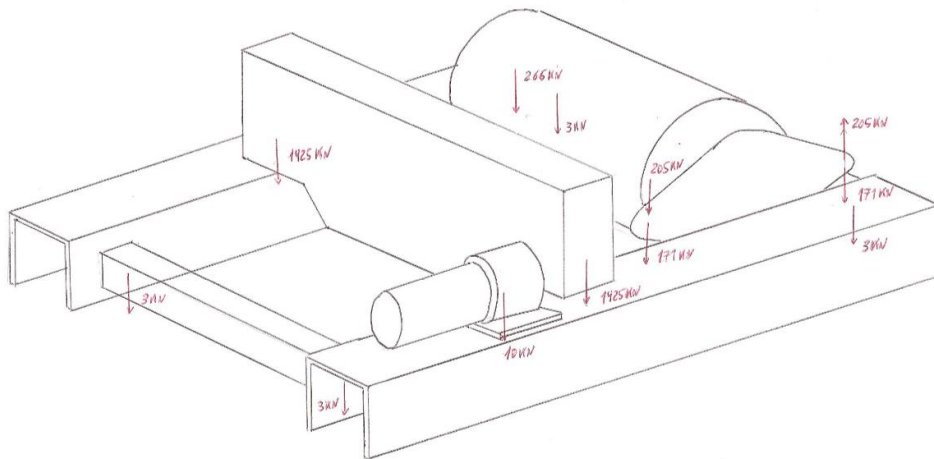


Figura 79-Disposição das cargas nos carros laterais

Será depois necessário definir os locais onde colocar os bogies no carro.

Para que a carga esteja igualmente distribuída pelos bogies será necessário encontrar os centros de gravidade das cargas e colocar os bogies a igual distância do centro de gravidade, isto provocará um desgaste igual em todas as rodas de cada carro lateral.

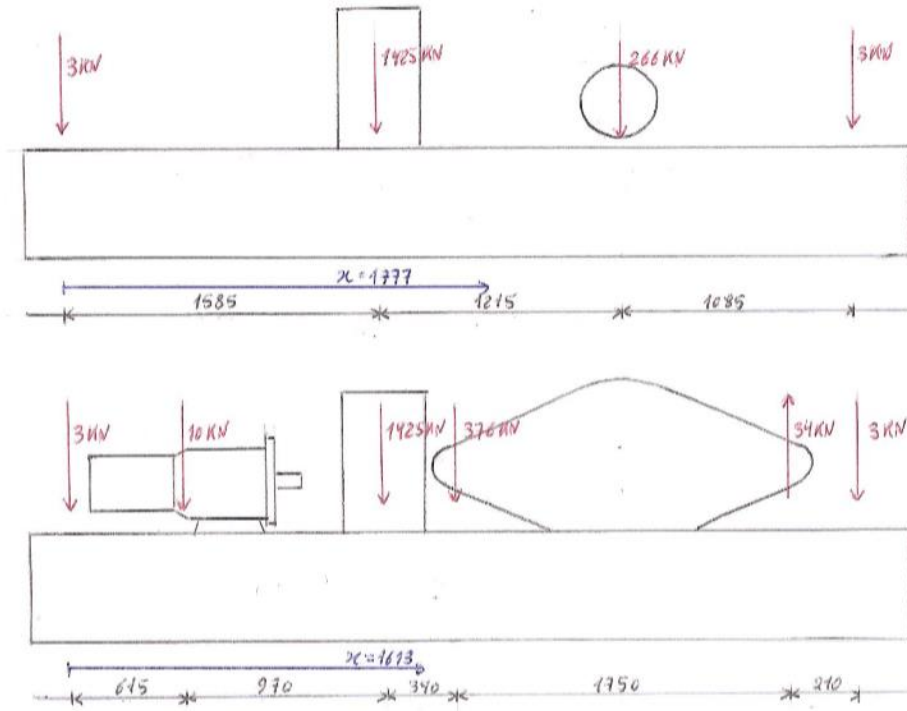


Figura 80-Cargas em cada carro lateral e respectivos centros de gravidade

O centro de gravidade para o carro lateral do lado do redutor será:

$$-3 \times x - 10 \times (x - 615) - 1425 \times (x - 1585) + 376 \times (1925 - x) - 34 \times (3675 - x) + 3 \times (3885 - x) = 0 \Leftrightarrow x = 1613 \text{ mm}$$

O centro de gravidade para o carro lateral do lado oposto ao redutor será:

$$-3 \times x - 1425 \times (x - 1585) + 266 \times (2800 - x) + 3 \times (3885 - x) = 0 \Leftrightarrow x = 1777 \text{ mm}$$

Devido a este desfasamento do centro de gravidade da carga, para que as cargas nas rodas estejam equilibradas, será necessário colocar os bogies em posições diferentes em cada carro lateral.

As distâncias entre bogies foram calculadas de forma a permitir colocar os centros dos carros laterais sob os pontos de aplicação das cargas da travessa assim, os bogies no carro lateral do lado do redutor irão encontra-se a 1152 milímetros do centro de gravidade das cargas e no carro lateral do lado oposto do redutor irão encontrar-se a 988 milímetros do centro de gravidade das cargas.

Pode-se assim concluir que, o par de bogies do carro lateral do lado do redutor, sem contar com o peso próprio do carro lateral, estará sujeito a uma carga de cerca de:

$$F_{bogie} = \frac{3 + 10 + 1425 + 376 - 34 + 3}{2} = 891,5 \text{ KN}$$

E o conjunto de bogies do lado oposto do redutor, sem contar com o peso próprio do carro lateral, estará sujeito a uma carga de cerca de:

$$F_{bogie} = \frac{3 + 1425 + 266 + 3}{2} = 848,5 \text{ KN}$$

Os carros laterais serão constituídos por um banzo com 60 milímetros de espessura e 420 milímetros de largura e por duas almas com 30 milímetros de espessura e 600 milímetros de altura.

O centro de gravidade do perfil do carro lateral será:

$$y = \frac{2 \times (0,030 \times 0,600) \times \frac{0,600}{2} + (0,060 \times 0,420) \times \left(0,600 + \frac{0,060}{2}\right)}{2 \times (0,030 \times 0,600) + (0,060 \times 0,420)} = 0,436 \text{ m}$$

Novamente utilizando o teorema de Steiner o segundo momento de inércia da travessa será:

$$I_{travessa} = 2 \times \left(\frac{0,030 \times 0,600^3}{12} + (0,030 \times 0,600) \times \left(\frac{0,600}{2} - 0,436 \right)^2 \right) + \frac{0,460 \times 0,060^3}{12} + (0,460 \times 0,060) \times \left(0,600 + \frac{0,060}{2} - 0,436 \right)^2 = 0,00279 \text{ m}^4$$

Os diagramas de esforços devido às cargas no carro lateral do lado do redutor serão:

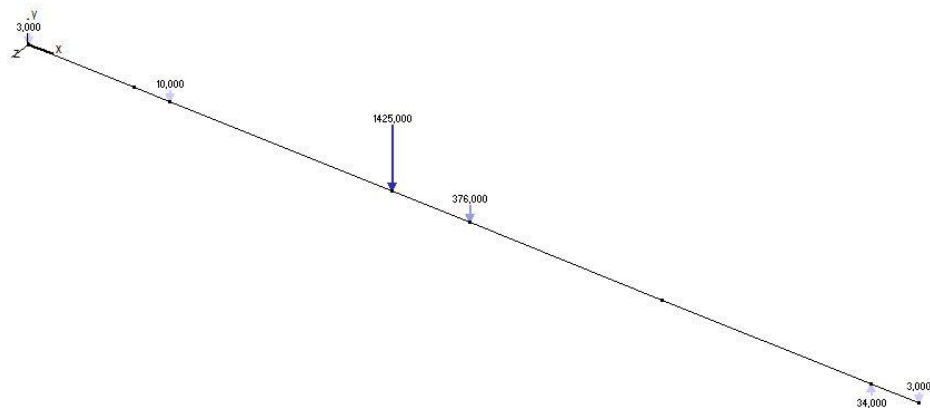


Figura 81-Solicitações do carro lateral do lado do redutor



Figura 82-Diagrama de esforços transversos do carro lateral do lado do redutor

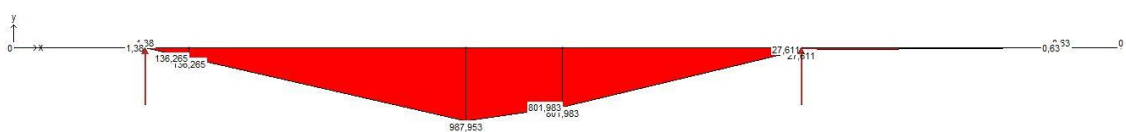


Figura 83-Diagrama de momentos fletores do carro lateral do lado do redutor

Os diagramas de esforços devido às cargas no carro lateral do lado oposto do redutor serão:

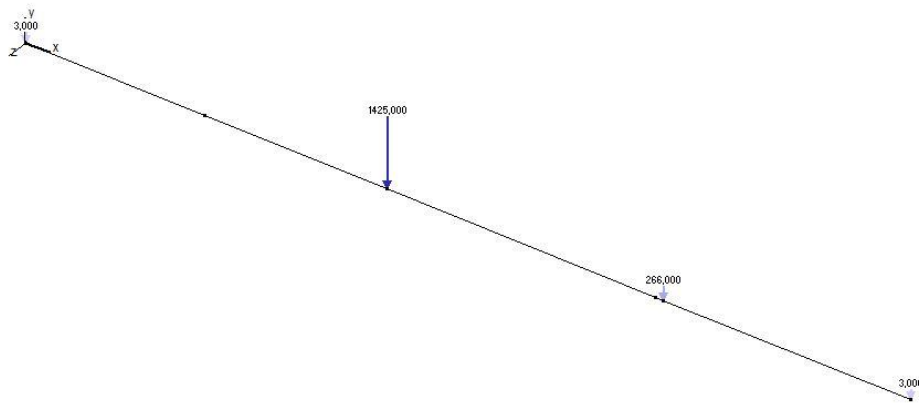


Figura 84-Solicitações do carro lateral do lado oposto do redutor



Figura 85-Diagrama de esforços transversos do carro lateral do lado oposto do redutor

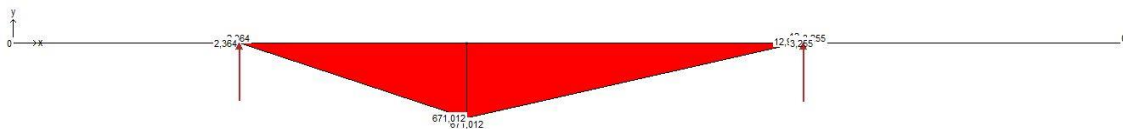


Figura 86-Diagrama de momentos fletores do carro lateral do lado oposto do redutor

Os esforços no carro lateral, devido ao peso próprio do aço de 7,8 toneladas por metro cúbico, serão dados por:

$$\begin{aligned} \text{peso próprio do carro lateral} &= 7,8 \times 9,81 \times (2 \times (0,030 \times 0,600) + (0,460 \times 0,060)) \\ &= 4,87 \text{ KN/m} \end{aligned}$$

Uma vez que o momento máximo para o peso próprio do carro lateral será sempre inferior a 3,1 KN.m não se achou necessário considerar o esforço devido a esta carga.

As tensões máximas de tração e compressão do carro lateral do lado do redutor com um coeficiente de segurança de 2 serão:

$$\sigma_{\text{tração máxima}} = \frac{2 \times (987,95) \times 10^3}{0,00279} \times 0,436 = 308,78 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{compressão máxima}} = \frac{2 \times (987,95) \times 10^3}{0,00279} \times (0,660 - 0,436) = 158,64 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

As tensões máximas de tração e compressão do carro lateral do lado oposto do redutor com um coeficiente de segurança de 2 serão:

$$\sigma_{\text{tração máxima}} = \frac{2 \times (671,01) \times 10^3}{0,00279} \times 0,436 = 209,72 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{compressão máxima}} = \frac{2 \times (671,01) \times 10^3}{0,00279} \times (0,660 - 0,436) = 107,75 \text{ MPa} < 335 \text{ MPa}$$

Confirma-se assim que os dois carros laterais verificam a segurança.

