

Projetos de Melhoria das Secções de Inspeção Final e de Manutenção de Moldes no Departamento de Produção de Pneus Agrícolas

Maria Inês da Rocha Barros

Dissertação de Mestrado

Orientadores na FEUP:

Professor José Luís Soares Esteves

Professor Paulo Manuel Salgado Tavares de Castro

Orientador na Empresa:

Eng. José Conde Martin De la Vega



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Julho de 2018

*“I think it’s very important to have a feedback loop,
where you are constantly thinking about what you’ve done
and how you could be doing it better.”*

Elon Musk

Resumo

A presente dissertação apresenta um conjunto de projetos que foram desenvolvidos ao longo do estágio curricular na empresa Continental Mabor nas secções de Inspeção Final e Manutenção de Moldes do departamento de produção de pneus agrícolas.

Na secção de Inspeção Final realizou-se uma análise ao *layout* e aos fluxos de pneus através do registo de vários diagramas esparguete e da medição do tempo decorrido em cada uma das etapas da presente secção. Através desta análise concluiu-se que o fluxo se encontrava bastante desorganizado na região próxima da máquina de Inspeção Visual, situação essa que podia levar a uma incorreta validação dos pneus. Assim, algumas alternativas ao presente *layout* são apresentadas. Nestas, criou-se uma zona exclusiva para o *Grader* por forma a este realizar, nas devidas condições, a validação dos pneus agrícolas. Tal foi conseguido com a adaptação de um suporte de elevação de pneus agrícolas. Este suporte tem sido utilizado pelos *Graders* com excelentes condições de inspeção; contudo, a introdução de pneus tem ainda de ser feita de forma manual por recurso a um empilhador. Durante esta análise, também foi identificada a necessidade de aumentar a capacidade de Inspeção Visual máxima. Para tal, é proposta uma reformulação do ciclo de inspeção atualmente programado na máquina de Inspeção Visual. Os principais objetivos desta reformulação foram: reduzir o tempo de Inspeção Visual, garantir que a máquina definia, de forma automática, os parâmetros do programa a partir da identificação do modelo a ser inspecionado e uniformizar a forma como os operadores atualmente fazem a inspeção do pneu com a programação da máquina utilizada para esse fim. Esta reformulação encontra-se atualmente a ser implementada na nova máquina de Inspeção Visual adquirida pela Continental, evidenciando bons resultados no que toca à redução do tempo de ciclo de inspeção.

Também para a secção de Inspeção Final dos pneus agrícolas foi produzida uma nova jante para a realização do teste de uniformidade na máquina de *Radial Run-Out* para os pneus de jante de 32 polegadas. Para tal, alguns procedimentos da Engenharia Inversa foram aplicados por forma a inferir a geometria das jantes já existentes através da modelação 3D das mesmas. As jantes produzidas foram usadas com sucesso na máquina em questão, sendo que os resultados da modelação 3D poderão ser usados, no futuro, para a produção de um manual interno da Continental com indicações para a produção de futuras jantes para a máquina de *Radial Run-Out*.

Por último, e já referente à secção de Manutenção de Moldes, realizou-se o projeto de um dispositivo para a limpeza dos *minivents* dos moldes utilizados na vulcanização dos pneus agrícolas. Os principais componentes do dispositivo em questão foram dimensionados ou selecionados a partir dos catálogos fornecidos pelos fabricantes. Contudo, ainda faltam concluir algumas etapas até à sua instalação na empresa, mais concretamente relacionadas com o desenho dos diferentes componentes a produzir, a discussão com os diferentes fornecedores dos componentes envolvidos e avaliar a possibilidade de se recorrer a um acionamento totalmente hidráulico para a rotação do rolo central e para a inclinação da placa de encosto do molde em relação ao chão.

Improvement projects for the Final Inspection and Mold Maintenance sections of the agricultural tire production department

Abstract

The present thesis reports a series of projects developed during a curricular internship at Continental Mabor in the Final Inspection and Mold Maintenance sections of the agricultural tire production facilities.

In the Final Inspection section, the layout and the flow of the different tires were studied through the construction of different spaghetti diagrams and time recording of the various evaluation phases of the tire. It was concluded that the flow was very disorganized in the area near the Inspection Stand, leading to possible misvaluation of the tires. Because of that, some alternatives for a new layout of this section were presented. In these alternatives, it was developed a new section for the *Grader* to do the validation of the tires. To give the *Grader* the best conditions to do this evaluation, an adaptation of an existing tire lifter was done. This lifter is currently being used by the *Graders* with excellent inspection conditions but with the loading of the tires currently being done manually with the help of the fork lift. During the analysis of this section, it was also identified the need to increase the maximum tire Visual Inspection rate. To do that, a reformulation of the Visual Inspection cycle currently programmed in the Inspection Stand was formulated. The main objectives of this reformulation were: to reduce the time of the Visual Inspection cycle, to make the machine automatically select the program variables based on the tire model and to uniformize the way the operators currently inspect the tire with the machine programmed cycle. This reformulation is currently being tested on the new Inspection Stand bought by Continental for the agricultural tire department, showing great results in terms of cycle time reduction.

For the Final Inspection section it was also produced a new rim to test tires of the R32 model in the Radial Run-Out Tester. To do that, some Reverse Engineering procedures were applied to infer the geometry of the existing rims through 3D modeling. The rims produced were successfully used in the Radial Run-Out Tester and the results from the 3D modelling of the existing rims can be used, in the future, to write a manual about the production of future rims for the same machine with different rim diameters.

At last, in the Mold Maintenance section, a device to help to clean the *minivents* of the molds used in the curing of the agricultural tires was developed. The main components of this device were dimensioned or selected from the catalogues. However, a lot of work must be done before the installation of this device. The next steps are related to the drawing of the components for production, discussion with the different suppliers of those parts and some considerations about the possibility of having an all hydraulic system to do the rotation of the mold and the change of the angle between the mold and the floor.

Agradecimentos

Em primeiro lugar gostaria de agradecer à Continental Mabor, pela oportunidade concedida para a realização da minha dissertação de mestrado em ambiente empresarial ao abrigo da atribuição do prémio ContiStudentAward.

Aos meus orientadores na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, os professores Paulo Tavares de Castro e José Luís Esteves, por terem aceite a orientação deste projeto, por toda a disponibilidade demonstrada ao longo não só dos últimos 5 meses como também dos últimos 5 anos do meu percurso académico nesta instituição. Aproveito também para agradecer aos professores José Barros Basto, Ramiro Martins e Carlos Fernandes pelo apoio prestado para a presente dissertação.

Agradeço aos Engenheiros José Conde, Paulo Carneiro e Hélder Ribeiro do Departamento de Engenharia 8, por todo o apoio, orientação e paciência demonstrados ao longo da realização do presente estágio. Deixo também uma palavra de agradecimento a todos os operadores, *Graders*, supervisores, técnicos de manutenção e chefes de produção da secção de pneus agrícolas da Continental Mabor, assim como aos diversos colaboradores de outros departamentos desta empresa com quem tive o privilégio de contactar.

Aos meus colegas de estágio dos Departamentos de Engenharia 7 e 8: João Lopes, André Ferreira, João Pereira e Vasco Vasconcelos. Por toda a motivação e conselhos transmitidos ao longo dos últimos 5 meses e por tornarem este estágio numa excelente experiência em termos profissionais e pessoais.

Deixo um enorme agradecimento aos meus pais e irmão, por toda a paciência que tiveram comigo, por todos os momentos de motivação, por todos os conselhos mas principalmente por me transmitirem os valores indispensáveis para toda a minha vida. Por serem o meu exemplo e a minha referência, obrigada.

Ao Tiago, pelos desabafos, pelos conselhos mas principalmente pela amizade.

Por último, não posso deixar de agradecer a todos os meus colegas e professores com quem tive a oportunidade de contactar ao longo do meu percurso na Faculdade de Engenharia.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	A empresa: Continental Mabor – Indústria de Pneus S.A.	1
1.1.1	Grupo Continental.....	1
1.1.2	Continental em Portugal	1
1.1.3	O Projeto LousAGRO	2
1.2	Enquadramento do projeto.....	3
1.3	Objetivos do projeto	3
1.4	Estrutura da dissertação	4
2	O Projeto Mecânico.....	5
2.1	Metodologia de projeto mecânico – <i>Engineering Design Process</i>	5
2.1.1	Identificação da necessidade	6
2.1.2	Definição do problema.....	6
2.1.3	Recolha de informação pertinente.....	6
2.1.4	Geração de múltiplas soluções	6
2.1.5	Análise, otimização e seleção da solução.....	7
2.1.6	Avaliação e implementação.....	7
2.2	Dimensionamento de componentes.....	7
2.2.1	Critérios de rutura e Conceito de coeficiente de segurança	7
3	O pneu agrícola.....	9
3.1	Constituintes.....	9
3.2	Dimensões.....	12
3.3	Processo produtivo.....	13
3.3.1	Etapa 1: Misturação.....	13
3.3.2	Etapa 2: Preparação.....	14
3.3.3	Etapa 3: Construção	14
3.3.4	Etapa 4: Pintura	14
3.3.5	Etapa 5: Vulcanização	14
3.3.6	Etapa 6: Inspeção Final.....	14
3.4	Processo de industrialização.....	14
4	Descrição das secções de Manutenção de Moldes e de Inspeção Final	17
4.1	Secção de Manutenção de Moldes.....	17
4.2	Secção de Inspeção Final	17
4.2.1	Etapa 1 – Chegada dos pneus vindos da vulcanização	17
4.2.2	Etapa 2 – Posicionamento do pneu para Inspeção Visual.....	18
4.2.3	Etapa 3 – Realização da Inspeção Visual.....	18
4.2.4	Etapa 4 – Validação pelo <i>Grader</i>	19
4.2.5	Etapa 5 - Retocagem.....	20
4.2.6	Etapa 6 – Paletização dos pneus para a máquina de RRO.....	22
4.2.7	Etapa 7 – Teste de uniformidade <i>Radial Run-Out</i> (RRO).....	22
4.2.8	Etapa 8 – Saída da secção de Inspeção Final e Armazenamento	23
5	Estudo do <i>layout</i> da secção de Inspeção Final	25
5.1	Descrição do <i>layout</i> atual	25
5.1.1	<i>Layout</i> atual	25
5.1.2	Notas em relação ao <i>layout</i> futuro.....	26
5.2	Descrição dos fluxos de pneus observados na secção de Inspeção Final	26
5.2.1	Definição de Diagramas Esparguete.....	26
5.2.2	Aplicação dos diagramas esparguete para registo dos fluxos dos pneus	27

5.2.3	Vantagens e desvantagens do fluxo/ <i>layout</i> atual	30
5.3	Quantificação do fluxo e tempo de passagem na secção de Inspeção Final	30
5.3.1	<i>Layout</i> e produção atuais.....	31
5.4	Determinação da capacidade máxima de Inspeção Visual atual	34
5.4.1	Formas de aumentar o número de pneus inspecionados	35
5.5	Proposta de alteração do <i>layout</i> da secção de Inspeção Final.....	36
5.5.1	Proposta 1.....	37
5.5.2	Proposta 2.....	38
5.5.3	Proposta 3.....	38
5.5.4	Comparação das propostas e escolha da melhor opção	39
5.5.5	Alterações a realizar face ao <i>layout</i> atual.....	40
6	Proposta de Reformulação do Ciclo Programado de Inspeção Visual	41
6.1	Ciclo atualmente programado	41
6.2	Medição dos tempos de Inspeção Visual	43
6.3	Observações e análise dos resultados.....	45
6.4	Proposta de alteração do ciclo programado de Inspeção Visual	46
6.5	Previsões dos tempos de Inspeção Visual.....	47
6.6	Proposta de definição das velocidades em função das dimensões do pneu.....	49
6.6.1	Velocidades testadas com os operadores.....	49
6.6.2	Velocidade de inspeção do piso	49
6.6.3	Velocidade de inspeção da parede lateral e da camada interior.....	51
6.6.4	Velocidade de corte do <i>flash</i> do talão.....	53
6.7	Comentários finais	53
7	Adaptação de um Suporte de Pneus Agrícolas	55
7.1	Motivação e objetivos	55
7.2	Requisitos	55
7.3	Proposta de solução	56
7.3.1	Projeto de iluminação	56
7.3.2	Projeto dos componentes mecânicos	57
7.4	Implementação	61
8	Catálogo de Avarias da secção de Inspeção Final	63
8.1	Objetivo e motivação	63
8.2	Descrição da forma atual de introdução de avarias e análise das avarias referentes à secção de Inspeção Final.....	63
8.3	Classificação das avarias na secção de Inspeção Final proposta	65
9	Jante de 32 polegadas para a máquina de RRO	67
9.1	Motivação	67
9.2	Recolha bibliográfica	67
9.2.1	Equipamento associado à colocação da jante na máquina de RRO	67
9.2.2	Informações do manual da European Tyre and Rim Technical Organisation (ETRTO).....	69
9.2.3	Informações disponibilizadas pelo fornecedor.....	70
9.2.4	Informações disponibilizadas pelos responsáveis pelas máquinas de uniformidade do PLT	72
9.3	Procedimentos usados para a obtenção da geometria da peça.....	72
9.3.1	Primeira abordagem: medição direta de uma das jantes	72
9.3.2	Segunda abordagem: aplicação do conceito de Engenharia Inversa	73
9.4	Desenho da jante.....	78
9.5	Acompanhamento da chegada da jante.....	80
9.5.1	<i>Machine Tolerance Check</i> - MTC	81
10	Dispositivo para a realização da limpeza dos <i>minivents</i> dos moldes	83
10.1	Motivação	83
10.2	Requisitos	85
10.3	Dimensionamento e escolha dos componentes.....	86
10.3.1	Conceito inicial	87

10.3.2	Dimensionamento da placa	88
10.3.3	Seleção dos rodízios esféricos	89
10.3.4	Dimensionamento dos componentes associados ao rolo central	91
10.3.5	Seleção do motor.....	97
10.3.6	Seleção dos atuadores.....	114
10.3.7	Dimensionamento dos olhais e pinos de ligação	123
10.4	Modelo 3D do equipamento	132
11	Conclusões e perspectivas de trabalho futuro.....	133
	Referências	135
	ANEXO A: Comparação das geometrias da jante para a máquina de RRO.....	139
	ANEXO B: Cálculos relacionados com a seleção do motor do dispositivo de limpeza dos moldes	141
	ANEXO C: Dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentado reto usadas na transmissão do movimento no dispositivo de limpeza dos moldes	145
	Determinação da correção de dentado a aplicar nas engrenagens cilíndricas de dentado reto	145
	Parâmetros geométricos das engrenagens cilíndricas de dentado reto dimensionadas	146
	Determinação das potências transmitidas pelas engrenagens – segundo Henriot [56]	147
	Critério da Rutura.....	147
	Critério da Tensão Superficial	152
	Determinação das potências transmitidas pelas engrenagens – <i>software KissSoft</i>	155

Lista de Acrónimos

AGV – *Automated Guided Vehicle*
AI – *Amostras Iniciais*
CAD – *Computer-Aided Design*
CAM – *Computer-Aided Manufacturing*
CATIM – *Centro de Apoio Tecnológico à Indústria Metalomecânica*
ETO – *Experimental Tire Order*
ETRTO – *European Tyre and Rim Technical Organisation*
FEUP – *Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto*
HMI – *Human-Machine Interface*
LSHT – *Low Speed High Torque*
MIEM – *Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica*
MTC – *Machine Tolerance Check*
OTR – *Off the Road*
PLT – *Passenger and Light Tires*
RRO – *Radial Run-Out*
SA – *Sociedade Anónima*
SOP – *Start of Production*
TRM – *Tyre Retreading Machinery*

Significado de termos específicos

Buffer – Região de um *layout* onde ficam armazenados provisoriamente produtos vindos de etapas anteriores e que aguardam a passagem para uma etapa seguinte;

Flash – Nome atribuído aos excessos de borracha existentes no pneu após vulcanização;

Grader – Responsável por fazer a validação do pneu após Inspeção Visual;

Inspectomat – Denominação atribuída à máquina de Inspeção Visual dos pneus agrícolas;

LousAgro – Projeto de produção de pneus agrícolas nas instalações da Continental Mabor em Lousado, Portugal;

Mabor – Manufatura Nacional de Borracha S.A.;

Minivents – Furos de diâmetro muito reduzido existentes ao longo da cavidade interior do molde, que têm como objetivo evacuar o ar existente no interior do molde durante a vulcanização dos pneus agrícolas;

Pneu Retido – Pneu em que foram identificadas imperfeições que, segundo o Grader, não conseguem ser resolvidas na Retocagem, ficando a aguardar decisão da chefia;

Pneu Suspeito – Pneu que após inspeção visual é classificado pelos operadores como tendo imperfeições que o impedem de seguir para o teste de uniformidade;

Scrap – Pneu com imperfeições que o impede de ser comercializado;

Tip-Top – Procedimento de vulcanização de pequenas porções de borracha em regiões do pneu onde foi identificada alguma descontinuidade do material.