Com o peso próprio do carro lateral os esforços nos bogies do lado do redutor serão de 902,1 KN e no carro lateral do lado oposto ao redutor serão de 859,1 KN.

12.1 RODAS

Serão utilizadas quatro bogies, cada um com duas rodas de 630 milímetros de diâmetro e 120 milímetros de largura, para rodarem a uma velocidade de 5 rotações por minuto, ou seja, uma velocidade de translação do carro guincho de 10 metros por minuto.

De forma a diminuir o desgaste das rodas nos carris e diminuir a propagação de vibrações dos carris para os bogies o material que será utilizado para as rodas será o mesmo material das roldanas, o ferro fundido nodular GGG70.

Segundo o capítulo 4 da FEM 1.001 a equação que fornece a carga admissível em cada roda é:

$$\frac{P_{\text{médio}}}{(\text{largura} \times \text{diâmetro})} \leq P_L \times C_1 \times C_2$$

O valor de P_L depende da tensão de rutura, que para o ferro GGG70 com 630 milímetros de diâmetro é de 660 MPa, e encontra-se na tabela T.4.2.4.1.3.

Ultimate strength for metal used for rail wheel	P_L in N/mm^2
$\sigma_R > 500 \text{ N/mm}^2$	5,0
$\sigma_R > 600 \text{ N/mm}^2$	5,6
$\sigma_R > 700 \text{ N/mm}^2$	6,5
$\sigma_R > 800 \text{ N/mm}^2$	7,2

Figura 87-Valores de P_L

O valor do coeficiente C_1 depende da velocidade de rotação ou de translação da roda, 5 rotações por minuto ou 10 metros por minuto, e encontra-se nas tabelas T.4.2.4.1.4.a. ou T.4.2.4.1.4.b.

Wheel rotation speed in R.P.M.	c_1	Wheel rotation speed in R.P.M.	c_1	Wheel rotation speed in R.P.M.	c_1
200	0,66	50	0,94	16	1,09
160	0,72	45	0,96	14	1,10
125	0,77	40	0,97	12,5	1,11
112	0,79	35,5	0,99	11,2	1,12
100	0,82	31,5	1,00	10	1,13
90	0,84	28	1,02	8	1,14
80	0,87	25	1,03	6,3	1,15
71	0,89	22,4	1,04	5,6	1,16
63	0,91	20	1,06	5	1,17
56	0,92	18	1,07		

Figura 88-Valor de C_1 dependendo da velocidade de rotação

wheel diameter in mm	Values of c_1 for travel speeds in m/min														
	10	12,5	16	20	25	31,5	40	50	63	80	100	125	160	200	250
200	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-	-
250	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-	-
315	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66	-
400	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72	0,66
500	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77	0,72
630	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82	0,77
710	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84	0,79
800	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87	0,82
900	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89	0,84
1000	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91	0,87
1120	-	-	-	1,16	1,14	1,13	1,12	1,1	1,07	1,04	1,02	0,99	0,96	0,92	0,89
1250	-	-	-	1,17	1,15	1,14	1,13	1,11	1,09	1,06	1,03	1	0,97	0,94	0,91

Figura 89-Valor de C_1 dependendo da velocidade de translação

O valor do coeficiente C_2 depende do grupo do mecanismo, grupo M3, e encontra-se na tabela T.4.2.4.1.5.

Group classification of mechanism	C_2
M 1 to M 4	1,12
M 5	1,00
M 6	0,90
M 7 - M 8	0,80

Figura 90-Valores de C_2

$$\frac{P_{\text{médio}}}{(120 \times 630)} \leq 5,6 \times 1,17 \times 1,12 \Leftrightarrow P_{\text{médio}} \leq 554,77 \text{ KN}$$

Apenas quando conhecido o peso próprio dos bogies será possível verificar a segurança das rodas.

A forma das rodas que irão assentar no carril foi dimensionada segundo a série estreita da DIN 15 093.

O resultado final das rodas será:



Figura 91-Aspetto final da rodas dos bogies

Blocos de rodas completos poderão ser obtidos de empresas como a Karl Georg, a Sibire, a SHB ou a Henne Spantechnik GMBH. No entanto, foi decidido criar e dimensionar os próprios blocos de rodas para serem montados na estrutura principal do bogie.

12.2 ESTRUTURA DO BOGIE

Para o dimensionamento da estrutura do bogie, mais concretamente, da seleção dos rolamentos, será necessário conhecer as cargas horizontais no bogie. Para obter estas cargas foi utilizado o método da secção 2.2.3.3. do capítulo 2 da FEM 1.001 que permite obter as forças nos carris devido ao movimento do carro guincho, pois estas forças serão iguais em módulo e de sentido oposto às forças nos bogies.

As forças horizontais são obtidas multiplicando a força vertical em cada bogie por um coeficiente λ , que é obtido a partir da bitola, p , e da distância entre bogies do mesmo carro lateral, a .

Para o bogie do carro lateral do lado oposto ao redutor:

$$\frac{p}{a} = \frac{5300}{1976} = 2,68$$

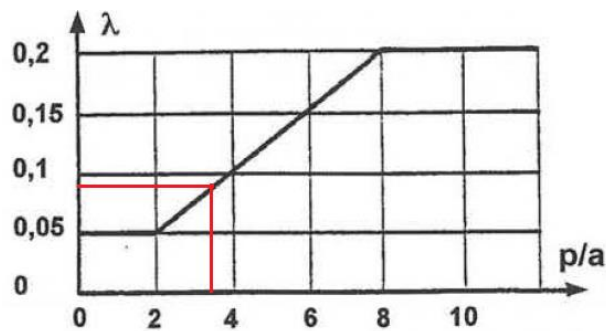


Figura 92- Gráfico para os coeficientes das cargas horizontais para o bogie do carro lateral do lado oposto ao redutor

A carga horizontal será em cada bogie do lado oposto ao redutor:

$$H_{bogie} = 0,09 \times 885,78 = 79,72 \text{ KN}$$

Em cada roda do carro lateral do lado oposto ao redutor:

$$H_{roda} = \frac{79,72}{2} = 39,86 \text{ KN}$$

Para o bogie do carro lateral do lado do redutor:

$$\frac{p}{a} = \frac{5300}{2304} = 2,30$$

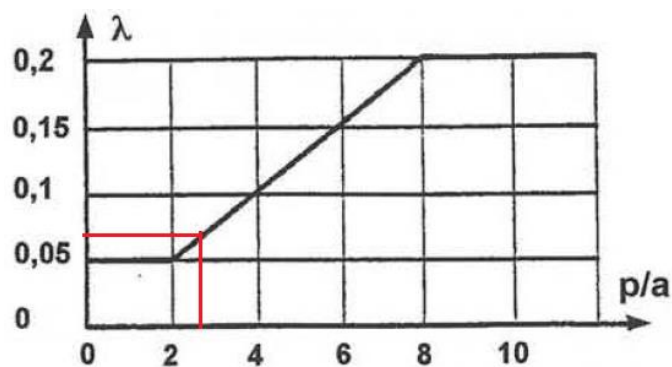


Figura 93-Gráfico para os coeficientes das cargas horizontais para o bogie do carro lateral do lado do redutor

A carga horizontal será em cada bogie do lado do redutor:

$$H_{bogie} = 0,07 \times 928,78 = 65,01 \text{ KN}$$

Em cada roda do carro lateral do lado do redutor:

$$H_{roda} = \frac{65,01}{2} = 31,21 \text{ KN}$$

A estrutura do bogie também será um caixão aberto. As almas da estrutura dos bogies serão compostas por chapas de 30 milímetros de espessura e 480 milímetros de altura e o banzo será composto por uma chapa de 20 milímetros de espessura e 280 milímetros de largura. A distância entre as rodas do bogie será de 925,5 milímetros. E a força vertical no bogie mais solicitado será de 928,78 KN. Um esquema do bogie encontra-se na figura seguinte.

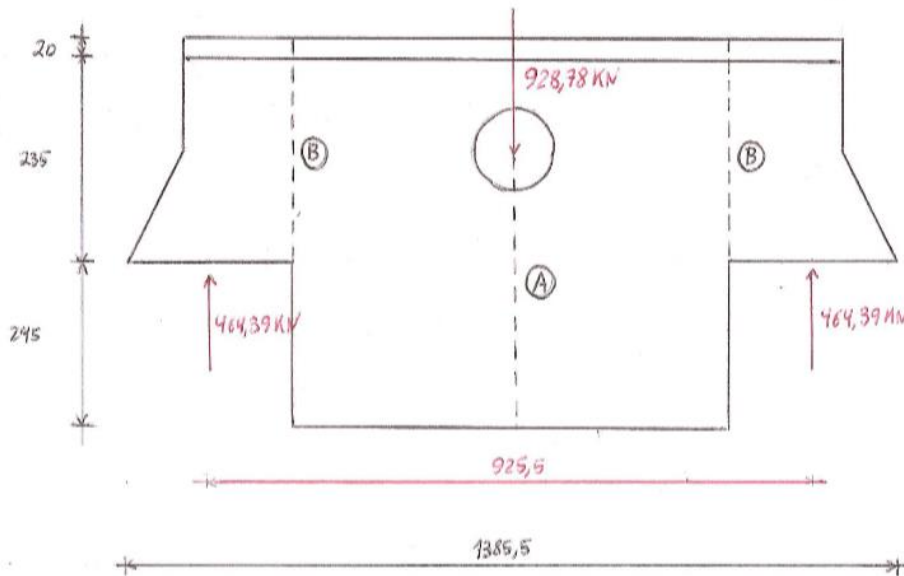


Figura 94-Esquema das solicitações no bogie

Será necessário verificar a segurança nas duas secções do bogie A e B.

Os diagramas de esforços devido à carga no bogie serão:

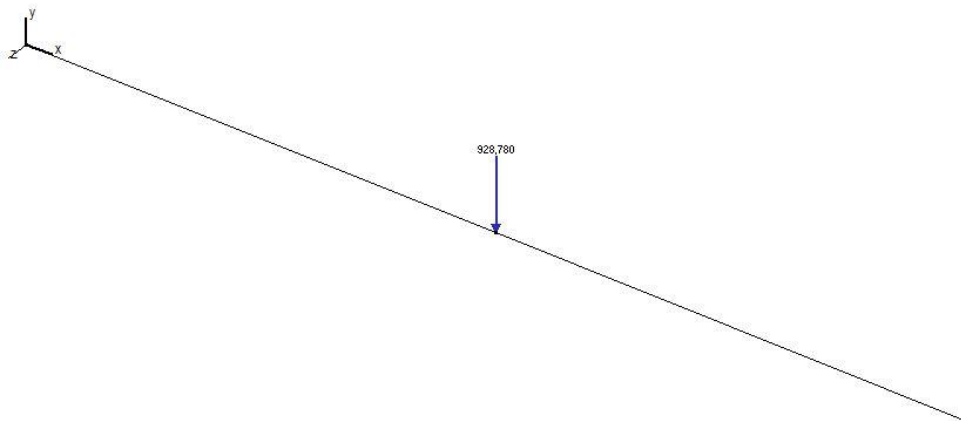


Figura 95-Solicitações no bogie

Os diagramas de esforços transversos e de momentos fletores na estrutura do bogie serão:

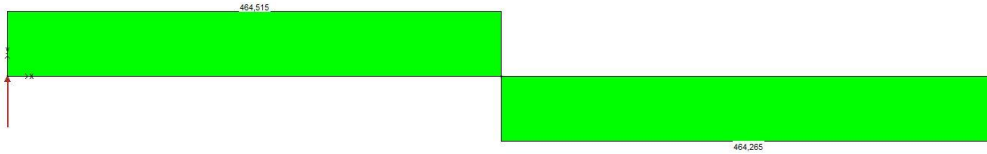


Figura 96-Diagrama de esforços transversos no bogie

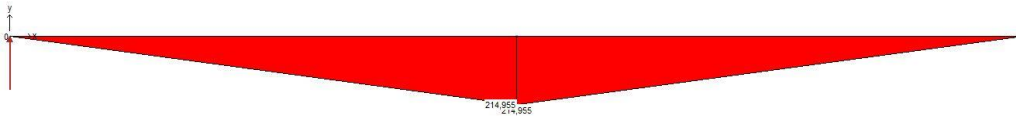


Figura 97-Diagrama de esforços fletores no bogie

$$M_{\text{máx cargas}} = \frac{928,78 \times 0,9255}{4} = 214,90 \text{ KN.m}$$

$$M_{\text{ponto B}} = \frac{214,90 \times 0,125}{\left(\frac{0,9255}{2}\right)} = 58,05 \text{ KN.m}$$

Os esforços nos bogies devido ao peso próprio do aço de 7,8 toneladas por metro cúbico serão dados por:

$$\begin{aligned} \text{peso próprio do bogie} &= 7,8 \times 9,81 \times (2 \times (0,030 \times 0,480) + (0,280 \times 0,020)) \\ &= 2,63 \text{ KN/m} \end{aligned}$$

O momento máximo devido ao peso próprio do bogie será:

$$M_{\text{máx peso próprio}} = \frac{2,63 \times 0,9255^2}{8} = 0,28 \text{ KN.m}$$

As tensões máximas de tração e compressão na secção A dos bogies com um coeficiente de segurança de 2 serão:

O centro de gravidade do bogie na secção A será:

$$y = \frac{2 \times (0,030 \times 0,480) \times \frac{0,480}{2} + (0,020 \times 0,280) \times \left(0,480 + \frac{0,020}{2}\right)}{2 \times (0,030 \times 0,480) + (0,020 \times 0,280)} = 0,281 \text{ m}$$

Utilizando o teorema de Steiner o segundo momento de inércia do bogie na secção A será:

$$\begin{aligned} I_{\text{bogie}} &= 2 \times \left(\frac{0,030 \times 0,480^3}{12} + (0,030 \times 0,480) \times \left(\frac{0,480}{2} - 0,281 \right)^2 \right) + \frac{0,280 \times 0,020^3}{12} \\ &\quad + (0,280 \times 0,020) \times \left(0,480 + \frac{0,020}{2} - 0,281 \right)^2 = 0,00085 \text{ m}^4 \end{aligned}$$

$$\sigma_{\text{tração máxima}} = \frac{2 \times (214,90 + 0,28) \times 10^3}{0,00085} \times 0,281 = 142,27 \text{ MPa} < 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{compressão máxima}} = \frac{2 \times (214,90 + 0,28) \times 10^3}{0,00085} \times (0,500 - 0,281) = 110,88 \text{ MPa}$$

$$< 345 \text{ MPa}$$

As tensões máximas de tração e compressão na secção B dos bogies com um coeficiente de segurança de 2 serão:

O centro de gravidade do bogie na secção B será:

$$y = \frac{2 \times (0,030 \times 0,235) \times \frac{0,235}{2} + (0,020 \times 0,280) \times \left(0,235 + \frac{0,020}{2}\right)}{2 \times (0,030 \times 0,235) + (0,020 \times 0,280)} = 0,154 \text{ m}$$

Utilizando o teorema de Steiner o segundo momento de inércia do bogie na secção A será:

$$I_{\text{bogie}} = 2 \times \left(\frac{0,030 \times 0,235^3}{12} + (0,030 \times 0,235) \times \left(\frac{0,235}{2} - 0,154 \right)^2 \right) + \frac{0,280 \times 0,020^3}{12}$$

$$+ (0,280 \times 0,020) \times \left(0,235 + \frac{0,020}{2} - 0,154 \right)^2 = 0,00013 \text{ m}^4$$

$$\sigma_{\text{tração máxima}} = \frac{2 \times (58,05 + 0,28) \times 10^3}{0,00013} \times 0,154 = 138,20 \text{ MPa} < 345 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\text{compressão máxima}} = \frac{2 \times (58,05 + 0,28) \times 10^3}{0,00013} \times (0,255 - 0,154) = 90,64 \text{ MPa}$$

$$< 345 \text{ MPa}$$

Dará para perceber que a estrutura dos bogies encontra-se muito sobredimensionada, no entanto estas dimensões da estrutura do bogie serão necessárias para permitir colocar os blocos de rodas.

12.3 ROLAMENTOS E VEIOS DO BOGIE

Os rolamentos utilizados no bogie serão os rolamentos autocompensadores de rolos 23122-E1 da Schaeffler. Existirão dois rolamentos em cada roda, assim, a carga radial máxima em cada rolamento será de 19,93 KN e a carga axial máxima em cada rolamento será de 232,20 KN. A velocidade de rotação dos rolamentos será de 5 rotações por minuto, logo, abaixo das 10 rotações por minuto podendo assim considerar-se uma solitação estática.

Para o rolamento 23122-E1 o valor de $X_0 = 1$ e $Y_0 = 2,35$ a carga estática equivalente será de:

$$P_0 = 1 \times 232,20 + 2,35 \times 19,93 = 279,04 \text{ KN}$$

A capacidade de carga estática deste rolamento é de 680 KN verificando assim a segurança.

A ligação da roda ao veio será realizada por interferência por calor, será, no entanto, colocado um anel elástico para garantir o posicionamento da roda no veio. Os rolamentos também serão aquecidos antes de inseridos no veio, de forma a garantir que não existirá escorregamento entre o veio e o anel interior do rolamento.

Será utilizado o aço 42CrMo4 que terá 110 milímetros de diâmetro e os centros dos rolamentos estarão à distância de 206 milímetros. Verificando a segurança com um coeficiente de 2.

O momento máximo no veio será:

$$M = \frac{\left(\frac{928,78}{2}\right) \times 0,206}{4} = 23,92 \text{ KN.m}$$

Assim, a tensão no veio devido à flexão será:

$$\sigma_{flexão} = 2 \times \frac{23,92 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,110^3}{32}} = 366,11 \text{ MPa}$$

O veio estará também devido às cargas horizontais sujeito a tensão de tração de:

$$\sigma_{tração} = 2 \times \frac{19,93 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,110^2}{4}} = 4,19 \text{ MPa}$$

E, finalmente, a tensão de corte devido ao esforço transversal de:

$$\tau = 2 \times \frac{4}{3} \times \frac{\left(\frac{928,78}{4}\right) \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,110^2}{4}} = 65,15 \text{ MPa}$$

A tensão equivalente, segundo a FEM 1.001, será dada por:

$$\sqrt{(1,25 \times 4,19 + 366,11)^2 + 3 \times 65,15^2} = 388,11 \text{ MPa}$$

A tensão e cedência para um diâmetro de 110 milímetros do aço 42CrMo4 é de 500 MPa.

Uma vez que, neste veio o único ponto em que existe uma descontinuidade geométrica onde poderão ser causadas concentrações de tensões é o escatel de um anel elástico, para posicionar a roda não será necessário verificar a fadiga dos veios dos bogies.

Nesta fase do projeto não foram ainda verificados os veios dos bogies motores pois, estes irão depender das condições dos motores e redutores de translação. No entanto o acoplamento destes veios aos redutores de translação deverá fazer-se através de chavetas.

O resultado final do bogie encontra-se nas figuras seguintes:

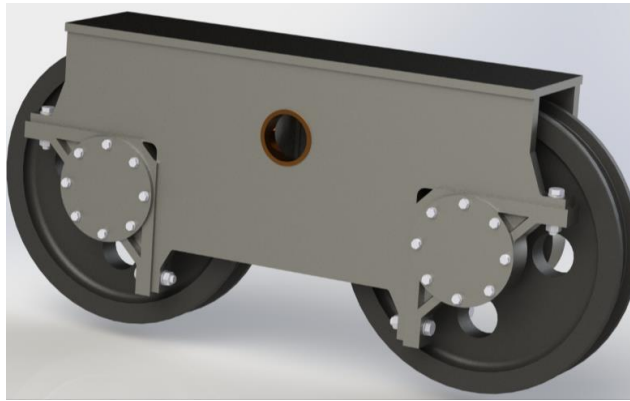


Figura 98-Apeto final dos bogies

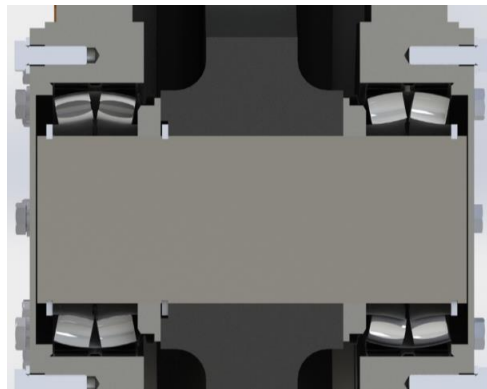


Figura 99-Pormenor do interior do bogie e dos blocos de rodas

A massa total de cada bogie é de cerca de 794 quilogramas, o que irá resultar numa carga de 7,8 KN em cada bogie. A carga máxima a que as rodas estarão sujeitas será de cerca de 455,0 KN e 433,5 KN, como para cada roda é possível aplicar até uma carga de 554,77 KN, verifica-se assim a segurança das rodas.

Os blocos de rodas também possuirão casquilhos de aço para fazer apoio aos vedantes, anéis de chapa fina para permitir corrigir quaisquer diferenças entre a distância das rodas dos dois carros laterais e a bitola pretendida e tampas para proteger os rolamentos ligadas por oito parafusos M12. A ligação entre os blocos de rodas e a estrutura principal do bogie será realizada através de quatro parafusos M30.

Existirão no bogie dois casquilhos de bronze CB3, recomendado para cargas elevadas, pelo qual irá atravessar o veio que ligará os bogies ao carro lateral. As razões pelas quais serão utilizados casquilhos de bronze será para compensar as oscilações devido ao movimento do bogie evitando assim, o contacto aço-aço e permitir a lubrificação da zona de contacto.

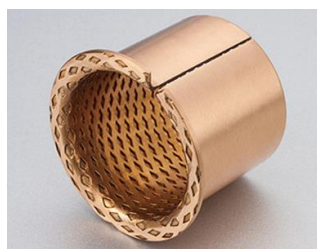


Figura 100-Casquilho de bronze da empresa Dernore

As propriedades do bronze CB3 pela norma CC483K segundo a empresa Contibronzes encontram-se na tabela seguinte:

Tabela 10-Propriedades do bronze CB3 pela norma CC483K

Composição química	Cobre (% min.-máx.)	85-88,5
	Estanho (% min.-máx.)	11-13
	Níquel (% máx.)	2
	Outros (% máx.)	2,42
Características mecânicas	Tensão de rutura (MPa)	280-300
	Tensão limite elástica (MPa)	150
	Alongamento (%)	5-6
	Dureza Brinell (HBW)	90
Propriedades físicas	Densidade (kg/dm3)	8,6

A tensão de esmagamento que será aplicada em cada casquilho de bronze com um coeficiente de segurança de 2 será:

$$\sigma = 2 \times \frac{464,39 \times 10^3}{0,030 \times 0,110} = 281,45 \text{ MPa}$$

Verificando ao esmagamento a tensão admissível é dada por:

$$\sigma_{adm} = 2,25 \times 150 = 337,5 \text{ MPa}$$

A ligação dos bogies aos carros laterais será realizada por veios do aço 42CrMo4 de 110 milímetros de diâmetro e 370 milímetros de comprimento. Os esquemas seguintes apresentam as solicitações no veio.