Lista de Símbolos

A

a – Entre-eixo
 a' - Entre-eixo após correção de dentado
 a_0 - Espessura dos olhais
 alt_{parede} – Altura da parede lateral do pneu
 $A_{pistão}$ - Área do pistão
 a_{rodesf} – Distância de referência para a disposição dos rodízios esféricos

B

b - Largura da roda considerada
 $b_{chaveta}$ – Largura da chaveta
 B - Distância entre as duas chapas que constituem o olhal
 $Basic\ length$ - Curso corrigido

C

C_0 - Capacidade de carga estática
 $C_{0,rodesf}$ – Capacidade de carga estática do rodízio esférico
 $Carga_{máxima/rolo}$ – Carga máxima suportada pelo rolo
 $Carga'_{máxima/rolo}$ – Nova carga máxima suportada pelo rolo
 C_r - Fator de relação
 CS – Coeficiente de segurança

D

d_1 – Diâmetro primitivo do pinhão
 D_1 - Diâmetro do corpo rolante
 $d_{atuador}$ - Distância segundo a horizontal entre o apoio O e o ponto de aplicação da força exercida pelo atuador
 $d_{conjunto\ rolo}$ - Distância segundo a horizontal entre o apoio O e o ponto de aplicação do peso do conjunto rolo
 d_{molde} – Distância segundo a horizontal entre o apoio O e o ponto de aplicação do peso do molde

d_{motor} - Distância segundo a horizontal entre o apoio O e o ponto de aplicação do peso do motorreductor

d_{pino} - Diâmetro do pino

d_{placa} - Distância segundo a horizontal entre o apoio O e o ponto de aplicação do peso da placa

d_v – Diâmetro do veio

E

E_i – Módulo de Young do material que constitui a roda i

F

f - Coeficiente de resistência ao rolamento
 $fator$ – Rácio entre a altura da parede lateral e a largura do piso
 f_s - Fator dos esforços estáticos
 F - Carga resultante aplicada ao rolamento
 F_a – Carga axial dos rolamentos
 $F_{a,max}$ - Carga axial máxima sobre o rolamento
 $F_{a,rolamento\ i}$ – Carga axial do rolamento i
 $F_{atuador}$ – Força exercida por cada atuador
 $F_{cilindro}$ - Força máxima a exercer pelo cilindro
 $F_{máximo,rodesf}$ – Carga máxima suportada pelos rodízios esféricos
 F_{olhal} - Módulo da força resultante aplicada em cada um dos olhais de ligação entre a placa e o chão
 F_r - Carga radial no rolamento
 $F_{r,rolamento\ i}$ - Carga radial no rolamento i
 $F_{rolamento\ i}$ – Carga total no rolamento i
 $F_{x,olhal}$ - Força horizontal atuante em cada um dos olhais de ligação entre a placa e o chão
 $F_{y,olhal}$ - Força vertical atuante em cada um dos olhais de ligação entre a placa e o chão

G

g – Aceleração gravítica

H

ha_i – Altura do dente da roda i

$h_{chaveta}$ – Altura da chaveta

h_{molde} - Altura do molde

I

i - Razão de transmissão

I_z - Momento de inércia da secção reta segundo o eixo z

J

$jante$ – Diâmetro da jante do pneu, em polegadas

J_{molde} - Momento de inércia do molde

J_{motor} - Momento de inércia do motor

J_{rolo} - Momento de inércia do rolo

K

k - Razão entre a largura da roda dentada e o respetivo módulo

k_{pino} - Razão entre o comprimento do pino L e a espessura dos olhais a_0

K_A - Fator de serviço

K_{Hl_i} - Fator de duração

K_M - Fator de montagem

K_V - Fator de velocidade

K_{bl_i} - Fator de duração da roda dentada i

L

l'_{rolo} – Comprimento final do rolo

l_1 – Largura do primeiro patamar da jante para a máquina de RRO

l_2 – Largura do segundo patamar da jante para a máquina de RRO

l_3 – Largura do terceiro patamar da jante para a máquina de RRO

l_4 - Largura do quarto patamar da jante para a máquina de RRO

l_5 - Largura do quinto patamar da jante para a máquina de RRO

l_6 - Largura do sexto patamar da jante para a máquina de RRO

$l_{chaveta}$ – Comprimento da chaveta

$l_{min,corte}$ – Comprimento da chaveta mínimo ao corte

$l_{min,esmag}$ – Comprimento da chaveta mínimo ao esmagamento

l_{rolo} – Comprimento inicial do rolo

L - Comprimento do pino entre os dois olhais

$Largura\ Total$ – Largura total da jante para a máquina de RRO

M

m - Módulo das engrenagens

$m_{(10.40)}$ – Módulo obtido na aplicação da equação (10.40)

$m_{(10.41)}$ - Módulo obtido na aplicação da equação (10.41)

$m_{molde,maior}$ – Massa do molde de maiores dimensões

m_{molde} - Massa do molde

m_{pino} - Razão entre o comprimento L e o diâmetro d do pino

m_{rolo} – Massa do rolo

m_t – Módulo aparente

$M_{f,A}$ - Momento fletor verificado na secção A

$M_{fletor,rolo}$ – Momento fletor na fixação do rolo

M_O – Momento no ponto O

M_r - Binário de rolamento

$M_{r,esfera}$ - Binário de rolamento por esfera

M_t – Momento transmitido pela engrenagem

$M_{t,chaveta}$ – Momento torsor aplicado à chaveta

N

n - Velocidade de rotação da roda dentada

n_i – Velocidade de rotação do componente i

$n_{molde,maior}$ - Velocidade de rotação do molde de maiores dimensões

n_{molde} – Velocidade do molde

n_{motor} – Velocidade do motor

n_{rolo} - Velocidade de rotação do rolo

$n_{saída}$ - Velocidade de rotação do veio do motorreductor

$net\ stroke$ - Curso efetivo

N – Carga normal aplicada sobre o rolo

N_0 - Carga normal

$N^o\ máximo\ pneus\ inspecionados_{por\ dia}$ –
Número máximo de pneus inspecionados por dia

$N^o\ máximo\ pneus\ inspecionados_{por\ turno}$ –
Número máximo de pneus inspecionados por turno

N_i – Número de ciclos de funcionamento do componente i

N_r - Potência dissipada por atrito de rolamento

N_{ri} - Potência dissipada por atrito de rolamento pelo conjunto de esferas no $\phi_{esfera,i}$

$N_{r,esferai}$ - Potência dissipada por atrito de rolamento por cada esfera no $\phi_{esfera,i}$

P

p – Pressão do óleo nas câmaras do cilindro hidráulico

$piso$ – Largura do piso

P - Potência transmitida pela engrenagem

P_0 – Carga estática equivalente

$P_{0,rolamento}$ - Carga normal aplicada ao rolamento

$P_{acel,molde}$ - Potência de aceleração do molde

$P_{acel,motor}$ - Potência de aceleração do motor

$P_{acel,rolo}$ - Potência de aceleração do rolo

$P_{est,molde-esferas}$ - Potência estática dissipada por atrito de rolamento entre o molde e as esferas dos rodízios

$P_{est,rolamentos}$ - Potência estática associada ao atrito existente nos rolamentos

$P_{est,rolo-molde}$ - Potência estática provocada pelo atrito de rolamento entre o molde e o rolo

$P_{i,rut}$ - Potência máxima transmitida pela roda dentada i segundo o critério da rutura

$P_{i,tsup}$ - Potência máxima transmitida pela roda dentada i segundo o critério da tensão superficial

P_u - Força a aplicar na periferia

$Peso_{conjunto\ rolo}$ – Peso do “conjunto rolo”

$Peso_{molde}$ – Peso do molde

$Peso_{motor}$ – Peso do motorreductor

$Peso_{placa}$ – Peso da placa

Q

Q - Caudal necessário para um atuador

R

r - Raio da secção circular

r_1 – Raio primitivo do pinhão

$r_{1,molde}$ - Raio interior do sólido tubular

$r_{2,molde}$ - Raio exterior do sólido tubular

r_{pino} - Raio do pino

r_{rolo} – Raio da secção reta do rolo

R - Raio exterior do olhal

$R1$ – Raio de concordância 1 da jante para a máquina de RRO

$R2$ - Raio de concordância 2 da jante para a máquina de RRO

$R3$ - Raio de concordância 3 da jante para a máquina de RRO

$R4$ - Raio de concordância 4 da jante para a máquina de RRO

$R5$ - Raio de concordância 5 da jante para a máquina de RRO

$R6$ - Raio de concordância 6 da jante para a máquina de RRO

$R7$ - Raio de concordância 7 da jante para a máquina de RRO

S

$stroke\ factor$ - Fator a considerar que depende do tipo de montagem adotado para o cilindro hidráulico em questão

S_b – Distribuição das tensões devidas à flexão

S_s – Distribuição das tensões de corte

T

$t_{aceleração}$ – Tempo de aceleração
 $T_{acel,molde}$ - Binário de aceleração do molde
 $T_{acel,motor}$ - Binário de aceleração do motor
 $T_{acel,rolo}$ - Binário de aceleração do rolo
 $T_{est,molde-esferas}$ - Binário estático provocado pelo atrito de rolamento entre o molde e as esferas dos rodízios
 $T_{est,rolamentos}$ - Binário estático associado ao atrito existente nos rolamentos
 $T_{est,rolamento}$ - Binário de atrito de rolamento
 $T_{est,rolo-molde}$ - Binário estático provocado pelo atrito de rolamento entre o molde e o rolo
 $Tempo chegada_{2pneus}$ – Tempo de chegada de dois pneus (um de menores dimensões e um de maiores dimensões) à máquina de Inspeção Visual
 $Tempo produtivo do turno$ – Tempo produtivo de um turno

V

v - Velocidade linear da superfície superior
 $v_{\phi_{ext}}$ – Velocidade linear ao diâmetro exterior do pneu
 $v_{\phi_{exterior,molde}}$ - Velocidade linear ao diâmetro exterior do molde
 $v_{\phi_{exterior,rolo}}$ - Velocidade linear ao diâmetro exterior do rolo
 $v_{\phi_{interior,molde}}$ - Velocidade linear ao diâmetro interior do molde
 $v_{esfera,i}$ - Velocidade linear do molde sobre esfera i
 v_{insp} – Velocidade de inspeção da parede lateral
 $v_{jante_{insp,1}}$ - Velocidade de inspeção da parede lateral à jante para os pneus de maiores dimensões e para a secção mais próxima da jante
 $v_{jante_{insp,2}}$ - Velocidade de inspeção da parede lateral à jante para os pneus de maiores dimensões e para a secção mais próxima do diâmetro exterior do pneu

$v_{jante_{insp}}$ – Velocidade de inspeção da parede lateral à jante para os pneus de menores dimensões

v_{jante} - Velocidade linear ao diâmetro da jante do pneu

$v_{pistão}$ - Velocidade de translação do pistão

v_t – Velocidade tangencial do pinhão

W

W - Carga aplicada ao olhal

X

x_1 – Correção de dentado do pinhão

x_2 – Correção de dentado da roda

Y

y_{max} - Distância máxima ao eixo neutro da secção considerada

Y_0 - Fator associado à capacidade de carga estática, e que depende do modelo do rolamento utilizado

Y_{β} - Fator de inclinação

Y_{ε} - Fator de condução

$Y_{F,i}$ - Fator de forma

Z

z - Número de dentes da roda dentada

z_1 – Número de dentes do pinhão

z_2 – Número de dentes da roda

Z_{β} - Fator de comprimento de contacto

Z_C - Fator geométrico

Z_E - Fator do material

Outros

$(Tempo movimentação + Tempo inspeção visual)_{pneus menores dimensões}$ – Somatório do tempo de movimentação e de inspeção visual de um pneu de menores dimensões

(Tempo movimentação + Tempo inspeção visual)_{pneus maiores dimensões}
 – Somatório do tempo de movimentação e de inspeção visual de um pneu de maiores dimensões

$(\varnothing 1 - \varnothing 2)/2$ – Diferença de alturas entre o primeiro e segundo patamares da jante para a máquina de RRO

$(\varnothing 5 - \varnothing 6)/2$ – Diferença de alturas entre o quinto e sexto patamares da jante para a máquina de RRO

$\varphi 1$ – Inclinação do patamar 2 da jante para a máquina de RRO

$\varphi 2$ – Inclinação do patamar 3 da jante para a máquina de RRO

$\varphi 3$ – Inclinação do patamar 5 da jante para a máquina de RRO

$\varphi 4$ – Inclinação do patamar 6 da jante para a máquina de RRO

α – Ângulo de pressão

α'_t – Ângulo de pressão aparente de corte

α_{molde} – Aceleração angular do molde

α_{motor} – Aceleração angular do motor

α_{rolo} – Aceleração angular do rolo

α_t – Ângulo de pressão aparente

β – Ângulo da hélice

β_b – Ângulo de inclinação de base

ε_α – Relação de condução

η – Rendimento de transmissão

μ – Coeficiente de atrito no rolamento, que depende do tipo de rolamento utilizado

$\mu_{molde,rolo}$ – Coeficiente de atrito estático entre o molde e o rolo

ρ – Massa volúmica do aço

σ_1 , σ_2 e σ_3 – Tensões principais para um estado de tensão triaxial

σ_{adm} – Tensão máxima admissível

$\sigma_{bi,lim}$ – Tensão limite de base

σ_{ced} – Tensão de cedência

σ_{CF} – Tensão máxima de compressão segundo o modelo da carga concentrada

σ_{cos} – Tensão máxima de compressão segundo o modelo cosseno para a distribuição de carga

$\sigma_{Hi,lim}$ – Pressão superficial de base

$\sigma_{m,comp}$ – Tensão média de compressão

$\sigma_{max,flex}$ – Tensão máxima à flexão

σ_{max} – Tensão principal máxima

$\sigma_{x_{max},A}$ – Tensão normal máxima na secção correspondente ao apoio A

τ_{max} – Tensão de corte máxima

ω_{molde} – Velocidade angular do molde

ω_{motor} – Velocidade de rotação do motor

ω_{rolo} – Velocidade de rotação do rolo

ϕ – Parâmetro que depende da razão entre os raios do olhal e do pino (R/r) e do ângulo de aplicação da carga no olhal

$\varnothing 1$ – Diâmetro 1 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 2$ – Diâmetro 2 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 3$ – Diâmetro 3 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 4$ – Diâmetro 4 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 5$ – Diâmetro 5 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 6$ – Diâmetro 6 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 7$ – Diâmetro 7 da jante para a máquina de RRO

$\varnothing 8$ – Diâmetro 8 da jante para a máquina de RRO

$\phi_{esfera,i}$ – Diâmetro em que cada esfera i se encontra colocada

$\phi_{ext,moldemenor}$ – Diâmetro exterior do molde de menores dimensões

ϕ_{ext} – Diâmetro exterior do pneu

$\phi_{exterior,rolo}$ – Diâmetro exterior do rolo

$\phi_{exterior,molde}$ – Diâmetro exterior do molde

$\phi_{interior,molde}$ – Diâmetro interior do molde

ϕ_{jante} – Diâmetro da jante

ϕ_{jante} – Diâmetro da jante do pneu

ϕ_{medio_1} – Diâmetro médio entre o diâmetro da jante e o diâmetro a meia altura da parede lateral

ϕ_{medio_2} – Diâmetro médio entre o diâmetro a meia altura da parede lateral e o diâmetro exterior do pneu

ϕ_{medio} – Diâmetro médio entre o diâmetro da jante e o diâmetro exterior do pneu

$\phi_{rolamento}$ - Diâmetro do furo interior do rolamento

τ_{adm} – Tensão de corte admissível

Índice de Figuras

Figura 1.1 - Vista aérea das instalações da fábrica de pneus agrícolas em Lousado [4].	2
Figura 2.1 - Diferentes fases associadas à metodologia do projeto mecânico (adaptado de [8,10]).	5
Figura 2.2 - Lista de exemplos de fatores de projeto a considerar (adaptado de [10]).	6
Figura 3.1 - Diferentes tipos de pneus produzidos pelo Grupo Continental (adaptado de [13]).	9
Figura 3.2 - Constituintes de um pneu agrícola: A - piso; B – cinta têxtil; C - ombro; D – camada; E – camada estanque; F – parede lateral; G - talão (adaptado de [14]).	10
Figura 3.3 - Tipos de construção de pneus agrícolas (adaptado de [15]).	11
Figura 3.4 - Pneu Continental do modelo <i>Tractor 70</i> (esquerda); Representação das propriedades de autolimpeza e de baixa compactação do solo do modelo <i>Tractor 70</i> (direita) (adaptado de [17]).	11
Figura 3.5 - Pneu Continental do modelo <i>Tractor 85</i> (esquerda); Representação da tecnologia <i>N-flex</i> existente em alguns constituintes do modelo <i>Tractor 85</i> (direita) (adaptado de [18]).	12
Figura 3.6 - Exemplo de denominação de um modelo de pneu agrícola produzido pela Continental (adaptado de [16]).	12
Figura 3.7 - Identificação das dimensões principais de um pneu agrícola (adaptado de [18]).	13
Figura 3.8 - Etapas necessárias à constituição de um pneu agrícola.	13
Figura 4.1 - Máquina de Inspeção Visual da TRM.	18
Figura 4.2 - Reparação de estética: aplicação de cera para a remoção de pequenas imperfeições presentes no taco do piso [25].	19
Figura 4.3 - Equipamentos de picagem de bolhas: equipamento de picagem de bolhas exteriores (esquerda); seringa de picagem de bolhas da camada interior (direita) [25].	20
Figura 4.4 - Raspagem da área a retocar [25].	21
Figura 4.5 - Aplicação do cimento na área a retocar [25].	21
Figura 4.6 - Aplicação do composto de borracha na região a retocar [25].	21
Figura 4.7 - Raspagem e polimento da área retocada [25].	21
Figura 4.8 - Pneu retocado [25].	21
Figura 4.9 - Fluxograma de descrição do processo de medição do pneu na máquina de RRO [28]. ...	23
Figura 4.10 – Fluxograma com as etapas realizadas na secção de Inspeção Final.	24
Figura 5.1 - <i>Layout</i> atual da secção de Inspeção Final.	25
Figura 5.2 - Diagrama esparguete de uma oficina antes (esquerda) e depois (direita) da melhoria do <i>layout</i> [31].	27
Figura 5.3 - Diagrama esparguete do fluxo dos pneus na secção de Inspeção Final.	28
Figura 5.4 - Diagrama esparguete do fluxo dos pneus retidos que seguiram para Retocagem ou foram considerados <i>Scrap</i>	29
Figura 5.5 - Proposta 1 de alteração do <i>layout</i> da secção de Inspeção Final.	37
Figura 5.6 - Proposta 2 de alteração do <i>layout</i> da secção de Inspeção Final.	38
Figura 5.7 - Proposta 3 de alteração do <i>layout</i> da secção de Inspeção Final.	39
Figura 6.1 - Forma de comando e etapas programadas na <i>Inspectomat</i> para a realização da Inspeção Visual dos pneus agrícolas.	42
Figura 6.2 - Resumo dos tempos de Inspeção Visual das amostras 380/85 R24.	44

Figura 6.3 - Resumo dos tempos de Inspeção Visual das amostras 340/85 R28.	44
Figura 6.4 - Resumo dos tempos de Inspeção Visual das amostras 520/85 R38.	44
Figura 6.5 - Gráfico que apresenta a relação entre a velocidade linear ao diâmetro exterior do pneu e a largura do piso.	50
Figura 7.1 - Suporte vertical de pneus agrícolas da marca <i>Rema Tip Top</i>	56
Figura 7.2 - Estudo de iluminação da adaptação do suporte de pneus agrícolas.	57
Figura 7.3 - Modelo 3D da proposta de adaptação do suporte de pneus agrícolas na vertical: A – Suporte para as luminárias superiores; B – Batente; C – Caixilho; D – Rolos inferiores.	58
Figura 7.4 - Esquema da constituição do rolo existente no Suporte vertical de pneus agrícolas: A - Rolamento; B - Varão de aço central; C – Tubo de aço exterior.	58
Figura 7.5 - Modelo 3D da peça de suporte das luminárias superiores com a representação das cargas aplicadas e as condições de fronteira.	60
Figura 7.6 - Distribuição das tensões de von Mises na peça de suporte das luminárias superiores. ..	61
Figura 7.7 - Distribuição dos deslocamentos na peça de suporte das luminárias superiores.	61
Figura 7.8 – Suporte adaptado para a realização da validação dos pneus agrícolas.	62
Figura 9.1 - Braço da máquina de RRO.	68
Figura 9.2 - Equipamentos associados às jantes da máquina de RRO: A-Jantes; B-Suporte triangular; C-Anel laranja; D-Suporte.	68
Figura 9.3 - Perfil da jante do tipo W e DW [12].	69
Figura 9.4 - Dimensões a considerar para as jantes de perfil W e DW (adaptado de [12]).	70
Figura 9.5 - Perfil das jantes para a máquina de RRO definidas pelo fornecedor <i>Buzuluk</i>	70
Figura 9.6 - Desenhos das jantes para a máquina de RRO já existentes na empresa [33].	71
Figura 9.7 - Desenhos dos diferentes suportes usados [33].	71
Figura 9.8 - Equipamento de medição utilizado para medir a jante de 30/34 polegadas da máquina de RRO: A - fita métrica de 3 metros; B – paquímetro <i>Mitutoyo</i> de 600 mm; C – paquímetro <i>Facom</i> de 200 mm.	72
Figura 9.9 - Modelo 3D da jante 30/34 polegadas desenvolvido em <i>SolidWorks</i>	73
Figura 9.10 - Diagrama com as etapas associadas ao <i>Geometric Reverse Engineering</i> (adaptado de [36]).	74
Figura 9.11 - Equipamento de medição tridimensional <i>CIMCORE</i> Modelo 5028 [39].	75
Figura 9.12 - Medição tridimensional da jante 30/34 polegadas.	75
Figura 9.13 - Modelo 3D da jante medida, disponibilizado pelo CATIM.	76
Figura 9.14 - Perfis das jantes de acordo com o modelo da <i>Buzuluk</i> (esquerda) e modelo obtido pela medição tridimensional da jante (direita).	76
Figura 9.15 - Parâmetros definidos para a caracterização do perfil da jante.	77
Figura 9.16 - Perfil da jante de 32 polegadas.	78
Figura 9.17 - Desenho da jante de 32 polegadas para a máquina de <i>Radial Run-Out</i>	79
Figura 9.18 - Jante de 32 polegadas produzida para a máquina de RRO.	80
Figura 9.19 - Jante de 32 polegadas a ser montada na máquina de RRO.	80
Figura 9.20 - Equipamentos de medição utilizados no MTC das jantes de 32 polegadas.	81
Figura 9.21 - Realização do MTC nas jantes de 32 polegadas para a máquina de <i>Radial Run-Out</i> . ..	82
Figura 10.1 – Moldes bipartidos usados na secção dos pneus agrícolas da Continental: A – Contentor; B – Parede lateral.	83

Figura 10.2 – <i>Minivents</i> presentes nos moldes bipartidos usados na produção de pneus agrícolas da Continental.	84
Figura 10.3 – Dispositivo utilizado na limpeza dos <i>minivents</i> na fábrica da Malásia: vista frontal (esquerda) e vista posterior (direita).	84
Figura 10.4 – Representação esquemática da configuração das metades dos moldes bipartidos.	85
Figura 10.5 – Representação esquemática da placa do dispositivo a projetar com suporte dos moldes pelo exterior a partir de dois rolos.	87
Figura 10.6 – Análise geométrica da disposição dos moldes mais pequeno e maior para diferentes inclinações da placa do dispositivo a projetar.	88
Figura 10.7 – Análise geométrica realizada à placa do dispositivo a projetar.	89
Figura 10.8 – Rodízio esférico com carcaça de aço maciça [41].	90
Figura 10.9 – Análise geométrica da distribuição dos rodízios esféricos ao longo da placa (esquerda) e posicionamento de três moldes distintos em relação à disposição dos rodízios esféricos (direita).	91
Figura 10.10 – Desenho do conjunto de elementos associados ao rolo central.	92
Figura 10.11 – Diagrama de cargas referente ao rolo central.	93
Figura 10.12 – Diagrama de esforço transversal ao longo do comprimento do rolo central.	93
Figura 10.13 – Diagrama de momento fletor ao longo do comprimento do rolo central.	93
Figura 10.14 – Representação em corte de um rolamento de rolos cónicos [44].	96
Figura 10.15 - Representação esquemática do rolamento de um corpo entre duas superfícies [47].	101
Figura 10.16 – Exemplo de um motor hidráulico de êmbolos radiais de rotor excêntrico do modelo MR da marca <i>Parker</i> [50].	104
Figura 10.17 – Exemplos de motorreductores de engrenagens helicoidais da série R (esquerda) e cónicos da série K (direita) da <i>SEW - Eurodrive</i> (adaptado de [51]).	104
Figura 10.18 – Exemplos de posicionamento do motorreductor no dispositivo a projetar: montagem com o eixo do motor colinear com o rolo central (esquerda) e montagem com o eixo do motor paralelo com o rolo central (direita).	107
Figura 10.19 – Tipo de chaveta selecionada para a aplicação – chaveta do tipo A, norma DIN 6885 (adaptado de [60]).	111
Figura 10.20 – Forma de fixação da roda dentada ao veio de saída do motorreductor.	112
Figura 10.21 – Representação da estrutura de suporte do motorreductor.	113
Figura 10.22 - Distribuição da tensão de von Mises (esquerda) e dos deslocamentos (direita) ao longo da peça de suporte do motorreductor.	113
Figura 10.23 – Representação esquemática do molde colocado na vertical e possíveis posições do centro de massa do molde.	115
Figura 10.24 – Representação esquemática das inclinações extremas da placa com identificação do comprimento dos atuadores e dos ângulos da placa e do atuador com a horizontal.	115
Figura 10.25 - Representação esquemática das posições extremas da inclinação da placa para um curso do atuador de 1.5 m e para um atuador distanciado do solo em cerca de 0.7 m.	116
Figura 10.26 – Representação do diagrama das forças a considerar na determinação da força exercida pelo atuador. Legenda: ponto assinalado como O representa o ponto O, origem do referencial.	117
Figura 10.27 – Atuadores considerados para a realização da inclinação da placa no dispositivo a projetar: A - Cilindro elétrico ETH da <i>Parker</i> [62]; B - Fuso de rosca trapezoidal da <i>Unimec</i> [63]; C – Cilindro hidráulico da série HMI da <i>Parker</i> [64].	119
Figura 10.28 – Representação esquemática do cilindro hidráulico da série HMI e com estilo de montagem B [64].	119
Figura 10.29 – Gráfico para a determinação do diâmetro da haste do cilindro hidráulico a partir da força de compressão e do curso corrigido [64].	120

Figura 10.30 – Estrutura metálica de suporte e elevação do atuador selecionado.	122
Figura 10.31 – Distribuição da tensão de von Mises (esquerda) e dos deslocamentos (direita) ao longo da estrutura metálica de suporte e elevação dos atuadores.....	123
Figura 10.32 – Representação dos olhais usados na ligação do atuador hidráulico à estrutura metálica do chão e à placa (esquerda) e olhais de ligação da placa ao chão (direita).	123
Figura 10.33 – Representação esquemática duma ligação típica de um olhal e respetivo pino de ligação [66].	124
Figura 10.34 – Distribuição de carga em cosseno no olhal [66].	124
Figura 10.35 – Representação de uma ligação através de um pino e respetiva solicitação [66].	125
Figura 10.36 – Diagrama de forças utilizado na determinação da componente horizontal máxima para a força dos olhais de ligação da placa ao chão. Legenda: ponto assinalado como O representa o ponto O, origem do referencial.	127
Figura 10.37 – Diagrama de forças utilizado na determinação da componente vertical máxima para a força dos olhais de ligação da placa ao chão. Legenda: ponto assinalado como O representa o ponto O, origem do referencial.	128
Figura 10.38 – Desenhos dos acessórios disponibilizados pela <i>Parker</i> para a ligação dos cilindros hidráulicos da série HMI: A – Olhais; B – Elementos de ligação aos olhais para a haste (adaptado de [64]).....	129
Figura 10.39 – Vistas do modelo 3D do dispositivo de auxílio à limpeza dos moldes bipartidos da secção de pneus agrícolas.	132
Figura C. 1 - Gráfico para a determinação das correções de dentado a aplicar às rodas dentadas dimensionadas [56].....	145
Figura C. 2 – Gráfico para a determinação da tensão limite de base a partir da tensão de rotura e do tratamento térmico [56].	148
Figura C. 3 – Gráfico de determinação do fator de duração [56].	149
Figura C. 4 – Gráfico para a determinação do fator de forma [56].	151
Figura C. 5 – Gráfico para a determinação da pressão superficial de base a partir da dureza superficial e do tipo de aço utilizado [56].	153

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 - Valores típicos para o coeficiente de segurança a adotar (adaptado de [9]).	8
Tabela 3.1 - Cálculo das principais dimensões do pneu agrícola presente na Figura 3.7.	13
Tabela 4.1 - Parâmetros de vulcanização dos compostos de borracha usados na Retocagem [25]...	21
Tabela 5.1 - Legenda dos fluxos dos pneus nos diagramas da secção de Inspeção Final.	27
Tabela 5.2 - Legenda dos fluxos dos pneus nos diagramas da secção de Inspeção Final.	29
Tabela 5.3 - Tempo despendido por modelo de pneu e etapa da Inspeção Final – Pneus “OK”.	32
Tabela 5.4 - Tempo despendido por modelo de pneu e etapa da Inspeção Final – Pneus “Suspeitos” que vão para Retocagem.	33
Tabela 5.5 - Determinação dos tempos mínimos de chegada dos pneus e número máximo de pneus inspecionados por turno e por dia.	35
Tabela 5.6 - Determinação dos tempos mínimos de chegada dos pneus sem a consideração do tempo de transporte, do número máximo de pneus inspecionados por dia e por turno.	36
Tabela 5.7 - Comparação dos tempos de inspeção para os dois casos apresentados.	36
Tabela 5.8 - Distância do percurso dos pneus assinalado em cada uma das propostas de alteração do <i>layout</i> da secção de Inspeção Final.	39
Tabela 6.1 - Variáveis do programa da <i>Inspectomat</i> definidas para cada modelo.	43
Tabela 6.2 - Etapas a realizar na <i>Inspectomat</i> .	43
Tabela 6.3 - Registo do modelo, número da amostra e turno que realizou a Inspeção Visual dos pneus observados.	43
Tabela 6.4 - Tempo total de Inspeção Visual por modelo e respetiva média.	45
Tabela 6.5 - Previsão do tempo de Inspeção Visual após reformulação.	48
Tabela 6.6 - Velocidades definidas experimentalmente para as etapas de Inspeção Visual dos pneus dos modelos 340/85 R28, 460/85 R38 e 520/85 R38.	49
Tabela 6.7 - Velocidades ao diâmetro exterior para os modelos em análise.	50
Tabela 6.8 - Velocidades ao diâmetro médio para os modelos analisados.	52
Tabela 8.1 - Principais campos a preencher no registo de avarias no departamento de Engenharia 8 da Continental.	63
Tabela 8.2 - Tipos de avarias mais frequentes em cada um dos subsistemas em análise.	65
Tabela 8.3 - Catálogo de Avarias referentes à secção de Inspeção Final.	66
Tabela 9.1 - Tabela com comparação dos diâmetros Ø2 e Ø6.	78
Tabela 9.2 - Resultados obtidos na realização do MTC às jantes de 32 polegadas.	82
Tabela 10.1 – Gama de valores para os principais parâmetros das metades dos moldes bipartidos para os pneus agrícolas.	86
Tabela 10.2 – Parâmetros associados ao molde de maiores dimensões.	86
Tabela 10.3 – Parâmetros de velocidade relevantes para o dispositivo a dimensionar.	86
Tabela 10.4 – Parâmetros relevantes para formulação do diagrama de cargas do rolo central.	92
Tabela 10.5 – Esforços mais relevantes ao longo do comprimento do rolo central.	94
Tabela 10.6 – Cargas radiais e axiais a suportar pelos rolamentos presentes nos apoios A e B.	96
Tabela 10.7 – Dimensionamento estático dos rolamentos e verificação do modelo escolhido.	97
Tabela 10.8 – Binário, potência e velocidade de rotação exigidas ao motor de acionamento do rolo central.	103

Tabela 10.9 – Principais características do motorreductor selecionado (adaptado de [52]).	105
Tabela 10.10 – Binário e potência obtidos na verificação do motorreductor selecionado.	106
Tabela 10.11 – Parâmetros relevantes para a determinação do módulo das engrenagens.	108
Tabela 10.12 – Parâmetros mais relevantes para a determinação da correção de dentado.	109
Tabela 10.13 – Verificação do dimensionamento da chaveta do rolo central.	112
Tabela 10.14 – Massas dos elementos a considerar na determinação da força a ser exercida pelo atuador.	118
Tabela 10.15 – Número dos artigos e dimensões mais relevantes dos acessórios associados aos atuadores (adaptado de [64]).	130
Tabela 10.16 – Número de artigo e força nominal máxima para os olhais (adaptado de [64]).	130
Tabela 10.17 – Verificação de dimensionamento dos olhais e dos pinos de ligação.	131
Tabela A. 1 - Valores dos parâmetros dimensionais associados ao perfil da jante para os dois modelos analisados, com respetiva diferença percentual.	139
Tabela B. 1– Parâmetros usados na determinação dos requisitos do motor (binário e potência) para o dispositivo de limpeza dos <i>minivents</i> dos moldes da secção de pneus agrícolas.	141
Tabela B. 2 - Parâmetros usados na verificação do motor selecionado (binário e potência) para o dispositivo de limpeza dos <i>minivents</i> dos moldes da secção de pneus agrícolas.	142
Tabela C. 1 - Dados geométricos referentes às rodas dentadas dimensionadas	147
Tabela C. 2 - Parâmetros relevantes na determinação da potência máxima transmitida pelas rodas dentadas segundo o critério da rutura.	152
Tabela C. 3 - Parâmetros relevantes na determinação da potência máxima transmitida pelas rodas dentadas segundo o critério da tensão superficial.	155

1 Introdução

Neste capítulo faz-se a apresentação do tema do projeto desenvolvido na presente dissertação. Primeiramente, faz-se a apresentação do grupo Continental, da empresa Continental Mabor e do projeto LousAgro. De seguida, faz-se o enquadramento deste projeto e os objetivos do mesmo na empresa em questão. Por último, apresenta-se a estrutura da presente dissertação.

1.1 A empresa: Continental Mabor - Indústria de Pneus S.A.

Na presente secção será feita a apresentação da empresa onde foi realizado o estágio que levou à produção da presente dissertação: a Continental Mabor. Em primeiro lugar será apresentado o grupo Continental num contexto global. De seguida, será destacado o papel do grupo em Portugal, nas suas diversas vertentes, sendo que será mais detalhada a empresa Continental Mabor. Será também apresentado o projeto LousAGRO, secção da Continental Mabor onde foi desenvolvida a presente dissertação.

1.1.1 Grupo Continental

A Continental foi fundada em outubro de 1871 em Hanover, Alemanha, onde ainda se situa a sede do presente grupo. Iniciou a sua produção com produtos em borracha e pneus maciços para veículos da época. A partir deste momento, a Continental acompanhou a evolução dos veículos automóveis, com o desenvolvimento de novos produtos e equipamentos para a melhoria dos pneus.

Atualmente, o Grupo Continental encontra-se presente em 56 países, sendo um dos cinco maiores produtores de pneus. Para além dos Pneus, o grupo encontra-se repartido noutras quatro divisões: Chassis e Segurança, “Powertrain”, Interior e *ContiTech* [1].

1.1.2 Continental em Portugal

Em Portugal, o grupo Continental emprega cerca de 2200 colaboradores que se encontram distribuídos por cinco empresas distintas [1,2]:

- Continental Mabor - Indústria de Pneus S.A. (Produção de pneus para veículos automóveis);
- Continental Pneus (Portugal) S.A. (Comercialização, em Portugal, dos pneus produzidos pela Continental);
- Indústria Têxtil do Ave S.A. (Produção de artigos têxteis para a indústria da borracha);

- Continental Lemmerz (Portugal) – Componentes para Automóveis, Lda. (Montagem de rodas (jante e pneu) para veículos produzidos na AutoEuropa).
- Continental Teves Portugal – Sistemas de Travagem, Lda. (Fabrico e montagem de travões).

A empresa Continental Mabor surgiu em dezembro de 1989 fruto da união de duas empresas: a Continental (de dimensão mundial) e a Mabor (a nível nacional). A Mabor (Manufatura Nacional de Borracha S.A.) foi criada em 1946, sendo a primeira fábrica de pneumáticos em Portugal [1].

A produção de pneus pela Continental Mabor é bastante variada, produzindo-se pneus de diferentes medidas, tipos e marcas [1]. Até finais de 2016, a Continental Mabor apresentou lucros de 225.8 milhões de euros e vendas no valor de 830.9 milhões. Destas, cerca de 98% seguiram para exportação para cerca de 64 países distintos [3].

1.1.3 O Projeto LousAGRO

O projeto LousAGRO marca o regresso da produção de pneus agrícolas radiais para a agricultura por parte da Continental [4].

A marca Continental produziu o seu primeiro pneu agrícola em 1928, desenvolvendo o seu portfólio ao longo do século XX. Contudo, em 2004, a marca direcionou o seu foco para a indústria automóvel, vendendo o segmento de pneus agrícolas à Mitas [5]. Em 2017, a Continental retornou ao negócio dos pneus radiais agrícolas na sua fábrica em Lousado com a produção de pneus dos modelos *Tractor 70* e *Tractor 85*, pretendendo expandir para um total de 100 modelos até 2019 [4]. Atualmente, a empresa produz também pneus agrícolas *cross-ply* nas suas fábricas em *Port Elizabeth*, na África do Sul, e *Petaling Jaya*, na Malásia [6].

A construção da linha de produção de pneus agrícolas teve início em fevereiro de 2016, sendo que em novembro do mesmo ano foi produzido o primeiro pneu. A produção em série deste tipo de pneus começou em agosto de 2017 sendo que, até ao final deste ano, 13 dimensões de pneus agrícolas diferentes foram produzidas [7]. No total foram investidos cerca de 50 milhões de euros na constituição da fábrica de pneus agrícolas e cerca de 2.5 milhões no Centro de Investigação e Desenvolvimento em Lousado [6]. A Figura 1.1 representa a vista aérea sobre a fábrica de produção de pneus agrícolas em Lousado.



Figura 1.1 - Vista aérea das instalações da fábrica de pneus agrícolas em Lousado [4].

1.2 Enquadramento do projeto

O projeto desenvolvido na presente dissertação corresponde à etapa final para a conclusão do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica (MIEM) na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP). A oportunidade de realizar o presente projeto em colaboração com a Continental Mabor surgiu da atribuição do prémio *ContiBest* atribuído pela respetiva empresa pelo programa de mérito *ContiStudentAward*.

Esta dissertação desenvolveu-se no Departamento de Engenharia 8 responsável pela Pintura, Vulcanização e Inspeção Final dos pneus agrícolas. Esta consistiu na realização de uma série de projetos para melhoria das secções de Inspeção Final e de Manutenção de Moldes bipartidos utilizados na vulcanização dos pneus agrícolas do presente departamento.

A produção de pneus agrícolas iniciou-se na Continental Mabor em 2017, pelo que esta unidade se encontra, neste momento, em clara expansão. Deste modo, e para a secção de Inspeção Final desta unidade, torna-se necessário compreender de que forma se consegue otimizar a respetiva secção, tornando-a mais eficiente e organizada, dando melhores condições de trabalho aos seus colaboradores e aumentando a capacidade máxima de inspeção de modo a que esta vá de encontro aos objetivos desta unidade. Por outro lado, para a secção de Manutenção de Moldes dos pneus agrícolas, pretende-se projetar um equipamento que permita facilitar a realização de várias tarefas associadas à limpeza dos moldes bipartidos.

1.3 Objetivos do projeto

Uma vez que o presente projeto decorreu em duas secções do departamento de produção de pneus agrícolas da Continental Mabor, os objetivos do mesmo podem então ser divididos em cada uma destas secções.

Assim, os principais objetivos a cumprir associados à secção de Inspeção Final são:

- Análise do *layout* e do fluxo dos pneus ao longo da secção de Inspeção Final;
- Identificação dos principais problemas associados ao *layout* e fluxo analisados;
- Propostas de resolução dos problemas encontrados;
- Implementação e acompanhamento das propostas de melhoria;
- Criação de um Catálogo de Avarias para a secção de Inspeção Final;
- Desenho para produção de uma jante de 32 polegadas para a máquina de *Radial Run-Out* (RRO).

Já os principais objetivos para a secção de Manutenção de Moldes são:

- Identificação do equipamento necessário para a realização da Manutenção de Moldes;
- Análise das soluções já existentes noutras fábricas do grupo Continental;
- Projeto do equipamento necessário.