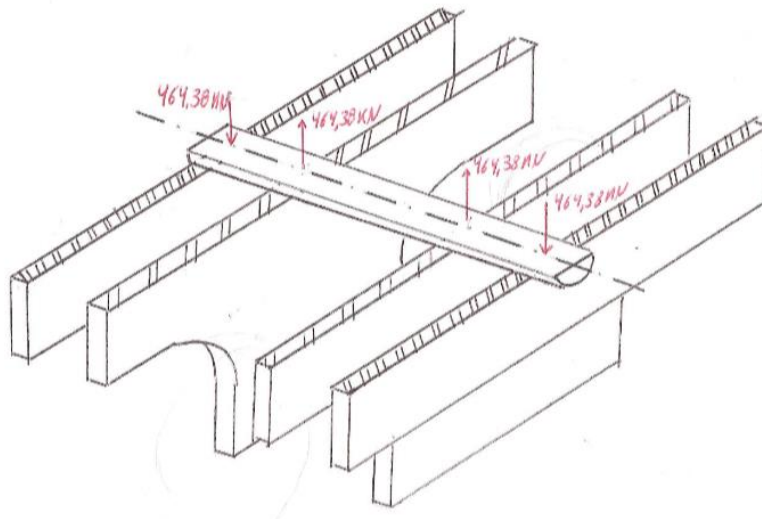


Figura 101-Esquema das cargas no veio de ligação entre os bogies e o carro lateral 1

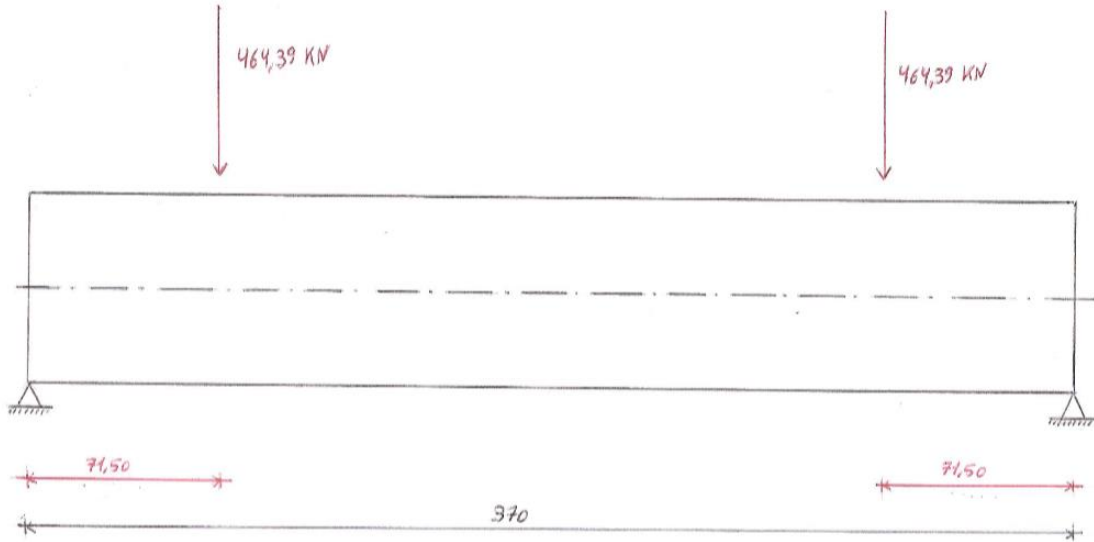


Figura 102-Esquema das cargas no veio de ligação entre os bogies e o carro lateral 2

Os diagramas de esforços neste veio serão os seguintes:

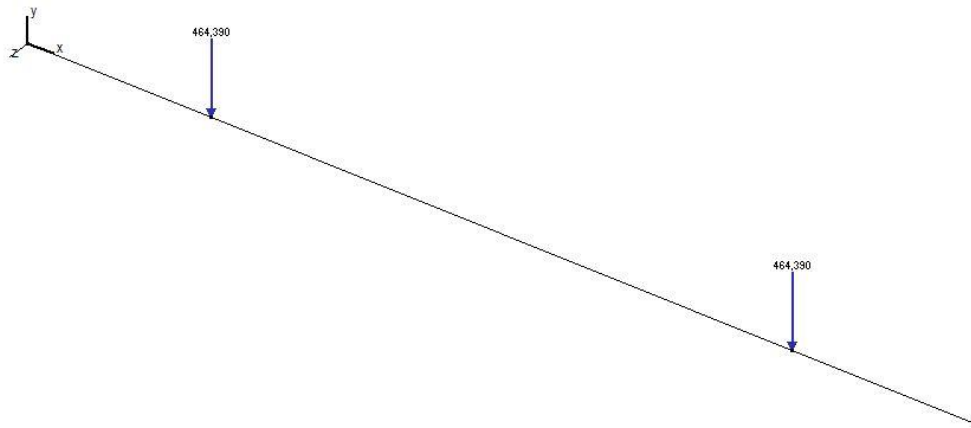


Figura 103-Solicitações no veio dos carros laterais

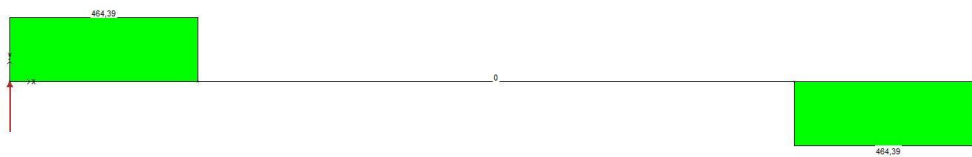


Figura 104-Diagrama de esforços transversos no veio dos carros laterais



Figura 105-Diagrama de esforços fletores no veio dos carros laterais

A tensão máxima no veio com um coeficiente de segurança de 2 será de:

$$\sigma = 2 \times \frac{33,20 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,110^3}{32}} = 508,15 \text{ MPa}$$

Para um veio de 110 milímetros a tensão de cedência do aço 42CrMo4 situa-se entre os 500 e os 550 MPa, assim pode-se admitir que, mesmo não sendo verificada a segurança para um coeficiente de 2 encontra-se bastante perto deste valor. A razão pela qual não se utiliza um diâmetro superior é que, para encontrar um compromisso entre os diâmetros existentes dos casquilhos de bronze e das travincas do veio seria necessário subir até um diâmetro de 140 milímetros.

Por fim, foram seleccionadas, segundo a DIN 15 058, as travincas que irão bloquear o veio que ligará os bogies ao carro lateral.

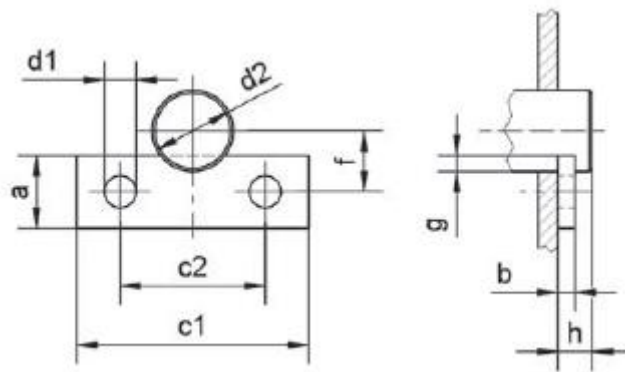


Figura 106-Travincas segundo a DIN 15 058

Tabela 11-Dimensões da travinca segundo a DIN 15 058

a	b	c1	c2	d1	f	g	H	parafusos
50	12	190	140	21	65	15	25	M 20

O aspeto final dos carros laterais será:

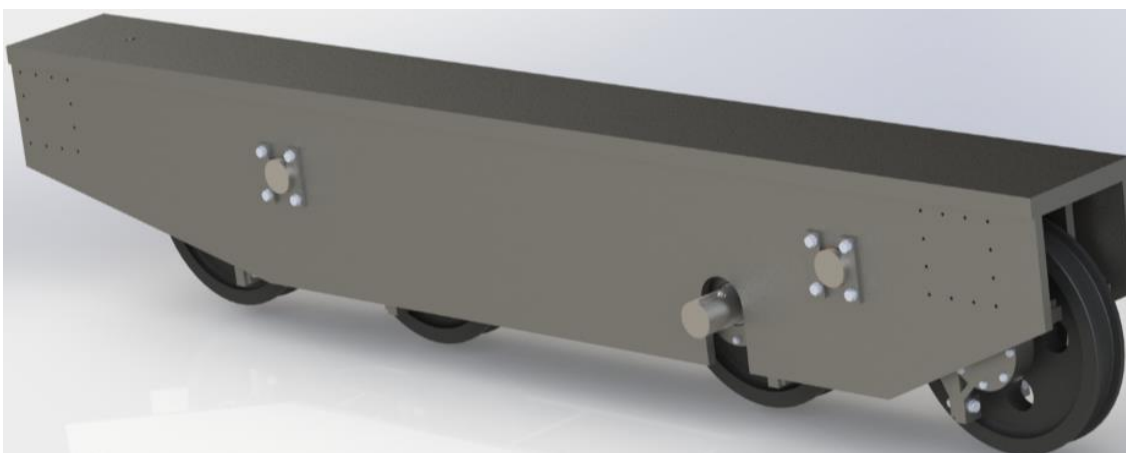


Figura 107-Aspeto final do carro lateral

13 LIGAÇÕES DO SISTEMA DE ELEVAÇÃO AO CARRO LATERAL

13.1 LIGAÇÃO DA FLANGE DO TAMBOR AO CARRO LATERAL

A ligação da flange, que irá atuar como braço de reação do redutor planetário ao carro lateral, será realizada por intermédio de duas patas onde serão inseridas as rótulas ge-70-UK-2rs da Schaeffler. Estas serão compostas por duas chapas, de 30 milímetros de espessura cada, soldadas a uma chapa de 50 milímetros de espessura. Serão também inseridas umas outras chapas de 60 milímetros de espessura para conferir melhor estabilidade à peça.

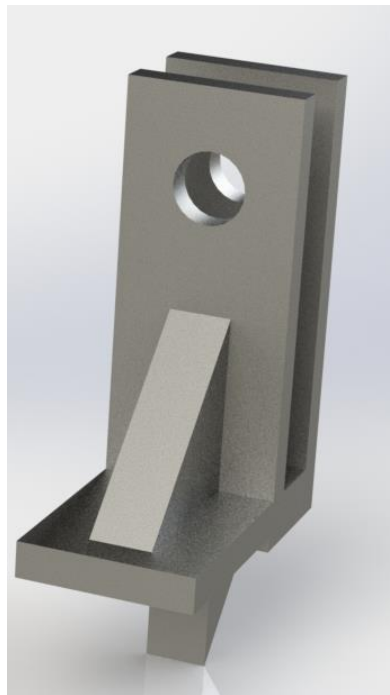


Figura 108-Pata da ligação entre a flange do tambor e o carro lateral

As reações anteriormente calculadas na flange encontram-se na figura seguinte.

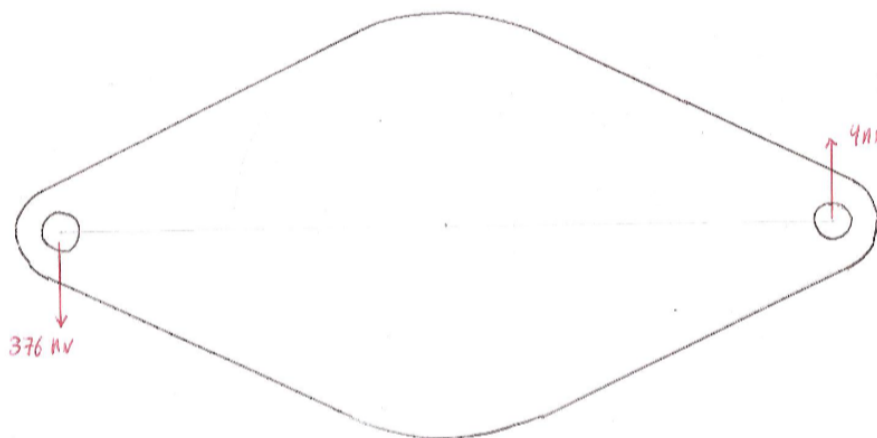


Figura 109-Reações da flange para as patas

Devido à sua geometria complexa foi utilizado o software “Ansys, Inc” para fazer a verificação da segurança das patas. As solicitações e condições de apoio da pata sujeita à carga de 376 KN encontram-se na figura seguinte.