1.4 Estrutura da dissertação

No capítulo 2 é feita uma pequena revisão bibliográfica ao conceito de projeto mecânico, apresentando-se toda a metodologia associada e que se pretendeu seguir ao longo dos diferentes projetos desenvolvidos na presente dissertação. No capítulo 3 faz-se a apresentação dos elementos constituintes do pneu agrícola, assim como das etapas produtivas do mesmo. Já o capítulo 4 pretende fazer uma descrição sucinta da organização e das tarefas realizadas nas secções de Manutenção de Moldes e Inspeção Final no departamento de produção de pneus agrícolas da Continental Mabor.

Em relação aos projetos de melhoria da secção de Inspeção Final, o capítulo 5 apresenta a análise realizada quer ao *layout* da presente secção quer ao fluxo dos pneus ao longo da mesma. Depois desta análise, os capítulos 6 e 7 pretendem explicitar algumas das medidas propostas para a otimização do *layout* e fluxo dos pneus ao longo da secção de Inspeção Final, mais concretamente com a proposta de reformulação do ciclo programado para a realização da Inspeção Visual dos pneus agrícolas e com a adaptação de um suporte elevatório de pneus agrícolas para o *Grader*, respetivamente. Já o capítulo 8 apresenta o modo de criação do catálogo de avarias da secção de Inspeção Final e o capítulo 9 introduz todas as etapas realizadas para a constituição de um desenho para produção de uma jante para a máquina de *Radial Run-Out*.

O contributo para a secção de Manutenção de Moldes do departamento de produção de pneus agrícolas, que consistiu no projeto de um dispositivo que auxilie as operações de limpeza dos *minivents* dos pneus agrícolas, é descrito ao longo do capítulo 10.

2 O Projeto Mecânico

A Engenharia pode ser considerada como o processo criativo que recorre à tecnologia para a produção de produtos ou sistemas que vão ao encontro das necessidades humanas. Estes produtos tanto podem ser completamente novos como podem ser melhorias em sistemas e equipamentos já existentes [8].

Já o conceito de projeto mecânico é usado em Engenharia para classificar todas as atividades associadas ao dimensionamento, verificação e análise de falha de componentes e estruturas de órgãos de máquinas e equipamentos mecânicos [9]. Para tal, o projeto mecânico recorre aos conceitos desenvolvidos pela Mecânica e Ciência dos Materiais para cumprir este objetivo [10].

O projeto mecânico decorre ao longo de um período de tempo e envolve o cumprimento de um conjunto de metodologias [8] que serão apresentadas de seguida.

2.1 Metodologia de projeto mecânico - *Engineering Design Process*

O projeto mecânico deve seguir uma determinada metodologia que contempla as seguintes etapas: identificação da necessidade, definição do problema, recolha de informação pertinente, geração de múltiplas soluções, análise, otimização e seleção da solução e avaliação e implementação. Esta metodologia encontra-se representada na Figura 2.1.

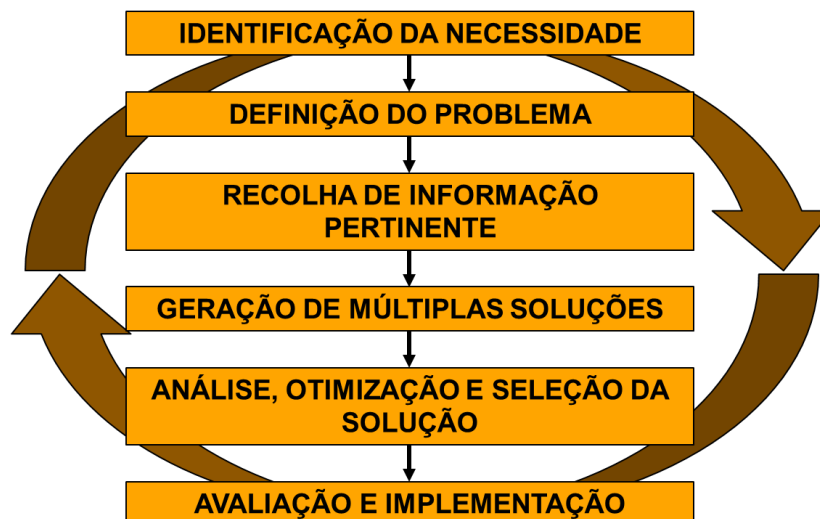


Figura 2.1 - Diferentes fases associadas à metodologia do projeto mecânico (adaptado de [8,10]).

De acordo com o esquema da Figura 2.1 repara-se que o projeto mecânico é um processo inerentemente cíclico e iterativo: à medida que o projeto se vai desenvolvendo, vão-se avaliando as soluções criadas, surgindo, por vezes, a necessidade de redefinição do próprio problema,

pelo que se exige a repetição das etapas já completadas para a concretização do projeto mecânico [8]. De seguida, cada uma das etapas anteriores será detalhada.

2.1.1 Identificação da necessidade

Considera-se que o projeto mecânico se inicia quando o engenheiro reconhece uma dada necessidade e decide atuar sobre a mesma [10]. Contudo, esta necessidade pode não ser identificada pelo próprio engenheiro mas sim pelo consumidor, pelos operadores... Assim sendo, o engenheiro deverá ter a preocupação de recolher toda a informação necessária acerca dessa necessidade por forma a definir de forma clara e não ambígua o problema a resolver [8].

2.1.2 Definição do problema

A definição do problema distingue-se da identificação da necessidade no sentido em que este é bastante mais específico que a necessidade. Esta definição deve reunir todas as especificações associadas ao produto a constituir [10] permitindo, porém, que o engenheiro consiga aplicar a sua criatividade e consiga desenvolver uma variedade de soluções distintas [8].

A Figura 2.2 apresenta uma lista das principais especificações do projeto que devem ser consideradas. Em geral, para cada projeto mecânico, seleciona-se um conjunto destes fatores, que são considerados como mais críticos para o projeto e que devem, inevitavelmente, ser satisfeitos [10].

RESISTÊNCIA	DESGASTE	RUÍDO	TAMANHO
CONFIABILIDADE	UTILIDADE	ESTILO	FLEXIBILIDADE
CONSIDERAÇÕES TÉRMICAS	PROCESSO DE FABRICO	ACABAMENTO SUPERFICIAL	PESO VOLUME
CORROSÃO	CUSTO	FORMA	RIGIDEZ
LUBRIFICAÇÃO	SEGURANÇA	CONTROLO	MANUTENÇÃO

Figura 2.2 - Lista de exemplos de fatores de projeto a considerar (adaptado de [10]).

2.1.3 Recolha de informação pertinente

Antes de se iniciar o processo de geração de soluções, o engenheiro projetista deverá reunir todas as informações necessárias que se encontrem relacionadas com o problema em questão, uma vez que estas podem levar à própria redefinição do problema [8].

2.1.4 Geração de múltiplas soluções

Esta é a etapa mais criativa associada ao projeto mecânico. O engenheiro projetista parte das soluções atualmente existentes (e que foram recolhidas na etapa anterior), “desmonta-as” e combina-as com novas ferramentas e ideias por forma a melhorar a sua performance e criar um produto único que corresponda à solução do seu problema [8].

2.1.5 Análise, otimização e seleção da solução

Depois das diferentes soluções estarem concebidas, estas devem ser cuidadosamente analisadas e, possivelmente, otimizadas para que a solução mais adequada seja selecionada.

A análise consiste na aplicação dos conhecimentos técnicos sobre as propostas de solução para o projeto mecânico por forma a se comprovar se todas as especificações são cumpridas. Devem ser feitos vários tipos de análise a cada solução, nas quais se incluem:

- Análise Funcional: avalia se um determinado *design* cumpre ou não a função para o qual este foi constituído, pelo que é uma análise fundamental em qualquer tipo de projeto;
- Ergonomia: a ergonomia avalia a forma como uma pessoa interage com uma máquina;
- Segurança e Responsabilidade sob o produto: a segurança avalia se o uso de um determinado produto provocará ou não dano no utilizador. Um primeiro método para garantir a segurança de um produto é o de incorporar os mecanismos de segurança no próprio *design* do projeto. Em alternativa, pode-se incluir a proteção adequada para o uso do produto em consideração ou colocar avisos no equipamento sobre os riscos associados à sua utilização. Por outro lado, em caso de dano ao utilizador, deverá ser o fabricante a assumir a responsabilidade sobre o mesmo;
- Economia e Análise de Mercado: avalia a capacidade que um determinado produto terá em gerar lucro ou retorno financeiro a uma empresa;
- Análise Mecânica: avalia se um determinado produto terá resistência suficiente para suportar as cargas mecânicas.

Depois desta análise torna-se necessário fazer a comparação entre todas estas soluções, por forma a que seja selecionada apenas uma destas que poderá ser, mais tarde, refinada em etapas posteriores do projeto. Contudo, deve-se ter presente que o projeto mecânico é, por natureza, um problema aberto, ou seja, existe mais do que uma solução correta para o mesmo [8].

2.1.6 Avaliação e implementação

Esta é uma das etapas mais significativas do projeto mecânico, uma vez que permite aferir se o produto corresponde ao pretendido e se colmata a necessidade que lhe deu origem.

2.2 Dimensionamento de componentes

De seguida será feita uma pequena revisão de alguns critérios de cedência que foram aplicados ao longo da presente dissertação, assim como também serão feitas algumas considerações acerca do conceito de coeficiente de segurança.

2.2.1 Critérios de rutura e Conceito de coeficiente de segurança

Para o caso de um estado de tensão uniaxial, e se se tratar de situações estáticas ou de choque, a relação básica de dimensionamento é dada pela equação:

$$\sigma_{max} \leq \sigma_{adm} \quad (2.1)$$

em que σ_{max} corresponde à tensão principal máxima e σ_{adm} a tensão máxima admissível que se relaciona com a tensão de cedência de um material pela expressão:

$$\sigma_{adm} \leq \frac{\sigma_{ced}}{CS} \quad (2.2)$$

Contudo, no caso de estados de tensão biaxiais ou triaxiais, recorrem-se a outros critérios. O critério de von Mises admite que a ruína por cedência ocorre quando a energia de distorção num dado estado de tensão biaxial ou triaxial é igual à energia de distorção para o estado uniaxial de tração ou compressão [9]. Esta igualdade é dada pela seguinte expressão:

$$\frac{\sqrt{2}}{2} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \leq \frac{\sigma_{ced}}{CS} \quad (2.3)$$

em que σ_1 , σ_2 e σ_3 representam as tensões principais.

Nas expressões (2.2) e (2.3), CS é designado por coeficiente de segurança. O valor deste parâmetro dependerá de um conjunto de fatores, como o nível de incerteza em relação às solicitações aplicadas, o nível de variação das dimensões da peça, o estado do material da peça (homogeneidade do material, acabamento superficial, etc.), a precisão do método de cálculo utilizado para a determinação do estado de tensão da peça, etc. Contudo, quanto maior for a incerteza associada a um dado dimensionamento, maior terá de ser o coeficiente de segurança aplicado [9]. A Tabela 2.1 pretende apresentar a gama de valores típica dos coeficientes de segurança a adotar dependendo da situação considerada.

Tabela 2.1 - Valores típicos para o coeficiente de segurança a adotar (adaptado de [9]).

Situação	Coeficiente de Segurança
Ausência de concentração de tensões	1.33 – 1.5
Menor homogeneidade do material Baixa precisão do processo de cálculo Maior criticidade	2 - 3
Solicitações de choque	4 - 5

3 O pneu agrícola

O presente capítulo pretende fazer uma descrição sucinta das etapas associadas à produção de um pneu agrícola na Continental. Para tal, em primeiro lugar, será feita a definição de pneu e serão apresentados os principais constituintes de um pneu agrícola, assim como a sua respetiva função. Para além disso, são também referidos pormenores referentes à sua construção, destacando-se as particularidades dos pneus agrícolas produzidos pela Continental: o *Tractor 70* e *Tractor 85*. Posteriormente, será apresentada a forma como os diferentes modelos de pneus são referenciados e o respetivo significado. No final, são referidas, de forma muito sumária, as etapas associadas à produção de um pneu agrícola e o processo necessário para a sua industrialização.

3.1 Constituintes

Um pneu é um componente flexível constituído, maioritariamente, por borracha e por materiais de reforço, sendo fundamental para a segurança e estabilidade de um veículo. Os pneus podem apresentar diferentes constituintes e configurações de acordo com as necessidades do veículo onde se encontram inseridos [11,12]. Por esta mesma razão, a Continental disponibiliza aos seus clientes uma grande diversidade de soluções de pneus, que podem ser divididos em grupos associados às suas diversas aplicações e que são apresentados na Figura 3.1.



Figura 3.1 - Diferentes tipos de pneus produzidos pelo Grupo Continental (adaptado de [13]).

A Figura 3.2 apresenta os componentes de um pneu agrícola produzido pela Continental, nomeadamente: piso, cinta têxtil, ombro, camada, camada estanque, parede lateral e talão.

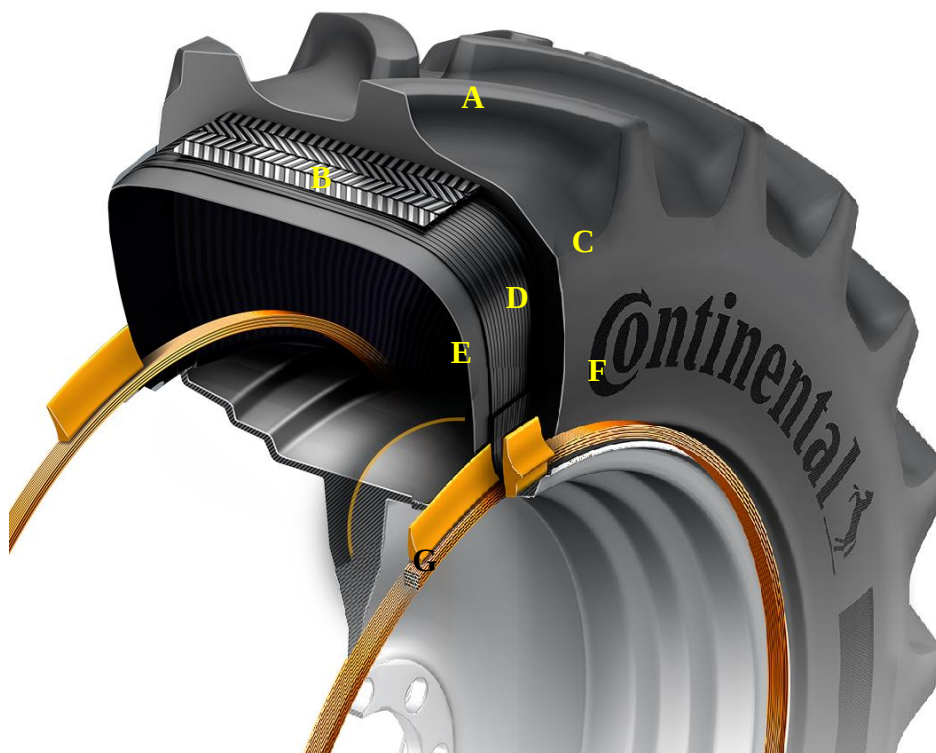


Figura 3.2 - Constituintes de um pneu agrícola: A - piso; B – cinta têxtil; C - ombro; D – camada; E – camada estanque; F – parede lateral; G - talão (adaptado de [14]).

De seguida, é feita uma breve explicação de cada um dos constituintes anteriormente apresentados [11,15]:

- A) Piso:** corresponde à região do pneu que se encontra em contacto com o solo, garantindo a tração necessária, assim como a resistência ao desgaste e aos cortes.
- B) Cinta têxtil:** são finas camadas de fibras têxteis que se situam diretamente abaixo do piso do pneu.
- C) Ombro:** corresponde à região superior da parede lateral e que afeta o comportamento ao calor e a capacidade de curvar do pneu.
- D) Camada:** corresponde a uma camada têxtil que se estende de um talão para o outro e que é usada para dar reforço ao pneu.
- E) Camada estanque (*liner*):** corresponde a uma fina camada de borracha que tem como principal função a retenção do ar sob pressão no interior do pneu.
- F) Parede lateral:** porção do pneu que se situa entre o talão e o piso. Esta região tem uma grande influência no conforto na condução, sendo também relevante na absorção dos esforços à flexão e na resistência do pneu ao impacto. Grande parte dos fabricantes utiliza esta região do pneu para apresentar um conjunto de informações pertinentes sobre o mesmo, como, por exemplo, a sua medida, os índices de carga e de velocidade, a pressão máxima, o tipo de construção...
- G) Talão:** é o componente do pneu composto por fios de aço de elevada resistência à tração enrolados de forma circunferencial. Tem como principal função garantir a fixação do pneu na jante, proporcionando uma vedação perfeita.

A classificação dos pneus agrícolas pode ser feita em três grupos associados a três tipos de construção distintos (Figura 3.3): os pneus diagonais (*bias tires*), os radiais (*radial tires*) e os *belted-bias*. Os pneus diagonais apresentam duas ou mais camadas que se estendem de um talão para o outro. As camadas são dispostas de tal forma que as fibras existentes nestas formem um ângulo de cerca de 40° em relação à linha central do piso do pneu. A rigidez necessária para o pneu é obtida alternando a direção das fibras em cada uma das camadas. No caso dos pneus radiais, as fibras encontram-se dispostas num ângulo de 90° em relação à linha central do piso. Contudo, e para assegurar a estabilidade da carcaça, são colocadas cintas circunferenciais com fibras de elevado módulo de elasticidade. Já os pneus *belted-bias* apresentam características das duas tipologias de pneus agrícolas já apresentadas: a disposição das camadas é semelhante à dos pneus diagonais mas, para assegurar melhor estabilidade, são também constituídos por cintas circunferenciais [12,15].

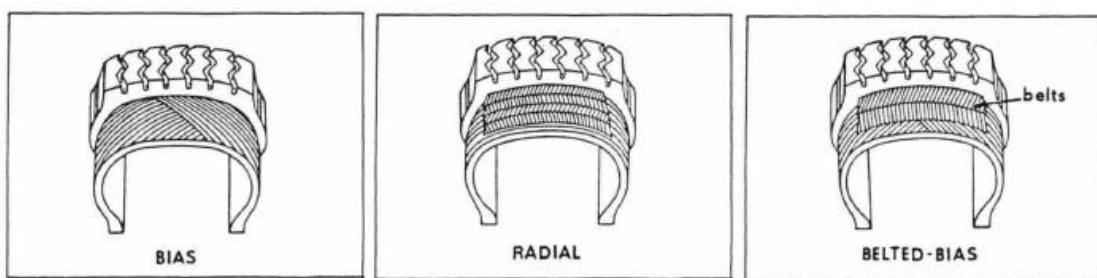


Figura 3.3 - Tipos de construção de pneus agrícolas (adaptado de [15]).

Atualmente, na Continental Mabor, são apenas produzidos pneus agrícolas radiais dos modelos designados por *Tractor 70* e *Tractor 85*, inseridos na campanha “*With Heart and Soil*” [16].

O modelo *Tractor 70* apresenta o máximo de tração com o mínimo de compactação do solo, possibilitado pelo novo *design* do talão que permite a operação do pneu a uma pressão mais baixa do que quando comparada com outros pneus. Para além disso, apresenta propriedades ótimas de autolimpeza, resultantes do formato dos tacos existentes no piso do pneu [17]. A Figura 3.4 apresenta um pneu do modelo *Tractor 70* (Figura 3.4, esquerda), assim como uma representação das características do pneu anteriormente apresentadas (Figura 3.4, direita).



Figura 3.4 - Pneu Continental do modelo *Tractor 70* (esquerda); Representação das propriedades de autolimpeza e de baixa compactação do solo do modelo *Tractor 70* (direita) (adaptado de [17]).

Já o modelo *Tractor 85* é apto para qualquer estação e qualquer superfície. A tecnologia *N-flex* nele presente garante uma robustez e durabilidade do pneu aliada a uma elevada capacidade de absorção do impacto [18]. A Figura 3.5 apresenta um exemplar do modelo do pneu em questão, assim como uma representação da tecnologia *N-flex* existente em alguns constituintes do presente pneu.



Figura 3.5 - Pneu Continental do modelo *Tractor 85* (esquerda); Representação da tecnologia *N-flex* existente em alguns constituintes do modelo *Tractor 85* (direita) (adaptado de [18]).

3.2 Dimensões

A Figura 3.6 pretende exemplificar a forma de denominação dos diferentes modelos dos pneus fabricados não só pela Continental como também por outros fabricantes, denominação essa que permite inferir as dimensões gerais do pneu em causa.

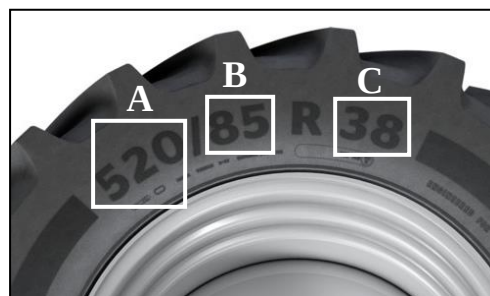


Figura 3.6 - Exemplo de denominação de um modelo de pneu agrícola produzido pela Continental (adaptado de [16]).

O conjunto A é composto por números que representam a largura do piso, em mm. Já o conjunto B apresenta o rácio, em percentagem, entre a altura da parede lateral do pneu e a largura do seu piso. Já o conjunto C representa a medida, em polegadas, da jante onde o pneu poderá ser montado. Assim sendo, a partir destes valores, poderão ser inferidas todas as dimensões relevantes do pneu [19]. A Tabela 3.1 pretende exemplificar o cálculo das diferentes dimensões do pneu que se encontram representadas na Figura 3.7.

Tabela 3.1 - Cálculo das principais dimensões do pneu agrícola presente na Figura 3.7.

1) Largura do piso	2) Altura da Parede Lateral	3) Diâmetro interior	4) Diâmetro exterior
520 mm	$520 \times 85 \times 0.01 = 442 \text{ mm}$	$38 \times 25.4 = 965.2 \text{ mm}$	$38 \times 25.4 + 2 \times (520 \times 85 \times 0.01) = 1849.2 \text{ mm}$



Figura 3.7 - Identificação das dimensões principais de um pneu agrícola (adaptado de [18]).

3.3 Processo produtivo

O diagrama presente na Figura 3.8 pretende sumariar todas as etapas necessárias à constituição de um pneu agrícola.



Figura 3.8 - Etapas necessárias à constituição de um pneu agrícola.

De seguida, serão apresentados, de forma muito sucinta, os procedimentos realizados em cada uma das etapas anteriores e que culminarão com a produção de um pneu agrícola.

3.3.1 Etapa 1: Misturação

Esta etapa constitui o início do processo produtivo de um pneu, em que as matérias-primas (como a borracha natural, borracha sintética, pigmentos, óleos minerais, negro de fumo, sílica, etc.) são misturadas [11]. A misturação dos constituintes dos pneus agrícolas é feita no Departamento 1 da Continental Mabor.

3.3.2 Etapa 2: Preparação

Já na unidade de produção de pneus agrícolas, mais concretamente no Departamento 7, realiza-se o processamento dos materiais em equipamentos como as extrusoras, as calandras e as máquinas de corte. No final são obtidos produtos indispensáveis à construção do pneu agrícola, como os talões, as camadas, as cintas e o piso [11].

3.3.3 Etapa 3: Construção

Nesta etapa, que decorre no mesmo departamento da Preparação, os materiais processados na etapa anterior são montados. Numa primeira fase (designada por primeiro estágio) realiza-se a produção da carcaça do pneu, constituída pelos talões e camada estanque. Seguidamente, no designado por segundo estágio, realiza-se a aplicação das cintas têxteis, das camadas e do piso. No final desta etapa obtém-se o pneu em verde [11,20].

3.3.4 Etapa 4: Pintura

Depois de construídos, os pneus em verde são sujeitos a um processo de pintura, que decorre no Departamento 8. Neste, os pneus são devidamente lubrificados no seu interior para facilitarem o processo de vulcanização.

3.3.5 Etapa 5: Vulcanização

A vulcanização é a etapa que faz com que o pneu adquira a sua forma final [11]. O pneu é colocado num molde metálico (que, no caso dos pneus agrícolas, são moldes bipartidos) sendo que no seu interior existe um diafragma. Depois do molde fechado, o diafragma expande e o conjunto é aquecido através de vapor de água a temperaturas entre os 140°C e os 200°C e a pressões entre os 8 e os 28 bar [21].

3.3.6 Etapa 6: Inspeção Final

Esta é a etapa final do processo produtivo de um pneu agrícola. Nesta, o pneu é devidamente inspecionado por operadores qualificados para a identificação de possíveis imperfeições. Depois da inspeção é testada a uniformidade dos pneus e realiza-se a marcação do *Radial Run-Out*. No final desta etapa os pneus seguem para o armazém de produto acabado.

3.4 Processo de industrialização

O processo de industrialização de um pneu agrícola na Continental poderá ser dividido nas seguintes etapas de produção: *Experimental Tire Order* (ETO), Amostras Iniciais (AI) e *Start of Production* (SOP).

A primeira etapa (ETO) consiste na produção de 2, 4 ou 6 exemplares de um modelo de pneu, sendo que os mesmos são internamente identificados pelo código inicial 882. Estes pneus são minuciosamente inspecionados para identificação de possíveis imperfeições associadas à sua produção e que levarão à alteração do seu processo produtivo.

A segunda etapa (AI) consiste na produção das amostras iniciais. Esta produção encontra-se dividida em dois *steps*: o *step* 1 em que apenas são produzidos 2 pneus e o *step* 2 em que já são

produzidos 10 pneus. No caso das amostras iniciais ainda se encontrarem com bastantes imperfeições, o *step* final poderá ser repetido. Alguns exemplares dos pneus produzidos na primeira e na segunda etapas (ETO e AI) são enviados para a sede da Continental em Hanover ou para o Centro de Investigação e Desenvolvimento na Continental Mabor para serem testados.

A terceira etapa é a designada *Start of Production* (SOP) e já consiste na produção efetiva de pneus agrícolas de um dado modelo. De salientar, contudo, que alguns pneus produzidos na segunda etapa (AI), se aprovados pela chefia, podem seguir para produção efetiva, uma vez que são identificados com o código 971, código esse que é comum ao dos pneus que já se encontram em produção.

4 Descrição das secções de Manutenção de Moldes e de Inspeção Final

No presente capítulo é feita uma breve descrição das secções de Manutenção de Moldes e de Inspeção Final do departamento de produção dos pneus agrícolas da Continental Mabor.

4.1 Secção de Manutenção de Moldes

A secção de Manutenção de Moldes tem como principal objetivo garantir a limpeza dos moldes bipartidos utilizados pela Continental Mabor na produção de pneus agrícolas. Esta secção, de localização próxima das prensas de vulcanização, é composta por uma máquina de grandes proporções que realiza a limpeza geral dos moldes. Para além desta, existem umas mesas formadas por perfis de aço soldados que têm como principal objetivo fazer o suporte dos moldes enquanto se realiza a sua desmontagem para futura limpeza. De destacar também a existência, nesta secção, de uma região para armazenamento dos diafragmas que são utilizados na vulcanização dos pneus agrícolas.

4.2 Secção de Inspeção Final

A Inspeção Final constitui um conjunto de etapas posteriores à vulcanização do pneu, tornando-se fundamental no ciclo produtivo deste. Nesta, os pneus agrícolas são submetidos a duas inspeções principais: a Inspeção Visual e o teste de uniformidade designado por *Radial Run-Out* (RRO). Na Inspeção Visual, os operadores examinam minuciosamente o pneu, identificando se este é um pneu considerado “OK” ou se é “Suspeito”. Posteriormente, se o pneu estiver em boas condições, é submetido ao teste na máquina de RRO sendo, depois, paletizado e devidamente armazenado.

Na presente secção são detalhadas as etapas a que um pneu agrícola se encontra sujeito ao longo da Secção de Inspeção Final. Em cada uma destas é descrito o procedimento que é atualmente usado pelos operadores, especificando-se também a forma como os pneus são manuseados e transportados ao longo da mesma.

4.2.1 Etapa 1 - Chegada dos pneus vindos da vulcanização

Depois de vulcanizados, os pneus são deixados a arrefecer ao ar durante cerca de 80% do tempo requerido para a realização da sua vulcanização. Depois deste tempo poder-se-á realizar o transporte do pneu para a secção de Inspeção Final. Este transporte é normalmente realizado por um AGV (*Automated Guided Vehicle*) que, de forma automática, retira o pneu vulcanizado da zona de vulcanização e o coloca no suporte existente na secção de Inspeção Final.

Alternativamente, a movimentação do pneu vulcanizado poderá também ser feita pelos operadores com recurso a um empilhador.

4.2.2 Etapa 2 - Posicionamento do pneu para Inspeção Visual

Uma vez que o pneu vulcanizado é pousado na horizontal pelo AGV, o mesmo tem de ser colocado na vertical para o seu posicionamento na máquina de Inspeção Visual. Em geral, os operadores recorrem ao empilhador para pegarem no pneu, tombarem-no sob o suporte e colocarem-no na vertical. Posteriormente, os pneus são posicionados em frente à máquina de Inspeção Visual e tombados sob o braço da *Inspectomat* (máquina utilizada para a realização da Inspeção Visual dos pneus). No caso da máquina de Inspeção Visual se encontrar ocupada, o pneu fica a aguardar numa região próxima da máquina referida.

4.2.3 Etapa 3 - Realização da Inspeção Visual

A Inspeção Visual do pneu vulcanizado é realizada na *Inspectomat*, nome atribuído à máquina fornecida pela *Tyre Retreading Machinery* (TRM), uma divisão da *Marangoni Meccanica*, que permite fazer a Inspeção Visual do pneu agrícola [22]. Esta máquina (Figura 4.1) permite ao utilizador manter o pneu agrícola na posição vertical e elevado. Para além disso, este equipamento consegue provocar-lhe uma rotação lenta que permite não só a inspeção externa e interna do pneu, como também a realização de algumas operações sobre o mesmo, como a remoção dos excessos de borracha, o designado *flash*, ou pequenas correções estéticas [23].



Figura 4.1 - Máquina de Inspeção Visual da TRM.

Inicialmente, o operador seleciona na HMI da *Inspectomat* o programa referente ao modelo do pneu a inspecionar e a sua própria altura, o que permitirá definir, para cada tipo de pneu, alguns parâmetros de trabalho da máquina de Inspeção Visual, como a posição do braço para o corte do *flash* e inspeção do piso e para a inspeção das paredes, interior e corte do *flash* presente no

talão, assim como as velocidades de rotação do pneu para a realização destas operações. De seguida, é pressionado o botão de modo automático para se iniciar o ciclo de operação que posiciona o braço de modo a se iniciar a inspeção do piso do pneu. De forma manual, o operador faz uma rotação inicial ao pneu em que vai removendo o *flash* do piso e rotações posteriores para inspeção do piso do pneu. De seguida, avança-se o ciclo de forma a que o braço seja subido para facilitar a inspeção da parede lateral, o interior e o talão do pneu. No final, o pneu tem de ser classificado como “Pneu OK” ou “Pneu Suspeito” e está terminada a Inspeção Visual [24].

Na Inspeção Visual também podem ser realizadas pequenas reparações associadas a acabamentos estéticos do pneu, como a aplicação de cera (Figura 4.2). Para além disso, é nesta etapa que são identificadas e assinaladas algumas imperfeições presentes no pneu e que exigem uma reparação mais cuidada na Retocagem.



Figura 4.2 - Reparação de estética: aplicação de cera para a remoção de pequenas imperfeições presentes no taco do piso [25].

4.2.4 Etapa 4 - Validação pelo *Grader*

Depois de devidamente inspecionados, todos os pneus têm de ser validados pelo *Grader*. O *Grader* é um operador que faz uma última Inspeção Visual ao pneu, de acordo com o *feedback* dado pelos inspetores, verificando se o pneu se encontra em conformidade com os padrões de qualidade da Continental. Neste momento, o *Grader* faz a validação de 100% dos pneus agrícolas produzidos. Contudo, futuramente, a validação dos pneus pelo *Grader* será exclusiva aos pneus considerados como “Suspeitos” na Inspeção Visual.

Nesta última Inspeção Visual cabe ao *Grader* identificar se o pneu está “OK”, pronto para seguir para a máquina de RRO, ou se, caso contrário, o mesmo tem de ser ainda retocado antes de passar à última etapa da inspeção. Em certos casos, o pneu pode apresentar imperfeições tais que o mesmo tenha de ser retido. O *Grader* identifica e aponta as respetivas imperfeições numa folha de retenção do pneu, sendo que estes pneus têm de aguardar decisão da chefia para se compreender se seguirá o procedimento normal, se tem de ser retocado ou se é considerado *Scrap*.

4.2.5 Etapa 5 - Retocagem

Na zona de Retocagem presente na secção de Inspeção Final realizam-se as operações que permitem a reparação de imperfeições presentes nos pneus agrícolas vulcanizados e que foram identificadas quer na Inspeção Visual quer na validação pelo *Grader*.

Os procedimentos de Retocagem que foram observados, e que se encontram devidamente documentados pela Continental [25], foram:

- Pintura do pneu: para melhorar a estética do pneu.
- Picagem de bolhas exteriores (presentes no piso, talão e parede lateral) e interiores (camada interior do pneu) para remoção do ar (Figura 4.3).



Figura 4.3 - Equipamentos de picagem de bolhas: equipamento de picagem de bolhas exteriores (esquerda); seringa de picagem de bolhas da camada interior (direita) [25].

- *Tip-Top*: A operação de *Tip-Top* consiste em aplicar borracha em zonas onde foi identificada alguma descontinuidade do material do pneu. Para tal, em primeiro lugar, a área onde é identificada a imperfeição é raspada (Figura 4.4), promovendo assim o seu alisamento. De seguida, esta zona deve ser limpa com ar seco para remover os resíduos de borracha. Posteriormente, aplica-se um cimento, aguardando 10 minutos para que o mesmo seque (Figura 4.5). Dependendo da zona que se está a retocar, emprega-se um dado composto de borracha (devidamente identificado com cores e respetivo código) e faz-se a respetiva vulcanização (Figura 4.6). Os parâmetros de vulcanização encontram-se descritos na Tabela 4.1 e são referentes a uma espessura de retocagem de 3 ± 1 mm, sendo que por cada milímetro adicional deve-se acrescentar 1 minuto de tempo de vulcanização. Após vulcanização, a região do pneu é arrefecida à temperatura ambiente. No final, algumas operações de estética são realizadas, como o polimento e limpeza com ar seco e solvente de borracha, para uniformizar a superfície do pneu (Figura 4.7). A Figura 4.8 apresenta o pneu acabado de retocar.

Tabela 4.1 - Parâmetros de vulcanização dos compostos de borracha usados na Retocagem [25].

Características para Vulcanização (espessura de 3 ± 1 mm)		
Tempo [min]	Temperatura [°C]	Pressão [bar]
10 $\pm$ 2	160 $\pm$ 3	6.0 $\pm$ 0.5



Figura 4.4 - Raspagem da área a retocar [25].



Figura 4.5 - Aplicação do cimento na área a retocar [25].



Figura 4.6 - Aplicação do composto de borracha na região a retocar [25].



Figura 4.7 - Raspagem e polimento da área retocada [25].



Figura 4.8 - Pneu retocado [25].

Em geral, o início da industrialização de um modelo de pneu agrícola corresponde a uma fase associada à produção de pneus com elevado número de imperfeições, pelo que a maior parte destes segue para Retocagem. O objetivo será que, quando a produção de um dado modelo de um pneu estiver estabelecida, a percentagem de pneus retocados seja de 20%, sensivelmente, da totalidade da produção do respetivo modelo.

4.2.6 Etapa 6 - Paletização dos pneus para a máquina de RRO

Depois da Inspeção Visual e respetiva validação do *Grader*, os pneus são rolados manualmente ao longo da secção de Inspeção Visual para que possam ser paletizados na região próxima da máquina de RRO. Nesta região, os pneus são paletizados de acordo com o respetivo modelo e permanecem neste local antes mesmo de serem submetidos aos testes na máquina de RRO. Nesse momento, as paletes dos pneus que serão testados são reposicionadas pelo empilhador para uma região mais próxima da máquina.

4.2.7 Etapa 7 - Teste de uniformidade *Radial Run-Out* (RRO)

A última etapa do processo de Inspeção Final do pneu agrícola consiste na aferição da uniformidade do pneu e marcação do *Radial Run-Out* (RRO). Para tal recorre-se à *Radial Run-Out testing machine* desenvolvida pela Buzuluk [26].

A medição do *Radial Run-Out* (RRO) é feita como forma de atestar a uniformidade do pneu. Nesta medição avalia-se o desvio que a forma do pneu tem em relação à forma circular que seria expectável, através de um conjunto de três lasers dispostos na parte superior da máquina e que avaliam a forma do pneu no ombro esquerdo, no centro e no ombro direito. A medição do RRO pode ser feita através da maior diferença entre os picos de medição ou através do primeiro harmónico [27]. A *Radial Run-Out testing machine* realiza a medição do primeiro harmónico mais baixo, marcando a sua posição na parede lateral do pneu com um autocolante circular de cor vermelha [26]. Esta marcação tem particular importância para os técnicos que realizam a montagem dos pneus na respetiva jante, sendo que, em geral, estes alinham este ponto com a haste da válvula presente na jante [27].

Os testes de uniformidade são realizados sempre que a calibração diária da máquina esteja concluída e quando uma palete de pneus de um dado modelo se encontre completa. Este inicia-se com a constatação do modelo do pneu a testar e consulta do ajuste necessário para os travões de segurança, ajuste esse que se encontra documentado no posto adjacente à máquina de RRO. De seguida, o operador faz a lubrificação quer dos talões do pneu quer das jantes do equipamento com recurso a um pincel ou rolo. O pneu é então posicionado no elevador da máquina e o ciclo de avaliação e marcação do RRO é realizado, demorando, em média, 3 minutos. [28] O fluxograma presente na Figura 4.9 apresenta o procedimento a realizar por parte dos operadores para a realização dos testes de uniformidade da RRO, de acordo com os documentos internos da Continental, sendo que as etapas identificadas com os números 1 e 2 são substituídas pela consulta dos documentos presentes no posto adjacente à máquina de RRO.