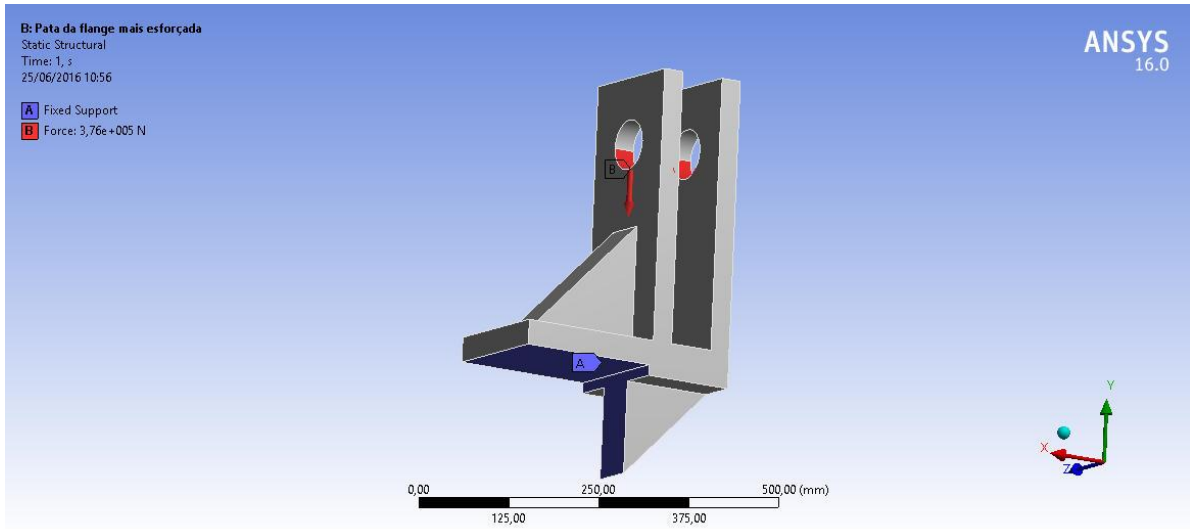


Figura 110-Solicitações e condições de apoio na pata mais esforçada

As tensões de Von-Mises na pata da flange mais esforçada serão:

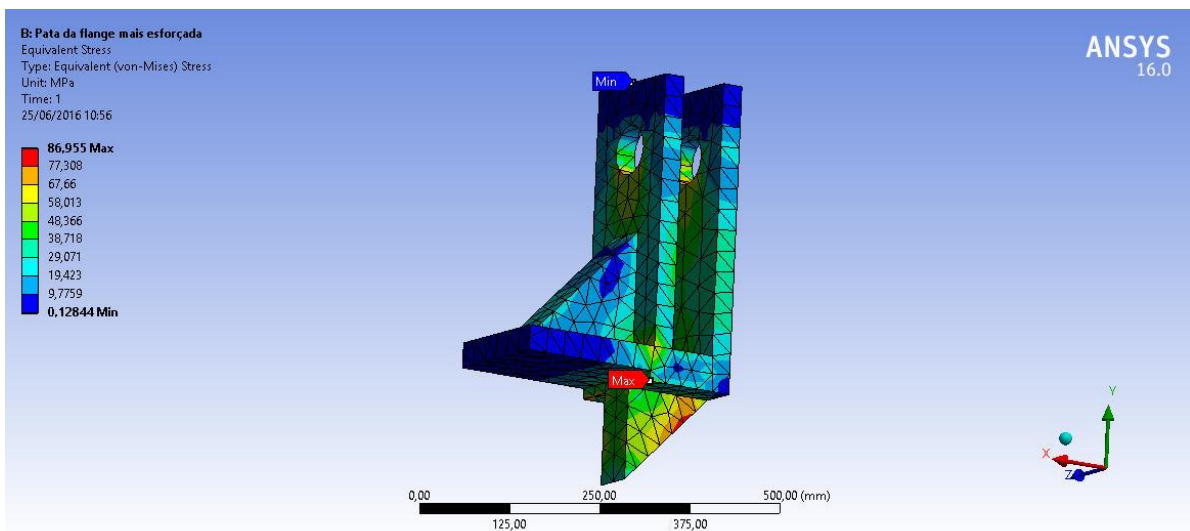


Figura 111-Tensões de Von-Mises na pata mais esforçada

Como as tensões nesta peça são sempre inferiores a 87 MPa é possível verificar a segurança da peça.

Uma forma mais simplista de verificar a segurança desta peça poderia passar por calcular as tensões de corte no local onde a peça liga ao carro lateral. Com um coeficiente de segurança de 2 esta tensão será:

$$\tau = 2 \times \frac{3}{2} \times \frac{376 \times 10^3}{0,170 \times 0,035} = 189,58 \text{ MPa} < \frac{335}{\sqrt{3}} \text{ MPa}$$

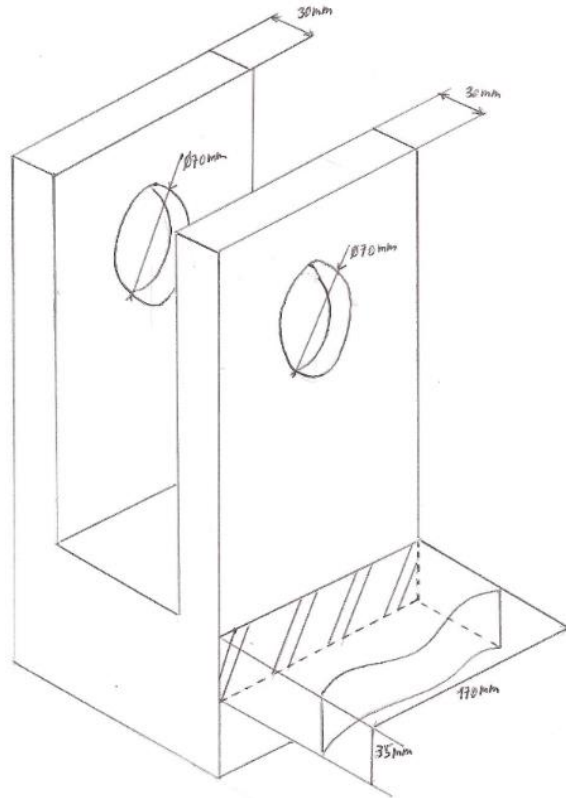


Figura 112-Área de corte das patas de apoio do flange do tambor

E a tensão de esmagamento dos furos na peça. Com um coeficiente de segurança de 2 esta tensão será:

$$\sigma = 2 \times \frac{376 \times 10^3}{2 \times 0,070 \times 0,035} = 153,47 \text{ MPa} < 2,25 \times 345 \text{ MPa}$$

O veio que ligará as patas às rótulas será do aço 42CrMo4, terá 70 milímetros de diâmetro e um comprimento de 95 milímetros entre os apoios na pata. Este veio será fixo às patas através de anéis elásticos.

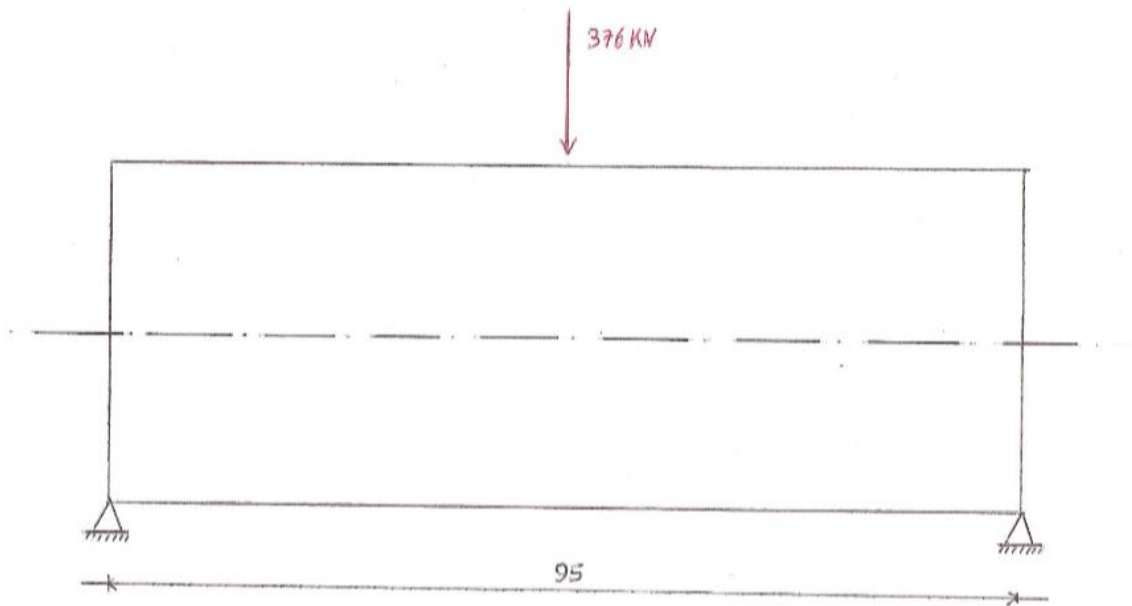


Figura 113-Solicitações no veio de ligação das patas às rótulas da flange

Uma vez que a carga está aplicada a meio do veio, a tensão devido ao esforço transversal deste veio com um coeficiente de segurança de 2 será:

$$\text{esforço transversal} = \frac{376}{2} = 188 \text{ kN}$$

$$\tau = 2 \times \frac{4}{3} \times \frac{188 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,07^2}{4}} = 130,27 \text{ MPa}$$

E o esforço fletor com um coeficiente de segurança de 2 será de:

$$\text{momento fletor máx.} = \frac{376 \times 0,095}{4} = 8,93 \text{ kN.m}$$

$$\sigma = 2 \times \frac{8,93 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,07^3}{32}} = 530,38 \text{ MPa}$$

A tensão equivalente será então:

$$\sigma = \sqrt{530,38^2 + 3 \times 130,27^2} = 576,38 \text{ MPa}$$

Como a tensão de cedência do 42CrMo4 para um diâmetro de 70 milímetros é de 650 MPa verifica a segurança.

O apoio da chumaceira do lado oposto do redutor será realizado com uma peça constituída por chapas soldadas de 20 milímetros de espessura e bases de chapa de 30 milímetros de espessura, este elemento irá permitir ajustar a altura do apoio do tambor em relação aos apoios da flange no carro lateral do lado do redutor. A ligação deste elemento à chumaceira será realizada por dois parafusos M30.



Figura 114-Apoio da chumaceira do apoio do lado oposto do redutor

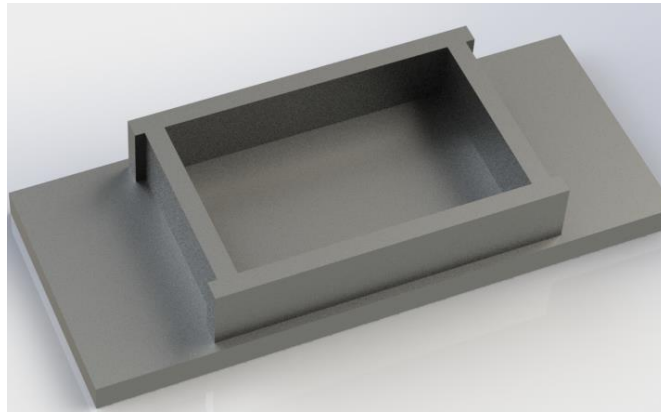


Figura 115-Corte no apoio da chumaceira do apoio do lado oposto do redutor

A área do conjunto de chapas é de 22000 milímetro quadrados e a carga sobre a chumaceira com o peso próprio da chumaceira é de 264,47 KN. As tensões com um coeficiente de segurança de 2 neste elemento serão:

$$\sigma = 2 \times \frac{264,47 \times 10^3}{0,022} = 24,04 \text{ MPa} < 345 \text{ MPa}$$

13.2 LIGAÇÃO DA TRAVESSA AO CARRO LATERAL

Finalmente os apoios da travessa no carro lateral serão realizados pelos elementos representados na imagem seguinte.