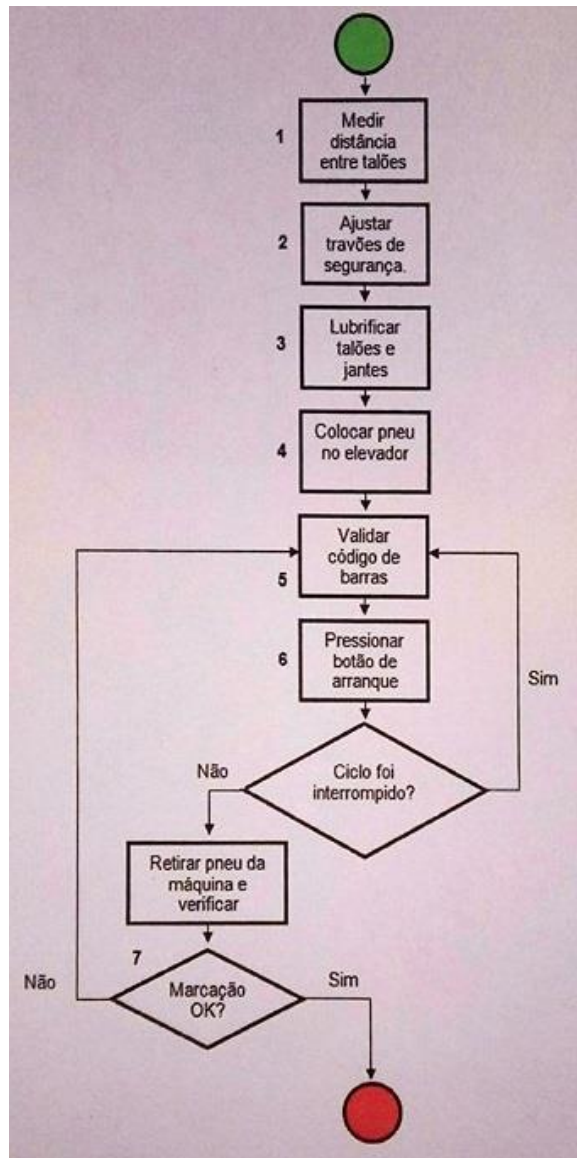


Figura 4.9 - Fluxograma de descrição do processo de medição do pneu na máquina de RRO [28].

Depois deste processo o pneu é então retirado da máquina de RRO, já com a respetiva marcação, e é paletizado de acordo com o respetivo modelo.

4.2.8 Etapa 8 - Saída da secção de Inspeção Final e Armazenamento

Depois de marcados, os pneus paletizados são transportados pelo empilhador, saindo da secção de Inspeção Final para o armazenamento.

Na Figura 4.10 é apresentado o fluxograma com as etapas que são realizadas ao longo da secção de Inspeção Final.

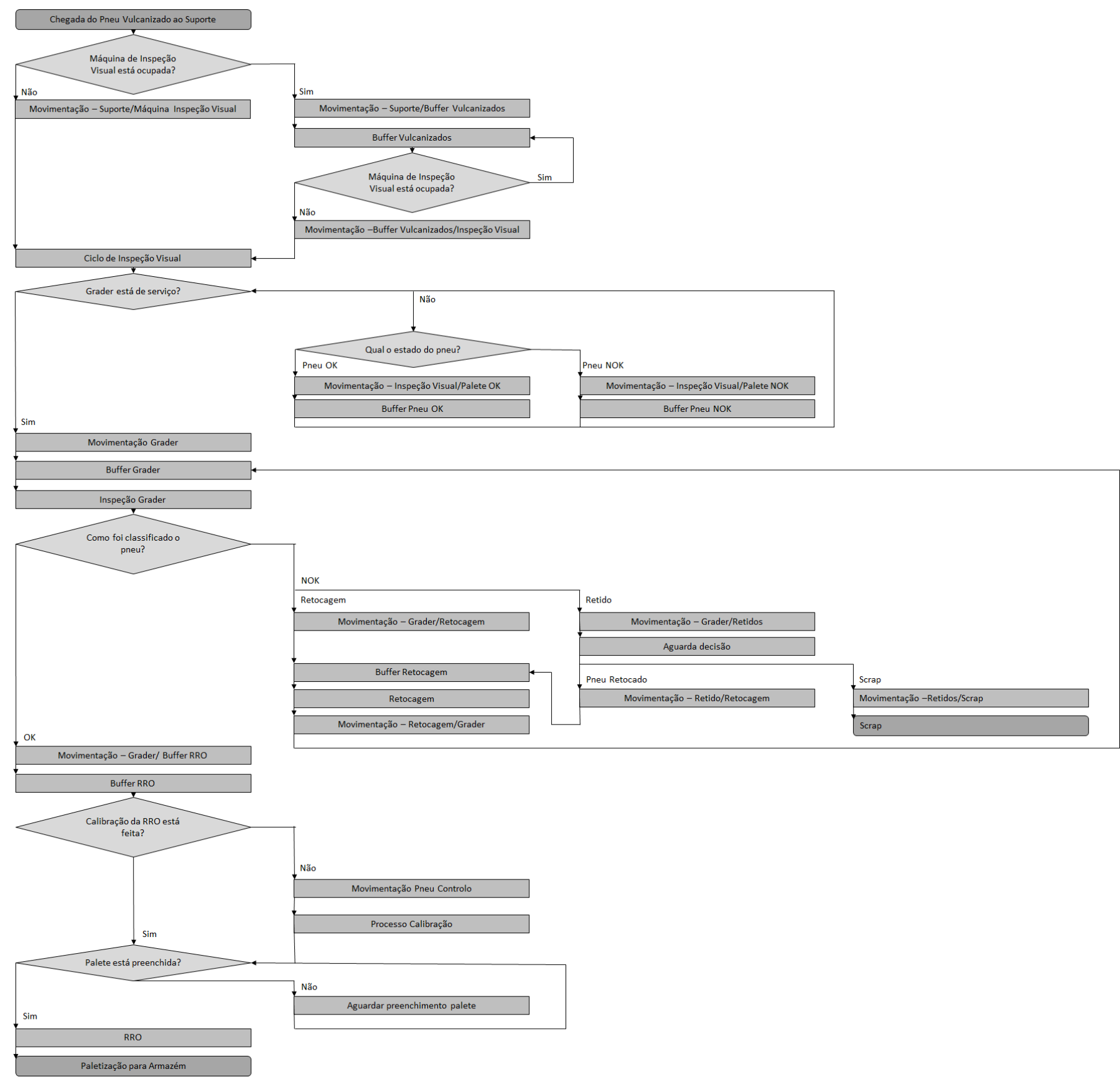


Figura 4.10 – Fluxograma com as etapas realizadas na secção de Inspeção Final.

5 Estudo do *layout* da secção de Inspeção Final

O presente capítulo apresenta o estudo realizado em relação ao *layout* da secção de Inspeção Final. Em primeiro lugar, é feita uma breve descrição do *layout* atual, assim como também são dadas algumas notas acerca da sua possível evolução num futuro próximo. De seguida, são apresentados os fluxos das diferentes tipologias de pneus ao longo da presente secção, sendo que, para tal, serão utilizados os diagramas esparguete. Depois de registados estes fluxos, os fluxos considerados mais relevantes são contabilizados, o que permitirá concluir acerca das vantagens e desvantagens do *layout* atual. São feitas também algumas considerações em relação à capacidade máxima de Inspeção Visual de pneus agrícolas e como é que esta poderá ser aumentada. No final são apresentadas algumas propostas para o *layout*, propostas essas de implementação a curto prazo e que pretendem solucionar alguns problemas identificados no *layout* atual.

5.1 Descrição do *layout* atual

Em seguida, será feita a descrição do *layout* da secção de Inspeção Final. Em primeiro lugar será apresentado o *layout* atual fornecido pelo Departamento de Gestão Industrial. Por fim será feita uma nota em relação à expansão da secção de Inspeção Final e à incorporação de novas máquinas.

5.1.1 *Layout* atual

A Figura 5.1 pretende evidenciar o *layout* atual da secção de Inspeção Final. De salientar que as regiões assinaladas a cinzento correspondem às regiões que se encontravam assinaladas no *layout* fornecido pela Gestão Industrial, a laranja são áreas adicionais que se encontram marcadas no chão de fábrica e as secções representadas a azul são aquelas que não se encontram assinaladas, mas que são usadas para o fim indicado.

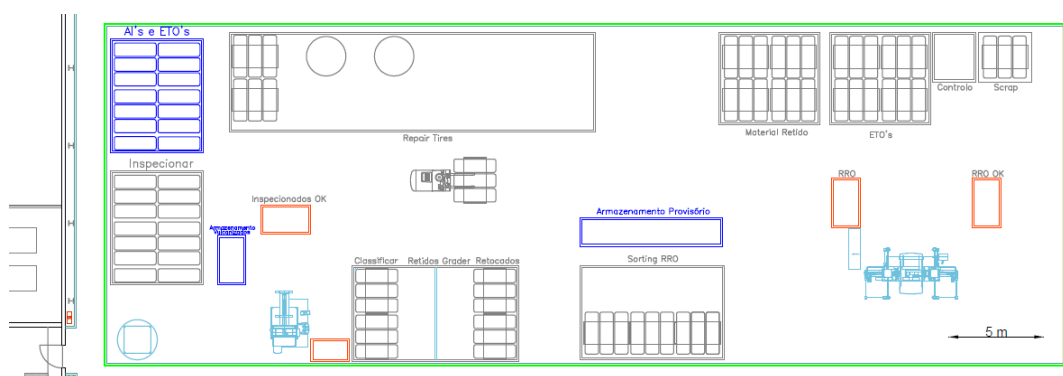


Figura 5.1 - *Layout* atual da secção de Inspeção Final.

Na Figura 5.1 pode-se constatar que os pneus vulcanizados são recebidos na região circular presente no canto inferior esquerdo da figura em questão. Acima desta secção encontram-se as áreas designadas por “Inspeccionar” e uma região onde os pneus vulcanizados são provisoriamente armazenados enquanto aguardam pela Inspeção Visual. Ao lado da máquina de Inspeção Visual, situada na proximidade da zona de receção dos pneus, encontra-se a zona reservada ao *Grader*, que é composta por um posto onde está o computador onde o mesmo faz o registo dos pneus (assinalado a laranja) e a área onde o *Grader* armazena os pneus por validar. À direita desta está situada a região de armazenamento dos pneus já validados e que seguirão para a máquina de RRO (“*Sorting RRO*”), sendo que também existe uma zona acima desta onde é feito o armazenamento provisório dos pneus. A zona de Retocagem, denominada por “*Repair Tires*”, situa-se na região superior esquerda do *layout*, assim como uma região, não assinalada em chão de fábrica, para o armazenamento de pneus produzidos aquando a primeira e segunda etapas do processo de industrialização de um modelo de um pneu. Nas proximidades da máquina de RRO encontram-se também assinaladas em chão de fábrica as regiões “RRO” e “RRO OK” onde são colocadas as paletes com os pneus que são submetidos a este teste. Já no canto superior direito do presente *layout* estão situadas as seguintes regiões: “Material Retido”, “ETOs”, “Pneus de Controlo” e “Scrap”. De salientar, contudo, que a zona assinalada com “ETOs” que está mais próxima da máquina de RRO não está a ser usada para este fim, sendo que nesta se encontram armazenadas as Amostras Termopar.

5.1.2 Notas em relação ao *layout* futuro

A secção de Inspeção Final sofrerá algumas alterações num futuro relativamente próximo. Em primeiro lugar, a secção será expandida, sendo que as obras de remodelação terão início em junho. Para além disso, prevê-se a instalação de mais uma máquina de Inspeção Visual em setembro. Mais tarde, serão instaladas também uma nova máquina de RRO e outra de avaliação de pneus por raios X, que será fundamental na inspeção dos pneus OTR (*Pneus Off The Road*).

5.2 Descrição dos fluxos de pneus observados na secção de Inspeção Final

A presente secção pretende fazer a descrição do fluxo de pneus na secção de Inspeção Final. Para tal, serão utilizados diagramas esparguete, bastante úteis no registo, descrição e quantificação destes fluxos. Assim, em primeiro lugar, faz-se a definição dos diagramas esparguete e as vantagens trazidas pelos mesmos. Posteriormente, faz-se a aplicação destes no registo dos percursos aproximados dos diferentes tipos de pneus ao longo da secção de Inspeção Final.

5.2.1 Definição de Diagramas Esparguete

O diagrama esparguete é uma ferramenta utilizada pelo *Lean Manufacturing* para o registo e medição dos fluxos dos materiais ou dos operadores ao longo de um dado processo permitindo, assim, a redução dos desperdícios associados ao transporte, movimento e tempo de espera [29,30].

Para a concretização de um diagrama esparguete é necessário representar o *layout* da área em estudo. Neste, assinala-se o trajeto real das entidades em estudo sendo que, para facilitar a sua compreensão, os diferentes tipos de fluxos devem ser representados com diferentes cores [29].

Um diagrama esparguete completo pode revelar as diferentes ineficiências de um dado *layout*, identificando os desperdícios de tempo associados aos fluxos, tornando-se assim numa

ferramenta crucial para a melhoria da eficiência do processo. Em geral, com o objetivo de simplificar o diagrama esparguete, devem-se identificar as tarefas que se encontram relacionadas e aproximá-las ao máximo, devem-se reduzir os caminhos mais longos identificados e os postos devem ser rearranjados para que o movimento seja feito em forma de “C”, “U”, retangular ou circular [30]. A título de exemplo, a Figura 5.2 representa o diagrama esparguete real registado numa oficina (Figura 5.2, esquerda) que permitiu concluir acerca das melhorias necessárias a realizar em relação ao *layout* e que levou à alteração do mesmo (Figura 5.2, direita), com um diagrama esparguete muito mais simplificado e com tempo efetivo associado aos fluxos bastante menor.

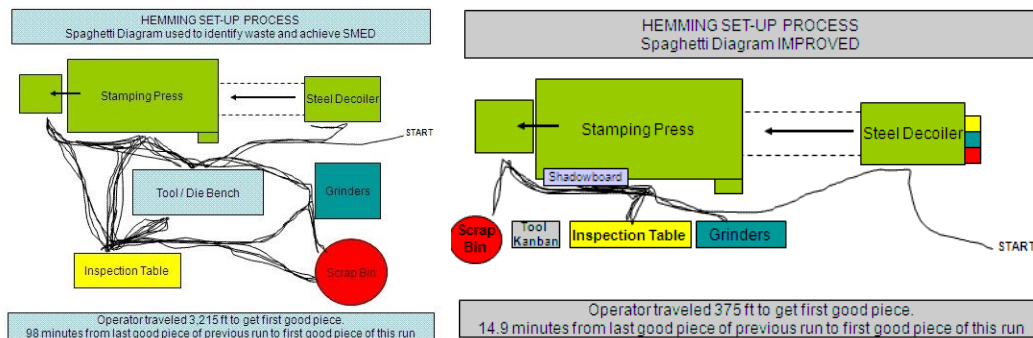


Figura 5.2 - Diagrama esparguete de uma oficina antes (esquerda) e depois (direita) da melhoria do *layout* [31].

5.2.2 Aplicação dos diagramas esparguete para registo dos fluxos dos pneus

Para a realização dos diagramas esparguete para o registo dos percursos dos pneus agrícolas na secção de Inspeção Final foram considerados os tipos de pneu que são apresentados na Tabela 5.1 e respetiva cor do trajeto que está assinalado no diagrama. De salientar que o trajeto corresponderá ao apresentado na descrição das etapas associadas à secção da Inspeção Final e sempre que o mesmo seja mais atípico este será explicitado na descrição associada a cada diagrama.

Tabela 5.1 - Legenda dos fluxos dos pneus nos diagramas da secção de Inspeção Final.

Cor	Descrição
Verde	Pneus saídos da vulcanização que seguem para Inspeção Visual.
Azul Escuro	Pneus saídos da vulcanização que ficam em espera porque máquina Inspeção Visual está ocupada.
Magenta	Pneus que têm de ser retocados.
Amarelo	Pneus que foram inspecionados, considerados “OK” pelos inspetores, esperam validação do Grader.
Roxo	Pneus que foram inspecionados, considerados “Suspeitos” pelos inspetores, esperam validação do Grader.
Vermelho	Amostras iniciais de um dado modelo ainda não produzido.
Rosa Claro	Amostras iniciais que foram consideradas OK para produção.

A Figura 5.3 apresenta o diagrama esparguete dos diferentes fluxos que foram observados na secção de Inspeção Final. De salientar que, na altura destes registos, os modelos 380/85 R24, 340/85 R28 e 460/85 R38 encontravam-se em produção e na segunda etapa do processo de industrialização encontrava-se o modelo 520/85 R38.

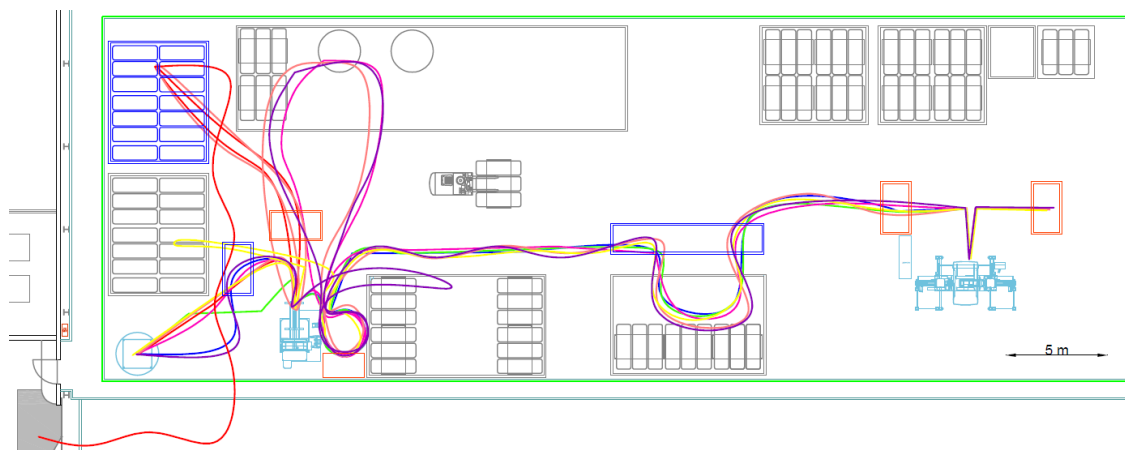


Figura 5.3 - Diagrama esparguete do fluxo dos pneus na secção de Inspeção Final.

Os modelos dos pneus que já se encontravam em produção tendem a seguir, normalmente, os percursos assinalados a azul escuro e a verde em cada um dos turnos observados. Estes dois percursos apenas diferem entre si pelo facto de o pneu seguir diretamente para a máquina de Inspeção Visual quando é recebido (percurso a verde) ou se tem de ficar a aguardar que esta máquina seja desimpedida (percurso a azul escuro). Estes pneus são considerados “OK” quer na Inspeção Visual quer pelo *Grader* e seguem para a máquina de RRO. Apenas quando é identificado, após Inspeção Visual, alguma imperfeição que o *Grader* considere que tenha de ser resolvido na Retocagem, então o pneu segue o percurso assinalado a magenta, tendo, portanto, após Retocagem, de ser revalidado pelo *Grader* e só depois seguir para a máquina de RRO.

Os percursos assinalados a amarelo e a roxo estão associados ao turno da noite e ao início do turno da manhã. Durante o turno da noite, o pneu é recebido após vulcanização e inspecionado. Se for considerado pelos inspetores como “OK”, o pneu é então paletizado na região assinalada como “Inspeccionar”, ficando a aguardar pelo turno da manhã do dia seguinte. Neste, uma vez que o *Grader* já está presente, é feita a validação do mesmo, seguindo as etapas normais para a finalização da inspeção. Já o fluxo assinalado a roxo corresponde aos pneus classificados como “Suspeitos” pelos inspetores. Estes ficam na zona assinalada como “Retidos pelo *Grader*”, ficando a aguardar pela sua classificação. Nos fluxos observados, todos os pneus considerados como “Suspeitos” seguiram para a Retocagem e depois desta foram reavaliados pelo *Grader* que os considerou como aptos para seguirem para a máquina de RRO.

No caso das amostras iniciais de um dado modelo (fluxos vermelho e rosa claro), estas são recebidas após vulcanização e minuciosamente inspecionadas na máquina de Inspeção Visual, verificando-se possíveis imperfeições associadas à iniciação do processo produtivo de novos modelos de pneu e que podem comportar alterações nas etapas anteriores de produção do pneu. Estas amostras são então armazenadas na secção situada no canto superior esquerdo do *layout* anterior. Verificou-se que estes pneus eram sucessivamente retirados deste local e colocados na máquina de Inspeção Visual para que a chefia pudesse compreender melhor as imperfeições e pudesse tomar medidas corretivas na produção, levando, contudo, à constante interrupção do funcionamento “normal” da máquina de Inspeção Visual. Foi também verificada nesta semana a saída de algumas destas amostras iniciais para o Centro de Investigação e Desenvolvimento dos pneus agrícolas instalado nesta empresa (fluxo assinalado a vermelho). Na altura do registo dos fluxos anteriores, o modelo 460/85 R38 tinha acabado de entrar em produção, pelo que as respetivas amostras iniciais da semana anterior (e que estavam paletizadas na região correspondente ao canto superior esquerdo) foram classificadas pela chefia como aptas para a produção. Contudo, estas ainda apresentavam algumas imperfeições que tiveram de ser

corrigidas na Retocagem, seguindo o percurso assinalado a rosa claro. A partir deste momento, e após a validação de pneus pelo *Grader*, estes seguiram o percurso normal ao longo da secção de Inspeção Final.

Fluxos não observados, mas relatados pelos operadores

De seguida, apresentam-se os fluxos de pneus que não foram diretamente observados ao longo do estágio mas que ocorrem ao longo da produção dos pneus agrícolas, de acordo com os relatos dos diferentes operadores e *Graders*. Na Tabela 5.2 é apresentada a legenda da Figura 5.4 que apresenta o diagrama esparguete, identificando o tipo de pneu que percorre a distância considerada.

Tabela 5.2 - Legenda dos fluxos dos pneus nos diagramas da secção de Inspeção Final.

Cor	Descrição
Preto	Pneu que foi retido pelo <i>Grader</i>
Verde Escuro	Pneu que foi retido, retocado mas <i>Grader</i> mantém retido
Vermelho Escuro	Pneu que após ter sido retido pelo <i>Grader</i> foi retocado, reavaliado e aceite
Verde Água	Pneu que após ter sido retido foi considerado <i>Scrap</i>

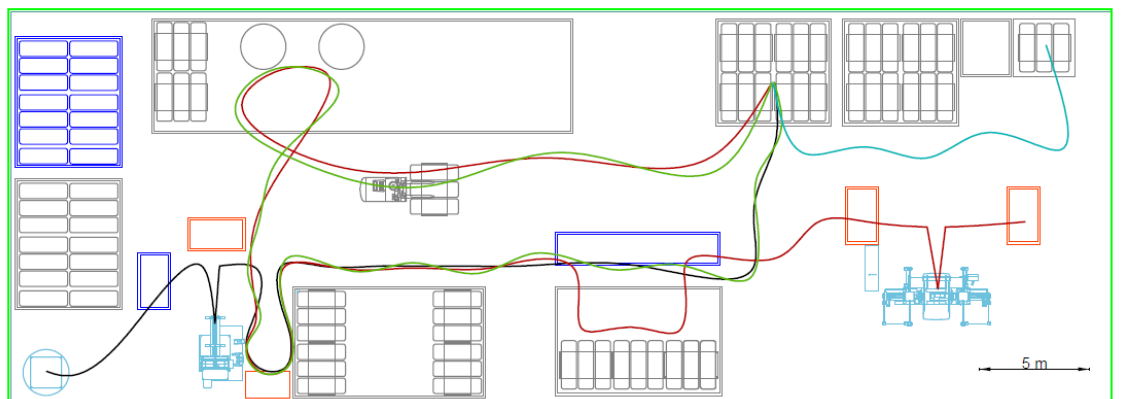


Figura 5.4 - Diagrama esparguete do fluxo dos pneus retidos que seguiram para Retocagem ou foram considerados *Scrap*.

Se num pneu, após ser visualmente inspecionado por parte dos inspetores e pelo *Grader*, forem identificadas imperfeições que não correspondem aos níveis de qualidade da Continental e que o *Grader* ache que estas não conseguem ser resolvidas na Retocagem, este considera-o como “Pneu Retido”, efetuando o percurso assinalado a preto no *layout* anterior. A partir deste momento terá de ser a chefia a analisar o pneu, pelo que três situações distintas poderão ocorrer: o pneu pode ser considerado como apto para a Retocagem, pelo que vai para esta secção, é posteriormente validado pelo *Grader* e, caso esteja de acordo com os parâmetros, segue as etapas seguintes da Inspeção Final (percurso assinalado a vermelho escuro), pode ser considerado apto para Retocagem mas, após esta etapa, o *Grader* mantém o pneu retido (percurso a verde escuro) ou o pneu é considerado *Scrap* pela chefia e desloca-se para a secção assinalada para este fim (percurso a verde água).

De salientar que o fluxo de pneus assinalado no *layout* anterior não foi diretamente observado, baseando-se nos relatos dos diferentes operadores e *Graders* da secção de Inspeção Final dos

pneus agrícolas. De acordo com estes, nunca nenhum pneu foi classificado com *Scrap* ou retido após inspeção na máquina de RRO pelo que este fluxo não foi considerado.

5.2.3 Vantagens e desvantagens do fluxo/*layout* atual

Da observação dos fluxos das diferentes tipologias de pneu pela secção de Inspeção Final rapidamente se conclui que estes não se encontram totalmente otimizados.

Tal como se pode constatar na Figura 5.3, a região mais próxima da máquina de Inspeção Visual é aquela que apresenta um fluxo mais desorganizado dos pneus. No caso dos pneus classificados como “OK” no turno da noite anterior (fluxo amarelo da Figura 5.3), verifica-se que o seu fluxo cruza sucessivamente o fluxo associado à inspeção visual dos pneus vulcanizados no primeiro turno do dia. Também próxima da Inspeção Visual encontra-se a região que é atualmente utilizada para a validação dos pneus por parte do *Grader*. Esta, apesar de diminuir o fluxo que tem de ser feito pelo pneu antes de seguir para a máquina de RRO, afeta o processo de Inspeção Visual já que, no caso dos pneus mais pequenos, a rotação feita pelo *Grader* ao pneu para inspeção bate nos inspetores e, no caso dos pneus de maiores dimensões, estes têm de ser deixados na máquina de Inspeção Visual, afetando assim o número total de pneus inspecionados. Também o fluxo dos pneus “Suspeitos” (fluxo roxo da Figura 5.3) afetou a disponibilidade da máquina de Inspeção Visual pois, como se tratavam de pneus de maiores dimensões, os mesmos tiveram de ser validados pelo *Grader* nesta máquina. De salientar que este espaço só é usado desta forma pois o *Grader* não tem condições apropriadas para fazer a validação dos pneus. Também a afetar a máquina de Inspeção Visual estão as amostras iniciais (fluxos assinalados a vermelho e rosa claro na Figura 5.3) que, para além de serem sucessivamente inspecionadas, são, por vezes, revistas pela chefia nesta mesma máquina para aferição de imperfeições e possíveis ajustes nas etapas associadas à produção do pneu.

Assim, conclui-se que o fluxo de pneus a otimizar está associado à região próxima da máquina de Inspeção Visual, máquina essa requerida para muitas etapas do ciclo de inspeção de um pneu agrícola. Contudo, e de acordo com a Figura 5.3, o fluxo associado à máquina de RRO está bastante otimizado, pelo que não será necessário atuar diretamente sobre o mesmo.

5.3 Quantificação do fluxo e tempo de passagem na secção de Inspeção Final

No presente capítulo é feita uma estimativa do tempo que é atualmente despendido por um pneu agrícola na secção de Inspeção Final. Para tal, tentou-se estimar o tempo dos fluxos mais frequentes, mais concretamente os associados aos pneus que saem da vulcanização e se encontram “OK” e os pneus que têm de ser retocados (fluxos verde e magenta, respetivamente).

Para este estudo, foram avaliados os tempos despendidos pelo pneu em cada uma das etapas que comportam a sua Inspeção Final, assim como o tempo que os mesmos passam em cada *buffer* intermédio presente nesta secção. Uma vez que a movimentação atual do pneu é feita rolando manualmente o pneu ao longo da secção de Inspeção Final, foi medida a velocidade de rolamento dos pneus que se encontravam em produção, velocidade essa utilizada na determinação do tempo de fluxo do pneu (velocidade de translação de, sensivelmente, 0.43 m/s para os pneus de menores dimensões e 0.48 m/s para os de maiores dimensões).

De seguida, serão aferidos os tempos despendidos com o *layout* atual, com as etapas atuais e com a produção média verificada aquando os registos (cerca de dois pneus produzidos por hora e de modelos distintos).

5.3.1 *Layout* e produção atuais

De seguida serão apresentadas as estimativas dos tempos despendidos pelos pneus na secção de Inspeção Final para o *layout* e produção atuais. Estas estimativas dependem não só do modelo do pneu em análise como também de algumas considerações feitas em cada uma destas etapas. Estas considerações serão apresentadas de seguida:

- O tempo de saída do pneu vulcanizado do suporte onde é deixado pelo AGV, e que comporta a sua colocação na vertical, foi medido, diferindo entre os modelos de pneus. Nos modelos 380/85 R24 e 340/85 R28, considerados como pneus de menores dimensões, este processo é, em geral, feito manualmente, demorando cerca de 5 segundos. Já nos modelos 460/85 R38 e 520/85 R38, considerados como modelos de pneus de maiores dimensões, a movimentação é feita com recurso a um empilhador, sendo medido um tempo de cerca de 30 segundos. Caso o pneu fique no *buffer* de vulcanizados, considerou-se um acréscimo de 5 segundos face ao tempo anterior associado à sua movimentação.
- Dada a produção atual, considerou-se que o tempo máximo que um pneu vulcanizado espera pela Inspeção Visual é o tempo decorrido na Inspeção Visual de um pneu, dando-se uma tolerância associada à movimentação do pneu para as secções seguintes e para a colocação do pneu seguinte na máquina de Inspeção Visual. Para simplificação, considerou-se que o pneu em espera era do mesmo modelo que o modelo que estava a ser inspecionado.
- O tempo de Inspeção Visual considerado foi uma média arredondada aos minutos, e por excesso, do tempo medido para cada modelo considerado. No caso dos modelos 380/85 R24 e 340/85 R28, como foram considerados em conjunto, estimou-se um tempo de 9 minutos de inspeção.
- O tempo de validação de um pneu pelo *Grader* foi sendo registado ao longo das observações dos pneus inspecionados, sendo que se estimou um tempo de apenas 1 minuto nos pneus de menores dimensões e 2 minutos para os de maiores dimensões. No caso dos pneus “Suspeitos” e que foram retocados, e de acordo com as informações transmitidas pelo *Grader*, o tempo de inspeção é mais longo pelo que se considerou um acréscimo de 1 minuto no tempo de validação.
- Já em relação ao tempo de *buffer* na RRO, em primeiro lugar, foi avaliado o número de pneus existentes por palete para cada modelo considerado: 5 pneus nos modelos 380/85 R24 e 340/85 R28, 4 pneus no modelo 460/85 R38 e 3 pneus para o modelo 520/85 R38. De seguida, estimou-se que a máquina de RRO funcionaria quando uma paleta estivesse completa. Assim, dada a produção verificada de 2 pneus de hora a hora, que, em geral, eram de modelos diferentes, considerou-se que um pneu de um dado modelo era produzido por hora logo o tempo máximo de espera de um pneu seria o tempo do primeiro pneu da paleta. Considerou-se também que, da produção total, 20% dos pneus teriam de ser retocados pelo que, no máximo, o primeiro pneu a chegar à paleta para a RRO teria de esperar uma hora adicional correspondente à espera do pneu produzido visto que o anterior ficou na secção de Retocagem.
- Os tempos de fluxo foram estimados a partir das distâncias percorridas pelo pneu, medidas a partir dos ficheiros CAD do *layout*, da perceção do fluxo normal de um pneu e da velocidade de translação deste.
- Já em relação à Retocagem, verificou-se que num turno cerca de 4 pneus dos de maiores dimensões eram retocados, o que perfaz um tempo de Retocagem de 2 horas. Já para os de menores dimensões considerou-se 1 hora. Contudo, é de salientar que este tempo é

bastante variável de pneu para pneu, sendo amplamente afetado pelas imperfeições detetadas neste.

- Foi considerada a metodologia de trabalho do turno da tarde, em que o *Grader* valida os pneus mal eles acabam de ser inspecionados, não havendo acumulação de pneus a serem inspecionados pelo *Grader*.

Os tempos estimados para cada uma das etapas que compõem a Inspeção Final de um pneu agrícola, para cada tipologia e modelo de pneu, são apresentados nas Tabelas 5.3 e 5.4.

Tabela 5.3 - Tempo despendido por modelo de pneu e etapa da Inspeção Final – Pneus “OK”.

Etapa	Distância Percorrida [m]	380/85 R24 340/85 R28	460/85 R38	520/85 R38
		Tempo despendido [s]	Tempo despendido [s]	Tempo despendido [s]
Saída do pneu do local onde é deixado pelo AGV	0	5.0	30.0	30.0
Movimentação do pneu para a máquina Inspeção Visual	9	19.7		
Inspeção Visual	0	540.0	720.0	780.0
Movimentação do pneu da máquina para o <i>Grader</i>	2	4.4	4.2	4.2
Avaliação do <i>Grader</i>	0	60.0	120.0	120.0
Movimentação do pneu do <i>Grader</i> para <i>buffer</i> da RRO	15	32.8	31.3	31.3
<i>Buffer</i> RRO	0	18000.0	14400.0	10800.0
Movimentação da paleta para RRO	14	30.7	29.2	29.2
Movimentação do pneu para entrada RRO	3	6.6	6.3	6.3
RRO	0	120.0	180.0	180.0
Movimentação do pneu para saída RRO	3	6.6	6.3	6.3
TOTAL	Movimentação	100.7 s	107.1 s	107.1 s
		1.7 min	1.8 min	1.8 min
	Tempo Pneu Inspeção	18825.7 s	15527.1 s	11987.1 s
		313.8 min	258.8 min	199.8 min
		5.2 h	4.3 h	3.3 h

Tabela 5.4 - Tempo despendido por modelo de pneu e etapa da Inspeção Final – Pneus “Suspeitos” que vão para Retocagem.

Etapa	Distância Percorrida [m]	380/85 R24 340/85 R28	460/85 R38	520/85 R38
		Tempo despendido [s]	Tempo despendido [s]	Tempo despendido [s]
Saída do Pneu do local onde é deixado pelo AGV	0	5.0	15.0	15.0
Movimentação até <i>buffer</i> de pneus vulcanizados	7	15.3		
<i>Buffer</i> de pneus vulcanizados	0	600.0	840.0	900.0
Movimentação do pneu do <i>buffer</i> para a máquina Inspeção Visual	5	10.9	20.0	20.0
Inspeção Visual	0	540.0	720.0	780.0
Movimentação do pneu para zona de inspeção do <i>Grader</i>	2	4.4	4.2	4.2
<i>Grader</i>	0	120.0	180.0	180.0
Movimentação do pneu para a zona de Retocagem	12	26.3	25.0	25.0
Retocagem	0	3600.0	7200.0	7200.0
Movimentação do pneu da Retocagem para o <i>Grader</i>	12	26.3	25.0	25.0
Avaliação do <i>Grader</i>	0	120.0	180.0	180.0
Movimentação do <i>Grader</i> para <i>buffer</i> da RRO	15	32.8	31.3	31.3
<i>Buffer</i> RRO	0	18000.0	14400.0	10800.0
Movimentação da paleta para RRO	14	30.7	29.2	29.2
Movimentação do pneu para entrada RRO	3	6.6	6.3	6.3
RRO	0	120.0	180.0	180.0
Movimentação do pneu para saída RRO	3	6.6	6.3	6.3

TOTAL	Movimentação	159.9 s	162.1 s	162.1 s
		2.7 min	2.7 min	2.7 min
	Tempo de inspeção	23264.9 s	24024.2 s	20544.2 s
		387.7 min	400.4 min	342.4 min
		6.5 h	6.7 h	5.7 h

De acordo com as Tabelas 5.3 e 5.4, os tempos de movimentação são bastante semelhantes entre os modelos considerados sendo que, caso o pneu tenha de ser retocado, então terá 1 minuto adicional de movimentação. Assim, a movimentação dos pneus constitui uma percentagem bastante diminuta do tempo total de permanência na secção de Inspeção Final.

Contudo, alguns pormenores referentes às considerações anteriores devem ser ressalvados. Em primeiro lugar, a maior parte do tempo despendido na secção está associado ao *buffer* na RRO, sendo que este é amplamente influenciado pela produção atual que foi considerada (dois pneus por hora e de modelos diferentes). Assim sendo, com o aumento do volume de produção de pneus agrícolas, este tempo será, obviamente, muito inferior pelo que a percentagem de tempo despendido na movimentação dos pneus ao longo da secção será maior. Por outro lado, salienta-se que, atualmente, a movimentação dos pneus é feita por rolamento manual do mesmo ou, em certos casos, com auxílio do empilhador, situação essa que permite uma movimentação dos pneus relativamente rápida, mas muito pouco segura e prática para os operadores.

No caso da validação de pneus pelo *Grader* deixar de ser feita a 100%, então serão poupados alguns minutos no tempo efetivo de permanência do pneu na secção de Inspeção Final. Contudo, não afetará a quantidade máxima de pneus inspecionados visto que a validação do pneu pelo *Grader* é mais rápida que a Inspeção Visual.

Das etapas associadas à Inspeção Final do pneu, a etapa mais demorada é a Retocagem. Contudo, e idealmente, apenas 20% dos pneus produzidos são sujeitos a esta. Assim, a segunda etapa mais demorada é a Inspeção Visual e, como apenas está disponível uma máquina para a realizar, é esta que, neste momento, condicionará a quantidade de pneus máxima que pode ser inspecionada na secção.

5.4 Determinação da capacidade máxima de Inspeção Visual atual

Na presente secção determinou-se, de forma aproximada, qual seria a capacidade máxima de Inspeção Visual dos pneus agrícolas para as condições atuais (número de operadores, máquinas de Inspeção Visual disponíveis, *layout* atual, etc.) por turno e por dia.