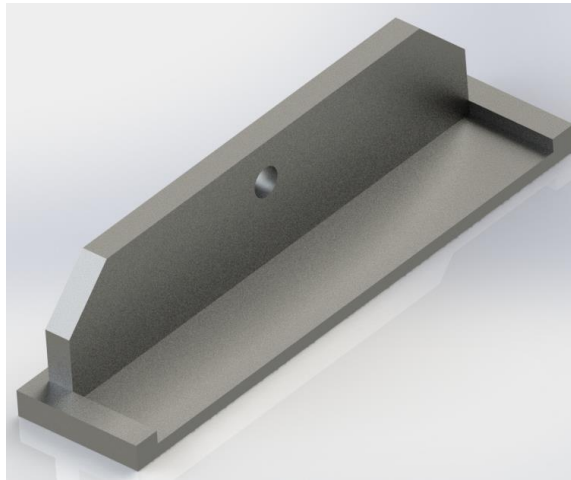


Figura 116-Apoio da travessa

Apesar de não estarem previstos gradientes térmicos neste projeto estes elementos permitem dilatações térmicas da travessa e possuem uma área de contacto com a travessa de 19000 milímetros quadrados numa chapa de 10 milímetros de espessura em cada apoio. As tensões no apoio da travessa com um coeficiente de segurança de 2 serão:

$$\sigma = 2 \times \frac{1415 \times 10^3}{0,019} = 150 \text{ MPa} < 355 \text{ MPa}$$

14 ACOPLAMENTOS

Uma vez que irá existir um movimento relativo entre o motor e o redutor planetário, pois o motor estará fixo ao carro lateral e o redutor planetário encontra-se fixo ao tambor podendo rodar pelas rótulas, será necessário utilizar um método de acoplamento dos veios destes dois componentes que permita compensar este movimento e também colocar um freio de segurança entre eles. Este deslocamento relativo será originado principalmente pela rotação da extremidade do tambor e pela diferença da flexa do carro lateral no local de apoio da flange e do motor. Uma vez que este deslocamento relativo é de uma ordem de grandeza abaixo das décimas de milímetro, a solução encontrada utilizará acoplamentos compensadores de deslocamentos e de rotações. Existem vários fornecedores deste tipo de acoplamentos tais como SKF, Jaure, Malmedie ou a KTR.

Estes acoplamentos também poderão possuir discos ou tambores para serem utilizados em freios, existindo mesmo algumas empresas de freios como a Pintsch Bubenzer que possuem estes acoplamentos.

Os acoplamentos utilizados neste projeto serão os da fornecedora KTR. A solução passará por ligar dois acoplamentos através de um veio; um do tipo elástico para ligar ao motor e um do tipo de engrenagens para ligar o veio ao redutor. Através do site e do catálogo do fornecedor foi selecionado o acoplamento *Rotex* tamanho 90 equipado com um tambor ou disco para utilizar num freio e o acoplamento *GEARex* tamanho 15 para ligar o eixo ao redutor. No entanto, a solução ideal seria substituir o acoplamento *Rotex* por um acoplamento do fornecedor do freio.

O aço utilizado no veio que ligará os acoplamentos será o aço 42CrMo4 pois este é o aço também utilizado pelo fornecedor para os acoplamentos para longas distâncias. O diâmetro do veio será igual ao diâmetro do eixo de entrada do redutor, 60 milímetros, e o momento torsor no veio em trabalho, sem que seja acionado qualquer tipo de frenagem, será igual ao binário de saída do motor, 707 N.m. As tensões no veio em trabalho serão:

$$\tau = \frac{707}{\frac{\pi \times 0,06^3}{16}} = 16,67 \text{ MPa} < \frac{650}{\sqrt{3}} \text{ MPa}$$

É possível, assim, verificar que mesmo para binários e frenagem muito maiores que o valor do binário de trabalho do motor é sempre possível obter um elevado coeficiente de segurança no veio. O resultado deste sistema de acoplamento será como exemplificado na imagem seguinte.

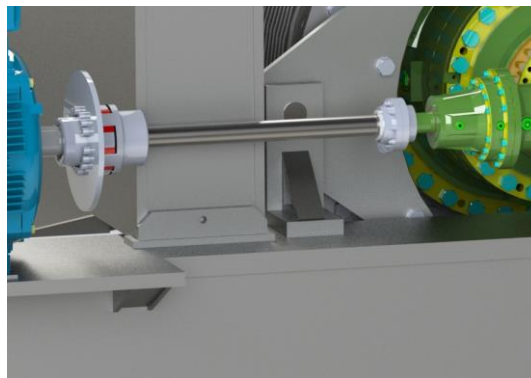


Figura 117-Exemplo do acoplamento do motor e redutor planetário

15 MOTOR E REDUTOR DE TRANSLAÇÃO

A seleção do motor e redutor de translação foi realizada segundo o exemplo do catálogo da *SEW-Eurodrive*.

Para o cálculo das forças resistentes ao movimento será necessário ter em consideração três forças:

- Força devido à resistência ao rolamento;
- Força devido ao atrito por parte dos rolamentos nos manais de apoio;
- Resistência devido ao atrito de deslizamento por contacto na face lateral roda/carril que assegura o guiamento.

A força de resistência ao rolamento deve-se à deformação das superfícies de contacto dos apoios. O estudo desta força admite que a roda permanecerá indeformável e que existirá uma deformação da superfície de apoio. A figura seguinte demonstra como se poderá calcular esta força F_r .

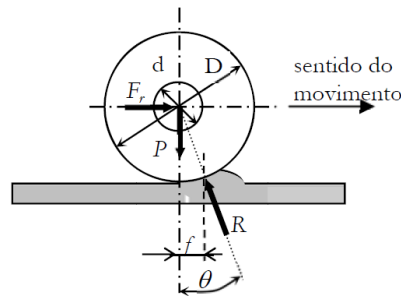


Figura 118-Força devido à resistência do rolamento

$$\begin{cases} F_r - R \cdot \sin \theta = 0 \\ R \cdot \cos \theta - P = 0 \end{cases} \text{ logo } F_r = P \cdot \tan \theta$$

Geometricamente, pela figura anterior, retira-se que:

$$\tan \theta = \frac{f}{\left(\frac{D}{2}\right)}$$

Assim:

$$F_r = P \cdot \frac{2 \cdot f}{D}$$

A força devido ao atrito por parte dos rolamentos nos mancais de apoio trata-se de um momento resistente ao movimento de rotação entre o mancal e o veio.

Como mostra a figura seguinte esse momento será dado por:

$$M_t = P \cdot \mu_L \cdot \frac{d}{2}$$

μ_L -Coeficiente de atrito nos mancais dos rolamentos de apoio

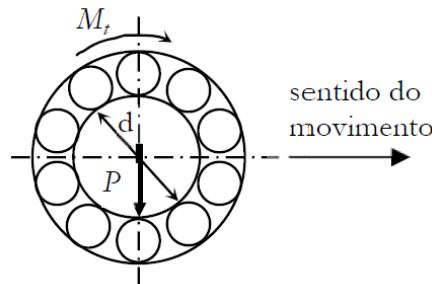


Figura 119-Momento devido ao atrito nos mancais de apoio

A força para vencer o momento resistente anterior na roda será:

$$F_a = \frac{M_T}{\frac{D}{2}} = \frac{2}{D} \cdot P \cdot \mu_L \cdot \frac{d}{2}$$

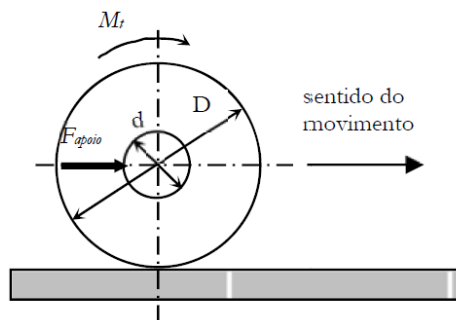


Figura 120-Força para vencer o momento de atrito nos mancais de apoio

E, por fim, a força de resistência devido ao atrito de deslizamento por contacto na face lateral roda/carril, que assegura o guiamento, será devido às asperezas das superfícies em contacto será:

$$F_d = P \cdot c$$

c -Coeficiente de atrito devido às asperezas

A equação final encontrada no catálogo *SEW-Eurodrive* será dada pelo somatório de todas estas forças e será:

$$F_{roda} = F_r + F_a + F_d = P \cdot \left[\frac{2}{D} \cdot \left(\mu_L \cdot \frac{d}{2} + f \right) + c \right]$$

O peso do sistema de elevação de carga em vazio será cerca de 36 toneladas e do sistema de elevação de carga com a carga nominal irá ser cerca de 356 toneladas. A velocidade de translação será de 10 metros por minuto, correspondente a 0,17 metros por segundo, o diâmetro da roda será de 630 milímetros e o diâmetro do veio da roda de 110 milímetros. O coeficiente de atrito da face lateral da roda/carril para rodas com mancal de rolamento é dado no catálogo $c = 0,003$. Para o coeficiente de atrito nos mancais de rolamentos de apoio para rolamentos é dado no catálogo $\mu_L = 0,005$. Não foi encontrado o coeficiente de resistência ao rolamento ou braço de alavanca para a combinação aço/ferro fundido, no entanto como para aço/aço o valor é de $f = 0,5$ milímetros e para o ferro/ferro o valor é $f = 0,51$ milímetros foi utilizado o valor de 0,5 milímetros.

A força resistente em carga será de:

$$F_{roda} = 356 \times 10^3 \times 9,81 \times \left[\frac{2}{630} \times \left(0,005 \times \frac{110}{2} + 0,5 \right) + 0,003 \right] = 19069,4 \text{ N}$$

A força resistente em vazio será de:

$$F_{roda} = 36 \times 9,81 \times \left[\frac{2}{630} \times \left(0,005 \times \frac{110}{2} + 0,5 \right) + 0,003 \right] = 1928,4 \text{ N}$$

A potência no motor será dada por:

$$P = P_{dinâmica} + P_{estática} = \frac{\text{massa} \times \text{aceleração} \times \text{velocidade}}{\text{rendimento}} + \frac{F_{roda} \times \text{velocidade}}{\text{rendimento}}$$

Como o rendimento ainda não é conhecido o catálogo aconselha a usar 94% para um redutor de três estágios já que velocidade de rotação de saída é muito baixa.

O tempo de aceleração do carro guincho deve andar na ordem dos três ou quatro segundos, utilizando um tempo médio de três segundos e meio a aceleração deverá ser de:

$$\text{aceleração} = \frac{0,17}{3,5} = 0,0486 \text{ m/s}^2$$

A potência em carga será de:

$$P = \frac{375 \times 10^3 \times 0,0486 \times 0,17}{0,94} + \frac{19069,4 \times 0,17}{0,94} = 6,74 \text{ KW}$$

A potência em vazio será de:

$$P = \frac{35 \times 10^3 \times 0,0486 \times 0,17}{0,94} + \frac{1928,4 \times 0,17}{0,94} = 0,66 \text{ KW}$$

Como o binário de arranque de um motor é duas vezes o binário nominal do motor e serão utilizados dois motores serão utilizados dois motores de 3 KW cada. Uma vez que, os motores de alta rotação possuem uma relação entre a massa de inercia do motor e a massa de inercia exterior, necessitam de mais energia para acelerar o motor até altas rotações possuirão também um arranque mais suave, visto isto será utilizado um motor de 2 polos, ou seja 1500 rotações por minuto.

O motor selecionado será o motor “DRE 100LC 4” equipado com freio do catálogo “DRE Geramotors (IE2)” do fornecedor SEW. O momento de inércia do conjunto será de $0,1856 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Com este motor a aceleração final em carga obtida será de 0,05 metros por segundo quadrado num tempo de cerca de 3,4 segundos.

Selecionado o motor procedeu-se ao dimensionamento do redutor. A velocidade de rotação das rodas será de 5 rotações por minuto assim a redução necessária será de:

$$i = \frac{1455}{5} = 291$$

O fator de serviço para esta aplicação será definido em função do tempo de funcionamento diário, frequência de arranques e fator de aceleração de massas.

Será considerado um sistema para um funcionamento de oito horas por dia e apenas de um arranque por hora. O fator de aceleração de massas é dado por:

$$f_a = \frac{\text{momentos de inércia externos}}{\text{momentos de inércia do lado do motor}} = \frac{\frac{375 \times 10^3}{0,94} \times \left(\frac{0,17}{\frac{2\pi \times 1455}{60}} \right)^2}{2 \times (0,01856)} = 13,38$$

Segundo o catálogo a classificação de carga é:

Classificação de carga

- I uniforme, fator de aceleração de massa admissível $\leq 0,2$
- II irregular, fator de aceleração de massa admissível ≤ 3
- III altamente irregular, fator de aceleração de massa admissível ≤ 10

De forma a diminuir o fator de aceleração será possível colocar um ventilador pesado no motor de forma a utilizar a classificação de carga III.

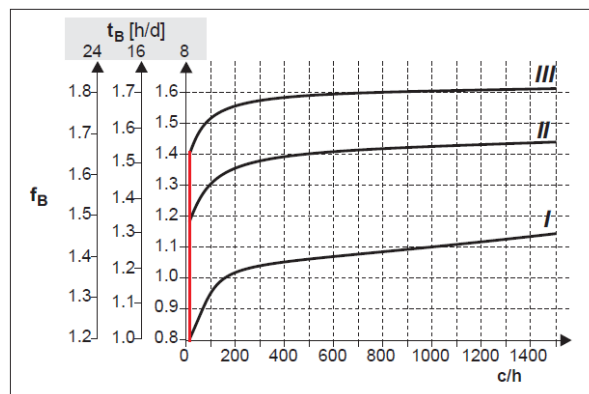


Figura 121-Fator de serviço requerido segundo a classificação das cargas segundo a SEW

Do gráfico anterior retira-se o fator de serviço mínimo requerido, é de 1,4.

O redutor deverá ser capaz de suportar um binário de saída de:

$$M_a = \frac{P_N \times 9550}{n_{saída}} = \frac{3 \times 9550}{5} = 5730 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Serão utilizados dois redutores K107R77 em cada motor de translação, cujas características se encontram na tabela abaixo.

Tabela 12- Características do redutor de translação da SEW selecionado

Fator de serviço	Razão de redução (para 1400 rpm)	Binário nominal	Binário de saída com o motor DRE 100LC 4	Rendimento
1,55	286:1	8000 N.m	5190 N.m	95%

Nesta fase do projeto ainda não foi criado um sistema para suportar os motores e redutores aos carros laterais, nem o sistema para realizar o braço de reação do redutor nos carros laterais.

16 BLOCO DE GANCHO

Durante todo o projeto considerou-se que o peso próprio do bloco de gancho seria de 5,4 toneladas. No entanto, foi também dimensionado um bloco de gancho diferente do que se pensava utilizar inicialmente.

O tamanho do gancho utilizado foi dimensionado segundo a norma DIN 15 400 e foi utilizado para este gancho o aço 34CrNiMo8, assim o tamanho de gancho será o 63.

CLASSE M P S T V	Groupe de mécanisme										CLASSE M P S T V	DIN 17102 & DIN 17103				
	M3 / 18m	M4 / 1Am	M3 / 18m M4 / 1Am	M3 / 18m M4 / 1Am M5 / 2m	M3 / 18m M4 / 1Am M5 / 2m M6 / 3m	M4 / 1Am M5 / 2m M6 / 3m M7 / 4m	M5 / 2m M6 / 3m M7 / 4m	M6 / 3m M7 / 4m M8 / 5m	M7 / 4m M8 / 5m	M8 / 5m		M	P	S	T	V
CROC N°	Charge en kg										CROC N°	Classe de résistance				
006	320	250	200	160	125	100					006					
010	500	400	320	250	200	160	125	100			010					
012	630	500	400	320	250	200	160	125	100		012					
020	1 000	800	630	500	400	320	250	200	160	125	020					
025	1 250	1 000	800	630	500	400	320	250	200	160	025					
04	2 000	1 500	1 250	1 000	800	630	500	400	320	250	04					
05	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630	500	400	320	05					
08	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630	500	08					
01	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	800	630	01					
1,6	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	1 250	1 000	1,6					
2,5	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500	2 000	1 600	2,5					
4	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	2 500	4					
5	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	3 200	5					
6	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	4 000	6					
8	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	5 000	8					
10	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	6 300	10					
12	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	8 000	12					
16	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	10 000	16					
20	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	12 500	20					
25	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	16 000	25					
32	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	20 000	32					
40	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	25 000	40					
50	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	32 000	50					
63	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	40 000	63					
80	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	50 000	80					
100	500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	63 000	100					
125		500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	80 000	125					
160			500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	100 000	160					
200				500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	125 000	200					
250					500 000	400 000	320 000	250 000	200 000	160 000	250					

Figura 122-Tamanho do bloco de gancho segundo a DIN 15 400

A travessa do bloco de gancho será selecionada conforme o tamanho do gancho segundo a DIN 15 412 parte 2, assim como a porca do gancho segundo a DIN 15 413. O dimensionamento da travessa também irá definir a espessura das almas da travessa, 50 milímetros.

O rolamento utilizado será encontrado no fornecedor Schaeffler e será o rolamento axial de esferas 51248-MP, cuja capacidade de carga estática é de 1840 KN.

Os rolamentos das roldanas serão os mesmos da travessa, SLO4160-PP da Schaeffler, assim como as próprias roldanas. As travincas utilizadas também serão selecionadas consoante a DIN 15 058 e serão as mesmas da travessa.

Como os rolamentos das roldanas são os mesmos da travessa, o diâmetro do veio do bloco de gancho será forçosamente do diâmetro do veio da travessa, 160 milímetros, por outro lado devido à existência da travessa do bloco de gancho o comprimento deste veio será maior que o da travessa, 432 milímetros. As solicitações nos veios do bloco de gancho estão representadas na figura seguinte.

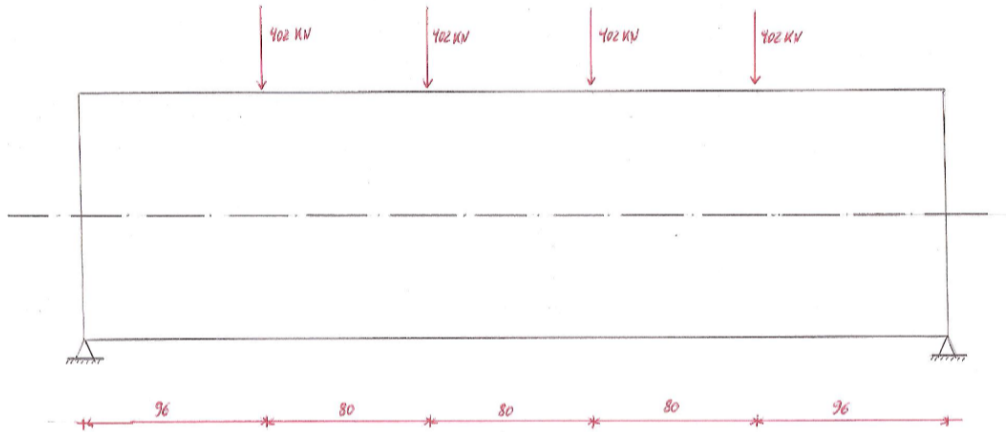


Figura 123-Esquema das solicitações nos veios do bloco de gancho

As solicitações verticais e respectivos diagramas serão:

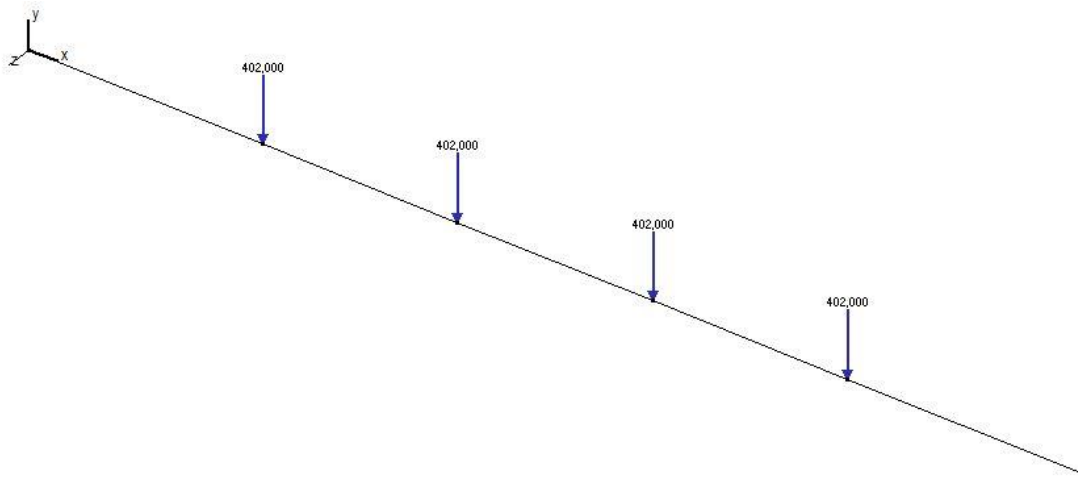


Figura 124-Solicitações nos veios do bloco de gancho

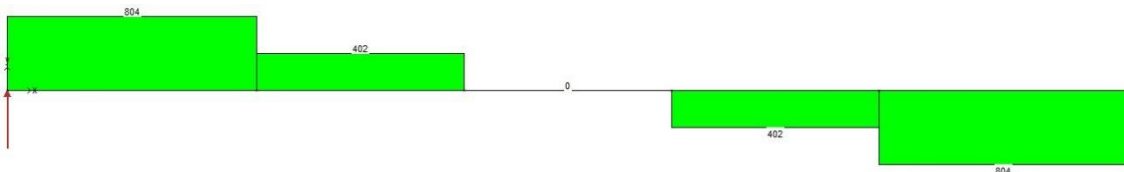


Figura 125-Diagrama de esforços transversos nos veios do bloco de gancho

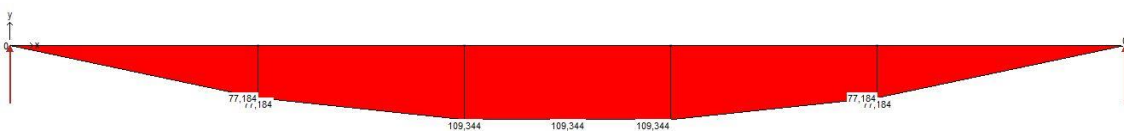


Figura 126--Diagrama de momentos fletores nos veios do bloco de gancho

Na zona do veio das roldanas mais solicitada a tensão devido ao esforço fletor e a tensão de corte com um coeficiente de segurança de 2 serão:

$$\sigma = 2 \times \frac{109,34 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,160^3}{32}} = 543,81 \text{ MPa}$$

$$\tau = 2 \times \frac{4}{3} \times \frac{402 \times 10^3}{\frac{\pi \times 0,160^2}{4}} = 53,32 \text{ MPa}$$

A combinação de flexão e corte será dado por:

$$\sqrt{543,81^2 + 3 \times 53,32^2} = 551,60 \text{ MPa}$$

O material utilizado para os veios da travessa será o aço ligado 42CrMo4 cuja tenção de cedência para o diâmetro de 160 milímetros é 460 MPa, no entanto, como esta tensão é superior à tensão admissível do aço utilizado na travessa será utilizado um aço ligado diferente, o 34CrNiMo6 cuja tensão de cedência para o diâmetro de 160 milímetros é 600 MPa.

O aspeto final do bloco de gancho encontra-se na figura seguinte:

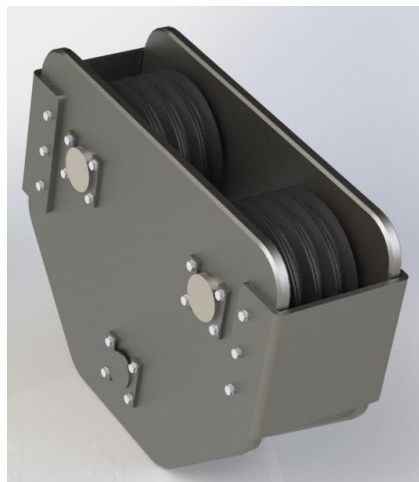


Figura 127-Aspeto final do bloco de gancho

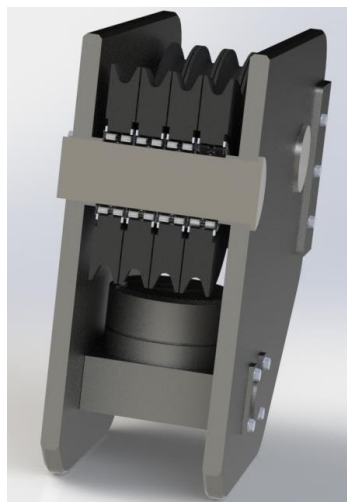


Figura 128-Corte no bloco de gancho

17 OUTROS EQUIPAMENTOS

Existem outros equipamentos que não foram selecionados nesta fase e que são de uma grande importância num equipamento deste tipo. Exemplos desses equipamentos serão:

- Freio de serviço fora do motor;
- Limitador de altura do bloco de gancho;
- Limitador de carga do sistema;
- Sistema de ventilação do redutor planetário.

A razão pela qual seriam utilizados dois freios, um no motor de emergência e um fora do motor de serviço, seria que o freio do motor apenas seria acionado em caso de falha de energia no motor de elevação; assim este ficaria apenas dependente do bom funcionamento do motor e não de outros fatores que obrigariam a parar o sistema de forma instantânea. Outra razão é que, caso existe-se uma falha de energia ou a necessidade de substituir o motor seria necessário de alguma forma descer a carga; como os freios exteriores de disco ou de tambor são equipados com manivelas que permitem libertar o freio de forma controlada e assim descer a carga.

Foram contactadas as empresas Sibre, Stromag e Pintsch Bubenzer que fornecem este tipo de freios para ficar com uma ideia de como fazer uma seleção deste equipamento, no entanto, estas empresas preferem fazer o dimensionamento por elas mesmas dos seus equipamentos daí não ter sido selecionado neste projeto o freio de serviço.

Para limitar a altura do bloco de gancho poderia ser utilizado um *incoder* no próprio motor ou ser colocado um conta voltas no veio do tambor que se encontra no lado oposto do redutor planetário. Como alternativa a estas soluções, poderia ser utilizado um batente com uma betoneira na altura máxima do bloco de gancho que, quando atuado forneceria o sinal de que este se encontra na altura máxima.

A solução para o limitador de carga passaria por utilizar um extensómetro na travessa. Finalmente, para a seleção do ventilador do redutor planetário seria necessário consultar o fornecedor do equipamento para saber as condições de caudal e velocidade de ar para garantir as condições ótimas de refrigeração do redutor. Este tipo de equipamentos poderá ser encontrado em fornecedores como a KTR.

18 SOLDADURAS

Nesta fase do projeto não foram dimensionadas as soldaduras, no entanto neste tipo de equipamentos o mais usual é a utilização de soldaduras penetração total. Apesar de não ter sido verificado em todos os componentes que necessitam de ligação pelo processo de soldadura, admite-se que um cordão de penetração total em qualquer ligação das chapas utilizadas é suficiente para obter um coeficiente de segurança muito razoável.

Como exemplo, poderá utilizar-se a soldadura do tubo onde será maquinado o cubo do veio do redutor planetário ao postigo exterior, postigo que liga ao tambor. Será utilizada esta soldadura pois é teoricamente o local onde se irá encontrar a soldadura mais solicitada.

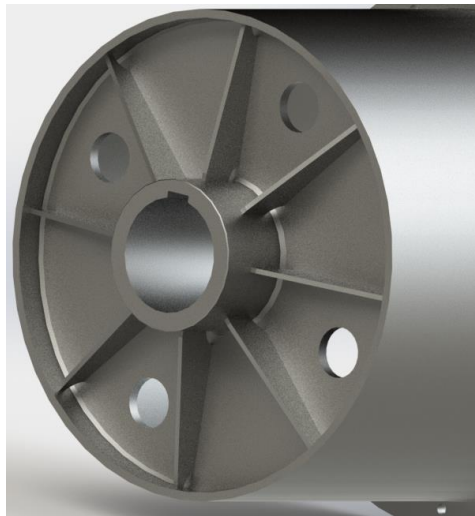


Figura 129-Soldadura do tubo onde será maquinado o cubo do veio do redutor planetário ao postigo exterior

Este elemento apenas estará sujeito ao momento torsor do veio de saída do redutor que será de 359,30 KN.m. Serão utilizados dois cordões de soldadura, um de cada lado, e o diâmetro da soldadura será igual ao diâmetro exterior do tubo, 450 milímetros. A força que irá atuar neste cordão será dada por.

$$F_{\text{cordão de soldadura}} = \frac{\text{Binário de saída do redutor}}{\text{Distância do centro do cubo ao cordão de soldadura}}$$

$$F_{\text{cordão de soldadura}} = \frac{359,30}{0,225} = 1596,89 \text{ KN}$$

A altura de garganta mínima de garganta poderá ser obtida dividindo a força que atua neste cordão de soldadura por duas vezes o perímetro do cordão e igualando o valor à tensão de cedência do aço S355, no entanto, a tensão de cedência da soldadura deverá ser superior à do aço a soldar.

$$\frac{1596,89 \times 10^3}{2 \times \pi \times 0,450 \times t_{\text{garganta}}} = 355 \times 10^6 \Rightarrow t_{\text{garganta}} > 1,59 \text{ mm}$$

Neste caso, a espessura da chapa onde será soldado o tubo é de 35 milímetros permitindo assim uma soldadura de penetração total muito superior à necessária. Com este exemplo simples é possível verificar que a utilização de soldaduras de penetração total em todo o projeto permite um nível de segurança muito aceitável sem que sejam necessárias muitas mais verificações.

São, finalmente, apresentadas figuras do resultado final do carro guincho até esta fase do projeto.

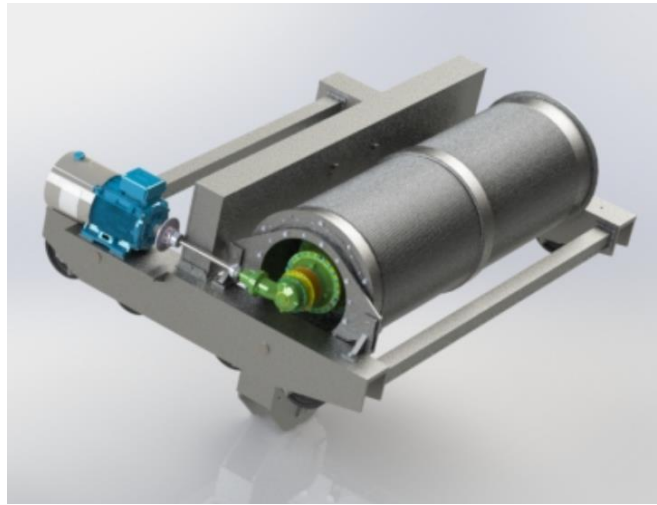


Figura 130-Vista do carro guincho



Figura 131-Vista frontal do carro guincho

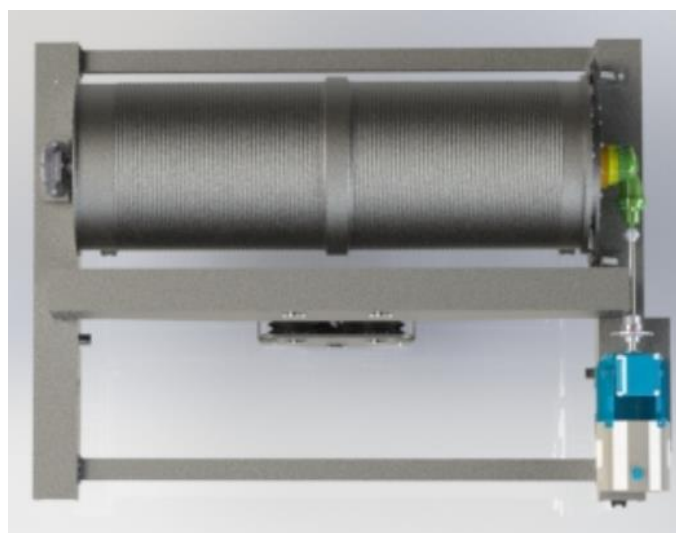


Figura 132-Vista de topo do carro guincho

19 CONCLUSÃO

Neste projeto, após dadas as primeiras orientações sobre os requisitos de um sistema de elevação de cargas, foi realizada uma parte do processo de desenvolvimento do sistema. Este não foi um projeto de solução direta, pois durante todo o processo foram pensadas diferentes soluções para colocar o redutor planetário no tambor e para fazer a frenagem do sistema, foram procurados fornecedores dos equipamentos necessários e pensadas diferentes soluções técnicas através dos diferentes equipamentos disponibilizados pelos fornecedores.

Durante a realização do projeto, também foi possível ver e compreender o modo de funcionamento de vários carros guinchos presentes na empresa assim como dos seus componentes, tais como as rodas ou redutores planetários presentes na empresa. Durante este estágio na empresa também foi possível ver e aprender acerca do processo de construção de torres eólicas e processos de soldadura utilizados.

Apesar de não ter sido possível avançar muito mais neste projeto, este foi importante como um primeiro contacto com o trabalho de um engenheiro mecânico, para consolidar alguns conhecimentos de Órgãos de Máquinas e de Resistência do Materiais, nomeadamente, do seu cálculo e estudar novas normas e soluções tecnológicas diferentes das estudadas até ao início deste estágio.

20 BIBLIOGRAFIA

1. Carkipedia, “Planetary Gear”;
http://www.carkipedia.com/automatic_transmissions_and_transaxles/planetary_gear_s.php; Acedido a 01/06/16
2. Schoolworkhelper; “Planetary Gears: Sun & Simpson Gears”;
<http://schoolworkhelper.net/planetary-gears-sun-simpson-gears/>; Acedido a 02/06/16
3. Scribd; “Planetary Gear System”; <https://pt.scribd.com/doc/18996146/Planetary-Gear-System>; Acedido a 01/02/16
4. CEN/TS 13001-3-2:2008 (E)- Cranes. General design. Limit states and proof of competence of wire ropes in reeving systems;
5. F.E.M. Fédération Européenne De La Manutention: Rules for Design of Hoisting Appliances, 1998, 3^o Edition;
6. Ernst, Hellmut (1972) “Aparatos de Elevacion y Transporte - Vol. I e II, 1972”;
7. Nassar, Wilson Roberto (s/ data); “Máquinas de Elevação e Transportes”; Universidade de Santa Cecília
8. Juvinall, Robert C.; Marshek, Kurt M. (2012); “Fundamentals of Machine Component Design”; 5^a Edição
9. Budynas, Richard G.; Nisbett, Keith (2011); “Shigley’s Mechanical Engineering Design”; 9^a Edição
10. Almacinha, J. A.; Morais, J. S. (2014) Desenho de Construção Mecânica
11. SEW-Eurodrive (2007); “Seleção de acionamentos métodos de cálculo e exemplos, volume 1”
12. Quintas, Manuel Rodrigues; Abreu, Paulo (2015); “Apontamentos de Sistemas Eletromecânicos: Exercícios motores elétricos”
13. Diversas normas apresentadas ao longo do relatório