Em primeiro lugar, considerou-se que ao longo do turno/dia seriam produzidos pneus de menores dimensões (com tempo de Inspeção Visual médio de 540 s) e de maiores dimensões (com tempo de Inspeção Visual médio de 750 s, média dos tempos de Inspeção Visual dos modelos 460/85 R38 e 520/85 R38 presentes nas tabelas anteriores) de forma intercalada e que estes estariam imediatamente disponíveis para Inspeção Visual mal a máquina se encontrasse desocupada.

Uma vez que o operador que realiza a Inspeção Visual tem também de fazer a movimentação dos pneus para a máquina em questão, este tempo também deverá ser considerado na determinação da capacidade máxima de inspeção. Dado que, num futuro próximo, o *Grader* não fará a validação a 100% dos pneus, este tempo de movimentação a considerar será referente ao percurso desde o suporte dos pneus vulcanizados até à máquina de Inspeção Visual e desta até ao *buffer* da RRO.

O tempo de cada turno é considerado como sendo de 8 horas. Dessas, cerca de 13% do tempo é considerado como não produtivo, o que perfaz um total de cerca de 7 horas de trabalho, sensivelmente. Assim, esse será o tempo utilizado para a determinação do número máximo de pneus inspecionados quer por turno quer por dia. As equações seguintes apresentam a fórmula de cálculo utilizada para esta determinação.

$$\begin{aligned} \text{Tempo chegada}_{2\text{pneus}} &= (\text{Tempo movimentação} + \text{Tempo inspeção visual})_{\text{pneus menores dimensões}} \\ &+ (\text{Tempo movimentação} + \text{Tempo inspeção visual})_{\text{pneus maiores dimensões}} \end{aligned} \quad (5.1)$$

$$N^{\circ} \text{ máximo pneus inspecionados}_{\text{por turno}} = 2 * \frac{\text{Tempo produtivo do turno}}{\text{Tempo chegada}_{2\text{ pneus}}} \quad (5.2)$$

$$N^{\circ} \text{ máximo pneus inspecionados}_{\text{por dia}} = 3 * N^{\circ} \text{ máximo pneus inspecionados}_{\text{por turno}} \quad (5.3)$$

A Tabela 5.5 apresenta os tempos considerados para a determinação do tempo mínimo estimado de chegada de dois pneus de dimensões distintas à secção de Inspeção Visual, sendo que este foi determinado de acordo com o anteriormente descrito. Contudo, deve ser tido em consideração que esta estimativa não corresponderá exatamente à capacidade máxima de inspeção atual uma vez que não estão considerados os tempos de ocupação da máquina associados à validação do pneu pelo *Grader* e à inspeção das amostras iniciais (reinspeção do pneu por parte dos inspetores e inspeção do pneu por parte das chefias), tempos esses não contabilizados, mas que afetam a capacidade de inspeção máxima.

Tabela 5.5 - Determinação dos tempos mínimos de chegada dos pneus e número máximo de pneus inspecionados por turno e por dia.

Parâmetro	Valor	Unidade
Tempo movimentação médio (pneus menores dimensões)	61.9	s
Tempo inspeção médio (pneus menores dimensões)	540	s
Tempo movimentação médio (pneus maiores dimensões)	65.4	s
Tempo inspeção médio (pneus maiores dimensões)	750	s
Tempo de chegada de dois pneus	1417.3	s
	23.6	min
Tempo produtivo por turno	25056	s
	6.96	h
Número Pneus Inspecionados/Turno	35	-
Número Pneus Máximos/Dia	105	-

Estima-se que o número de pneus máximos inspecionados por dia para o *layout* atual da secção de Inspeção Final seja de cerca de 105 pneus, considerando a produção de pneus de menores e maiores dimensões de forma intercalada ao longo do dia. Contudo, esta produção está ainda muito aquém do que está planeado até ao final do ano e que pretende a saída de cerca de 350 pneus agrícolas diários.

5.4.1 Formas de aumentar o número de pneus inspecionados

A partir das considerações anteriores tentou-se compreender de que forma é que se poderia aumentar o número de pneus inspecionados na secção de Inspeção Final. Assim, conclui-se que algumas das formas de diminuir o tempo de chegada dos pneus são:

- Remover ou diminuir o tempo associado à movimentação dos pneus ao longo da secção de Inspeção Final: tal pode ser feito através da contratação de um novo operador que fará a movimentação dos pneus enquanto o outro os inspeciona ou através da instalação de um sistema de movimentação dos pneus;
- Diminuição do tempo de Inspeção Visual: tal pode ser feito através da uniformização e otimização das etapas de Inspeção Visual;
- Aquisição de uma nova máquina de Inspeção Visual.

A título de exemplo, apresenta-se na Tabela 5.6 o tempo de chegada dos pneus à secção de Inspeção Final se se considerar que o operador que faz a inspeção dos pneus não realiza a movimentação dos mesmos. Apresenta-se também o número máximo de pneus inspecionados por turno e por dia nas condições descritas.

Tabela 5.6 - Determinação dos tempos mínimos de chegada dos pneus sem a consideração do tempo de transporte, do número máximo de pneus inspecionados por dia e por turno.

Parâmetro	Valor	Unidade
Tempo inspeção médio (pneus menores dimensões)	540	s
Tempo inspeção médio (pneus maiores dimensões)	750	s
Tempo Inspeção Visual=Tempo chegada dois pneus	1290	s
	21.5	min
Número Pneus Máximos/Turno	38	-
Número Pneus Máximos/Dia	114	-

A Tabela 5.7 apresenta o número de pneus máximos inspecionados caso o inspetor realize a movimentação dos pneus e na situação em que este é feito de outra forma, assim como a diferença entre estes dois valores.

Tabela 5.7 - Comparação dos tempos de inspeção para os dois casos apresentados.

	Número de Pneus Máximos por dia
Caso 1 Movimentação + Inspeção Visual	105
Caso 2 Inspeção Visual	114
Diferença	9

Da análise da Tabela 5.7 rapidamente se conclui que a redução do tempo de chegada dos pneus através da remoção do tempo associado à movimentação dos pneus do suporte para a máquina de Inspeção Visual e desta até ao *buffer* da RRO conduz a um aumento de 9 pneus inspecionados por dia.

5.5 Proposta de alteração do *layout* da secção de Inspeção Final

De acordo com as considerações anteriores, verifica-se que o *layout* atual apresenta algumas vantagens e desvantagens. Enquanto que os fluxos na proximidade da máquina de RRO se encontram amplamente otimizados, aqueles que se encontram associados à máquina de Inspeção Visual já não estão. A desorganização de fluxos nesta região está associada à constante ocupação quer da máquina de Inspeção Visual quer da região próxima desta pelo *Grader* e pela reinspeção das amostras iniciais. Para além disso, o *layout* atualmente usado não se encontra claramente assinalado em chão de fábrica (por exemplo, a inexistência de uma área destinada para o armazenamento das amostras iniciais e de colocação dos pneus “OK” e “Suspeitos” para validação pelo *Grader*) o que faz com que, na troca de turno, os operadores tenham de explicar ao turno seguinte a forma de organização dos pneus na secção. Toda esta desorganização associada ao *layout* e respetivos fluxos poderá culminar com erros de inspeção dos pneus, situação essa intolerável para os padrões de qualidade da Continental.

Assim, tentou-se estudar a possível alteração do *layout* da secção de Inspeção Visual que permitisse eliminar algumas das desvantagens anteriormente apresentadas e que se encontram associadas à organização atual desta secção. Contudo, esta alteração estaria sujeita a algumas

5.5.2 Proposta 2

Na proposta de alteração de *layout* seguinte tentou-se aproximar as secções destinadas ao *Grader* e à Retocagem dos pneus uma vez que, num futuro próximo, o *Grader* apenas avaliará os pneus considerados “Suspeitos” aquando da Inspeção Visual e a maior parte destes terá de seguir para Retocagem. Para além disso, a área reservada ao armazenamento dos pneus associados às primeiras etapas do processo de industrialização de um dado modelo foi deslocada face à proposta anterior, sendo que se tentou que a mesma se situasse numa zona mais próxima do portão de saída e que não cruzasse o fluxo dos restantes pneus. Apresentam-se, de seguida, as principais vantagens e desvantagens associadas à proposta apresentada:

Vantagens:

- “ETOs e AIs” mais próximos do portão de saída, sendo que o seu fluxo não cruzará o fluxo dos restantes pneus;
- Espaço para *Grader* realizar, nas devidas condições, a validação dos pneus agrícolas;
- Aproximação das regiões destinadas ao *Grader* e à Retocagem dos pneus agrícolas.

Desvantagens:

- Maior número de alterações necessárias face ao *layout* atual;
- Fluxo dos pneus que têm de ser retocados e dos “AIs” que integram a produção passa a ser mais longo face ao fluxo atual.

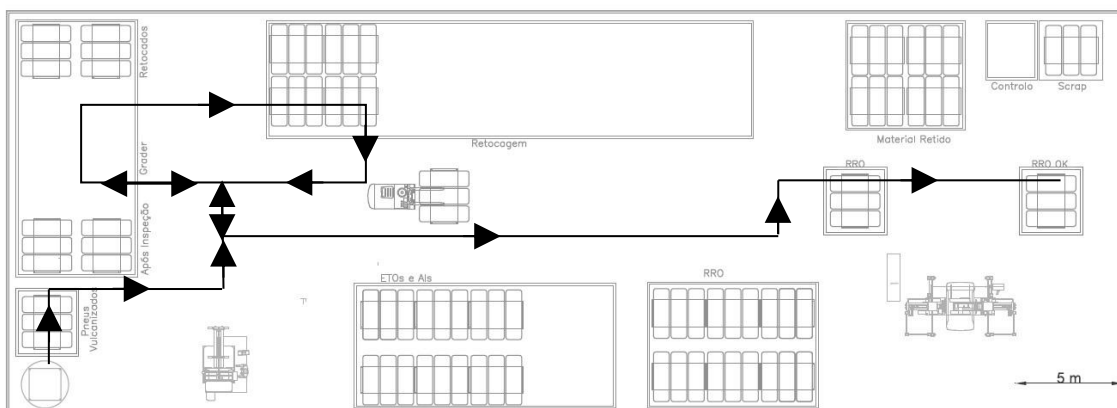


Figura 5.6 - Proposta 2 de alteração do *layout* da secção de Inspeção Final.

5.5.3 Proposta 3

A seguinte proposta de *layout* para a secção de Inspeção Final (representada na Figura 5.7) pretende fazer com que quer pneus considerados “OK” quer pneus considerados como “Suspeitos” após Inspeção Visual sigam um mesmo percurso e que este tenha um formato circular. Para tal, foi alterado o ponto de entrega dos pneus vulcanizados, que passou a situar-se à direita da máquina de Inspeção Visual. Para além disso, tentou-se aproximar as secções reservadas ao *Grader* e à Retocagem de pneus agrícolas. De seguida apresentam-se as principais vantagens e desvantagens associadas à proposta apresentada:

Vantagens:

- “ETOs e AIs” mais próximos do portão de saída, sendo que o seu fluxo não cruzará o fluxo dos restantes pneus;
- Espaço para *Grader* realizar, nas devidas condições, a validação dos pneus agrícolas;
- Aproximação das regiões destinadas ao *Grader* e à Retocagem dos pneus agrícolas;
- Constituição de um percurso dos pneus comum aos pneus “OK” e aqueles que têm de ser retocados, o que poderá trazer vantagens na constituição de um sistema de transporte para os mesmos.

Desvantagens:

- Maior número de alterações necessárias face ao *layout* atual;
- Alteração da posição de entrega dos pneus vulcanizados pelo AGV, o que implicará a recolocação dos sensores e possível reprogramação do AGV;
- Fluxo dos pneus passa a ser mais longo face ao fluxo atual.

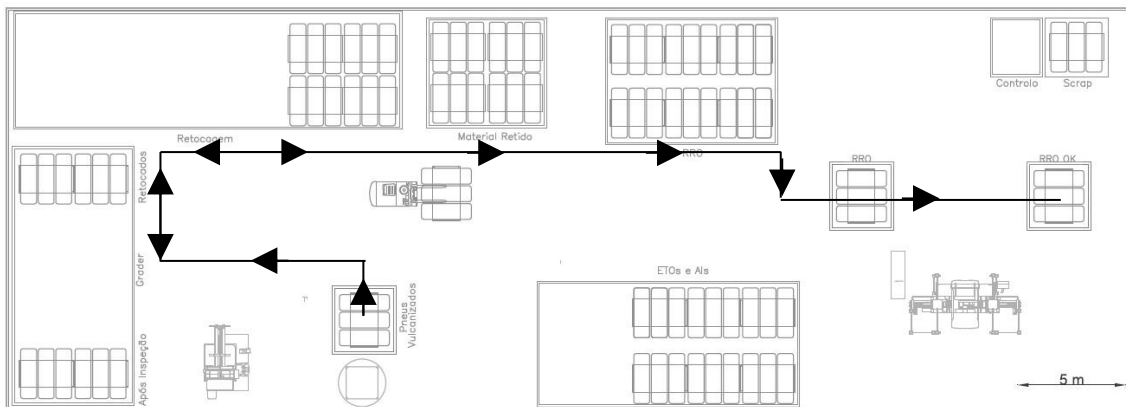


Figura 5.7 - Proposta 3 de alteração do *layout* da secção de Inspeção Final.

5.5.4 Comparação das propostas e escolha da melhor opção

Para além das vantagens e desvantagens de cada uma das propostas anteriormente apresentadas, a Tabela 5.8 apresenta uma estimativa da distância dos percursos dos pneus que se encontram assinalados em cada uma das propostas anteriores.

Tabela 5.8 - Distância do percurso dos pneus assinalado em cada uma das propostas de alteração do *layout* da secção de Inspeção Final.

	Proposta 1	Proposta 2	Proposta 3
Distância [m]	73	88	86

De acordo com as conclusões retiradas da análise do tempo despendido pelos pneus agrícolas ao longo da secção de Inspeção Final, a distância percorrida pelo pneu ao longo desta secção não será um parâmetro muito relevante na escolha do *layout*. Contudo, a forma do percurso dos pneus ao longo desta secção é de extrema importância, uma vez que se pretende que o mesmo seja o mais organizado possível por forma a se evitar erros na identificação e validação dos pneus nesta área. Para além disso, esta forma do percurso será também muito relevante para, num futuro, se seleccionar um sistema de movimentação dos pneus agrícolas.

Uma vez que esta alteração de *layout* terá uma aplicabilidade a curto prazo e até à sua reestruturação não se fará a alteração do sistema de movimentação de pneus (que atualmente é feita de forma manual pelos operadores), o parâmetro mais relevante para a escolha do novo *layout* será o menor número de alterações a realizar para concretizar essa proposta.

Assim, de todas as propostas apresentadas, a que se revela mais vantajosa, de acordo com os requisitos apresentados, é a primeira proposta. Esta, para além de ser a que menos modificações acarreta face ao atual *layout*, permitirá uma correta identificação das diferentes áreas e uma melhor organização desta secção. Contudo, para que a mesma possa ser implementada e se verifiquem melhorias ao nível dos fluxos em torno da máquina de Inspeção Visual, terão de ser criadas condições para que o *Grader* possa realizar a validação dos pneus na área destinada a este, sem que tenha de recorrer à máquina de Inspeção Visual.

5.5.5 Alterações a realizar face ao *layout* atual

De seguida será apresentado o conjunto de ações necessárias para a concretização das alterações de *layout* presentes na proposta escolhida. De salientar que todas devem culminar com a correta identificação destas áreas no chão de fábrica.

- Secção dos pneus vulcanizados: Redução do espaço reservado para a paletização destes pneus para 1 palete;
- Secção dos “ETOs e AIs”: Eliminação da área anteriormente reservada aos “ETOs” e criação de uma nova área de dimensões $5.3 \times 11.6 \text{ m}^2$, podendo ter espaço para instalação de dispositivo para verificar pneus;
- Secção de Retocagem: Deslocação em 5 m da área para a direita e aumento da área para as seguintes dimensões $21.6 \times 5.2 \text{ m}^2$;
- Secção do Material Retido: Deslocação em 5 m para a direita da secção;
- Secção *Sorting* RRO: Deslocação da área 1 m para a direita e aumento da área para $10.2 \times 5.6 \text{ m}^2$;
- Secção do *Grader*: Aumento da área da secção para $13,6 \times 5.4 \text{ m}^2$, com zonas reservadas para um dispositivo de validação dos pneus agrícolas e posto.

6 Proposta de Reformulação do Ciclo Programado de Inspeção Visual

De acordo com o que já foi visto em capítulos anteriores da presente dissertação, uma das formas de se aumentar a capacidade máxima de Inspeção Visual da secção de Inspeção Final consiste na redução do tempo de ciclo de inspeção. Contudo, o tempo de ciclo terá de ser suficiente para que o inspetor consiga realizar a remoção do *flash* presente no piso e no talão, a inspeção do piso, paredes laterais, talão e camada interior do pneu e pequenas reparações estéticas sem comprometer a correta inspeção do pneu agrícola.

Assim, o presente capítulo inicia-se com a descrição do ciclo de Inspeção Visual que se encontra atualmente programado na *Inspectomat*, máquina utilizada para a realização da Inspeção Visual e que garante a rotação do pneu e respetiva iluminação do mesmo. De seguida, procedeu-se à medição dos tempos de Inspeção Visual de três modelos de pneus distintos, realizada por diferentes turnos, com respetiva descrição da forma como os mesmos realizavam as diferentes operações de inspeção. Da comparação do ciclo programado com a forma de inspeção realizada pelos operadores, concluiu-se que a programação da máquina de Inspeção Visual não se encontra devidamente otimizada. Por esta razão, faz-se uma proposta de alteração do ciclo programado, fazendo-se uma estimativa do tempo de inspeção de um pneu do modelo 520/85 R38 com a nova programação. Por último, a partir das velocidades de rotação dos pneus testadas para os modelos 340/85 R28, 460/85 R38 e 520/85 R38, faz-se uma proposta para a determinação das velocidades ideais para cada etapa da Inspeção Visual do pneu, determinada a partir dos dados do modelo do pneu a ser inspecionado.

6.1 Ciclo atualmente programado

O ciclo que se encontra atualmente programado, independentemente do modelo de pneu, será apresentado de seguida. De salientar que estas informações encontram-se descritas no documento interno da Continental [24].

1. Após clique no botão “Iniciar ciclo”, o braço da máquina de inspeção começa a subir, posicionando o pneu para a realização do corte do *flash* e inspeção do piso.
2. Mantendo o pedal “Rodar para a Esquerda” ou “Rodar para a Direita” pressionado, o pneu dará as rotações que são necessárias para a realização da operação. Esta etapa destina-se à realização do corte do *flash* do piso.
3. Pressionando o pedal “Avançar Ciclo”, o ciclo avança para a etapa seguinte.
4. Pressionando o pedal “Rodar para a Esquerda” ou “Rodar para a Direita”, o pneu fará apenas uma rotação. Esta etapa destina-se à realização da inspeção do piso.
5. Pressionando o pedal “Rodar para a Esquerda” ou “Rodar para a Direita” novamente, o pneu rodará até que seja pressionado novamente o mesmo pedal, dando por terminada a inspeção do piso.

6. Após a conclusão da inspeção do piso, o pedal de “Avançar Ciclo” deve ser novamente pressionado, levando à elevação do braço para a realização das etapas de inspeção seguintes.

7. Pressionando o pedal “Rodar para a Esquerda” ou “Rodar para a Direita”, o pneu fará apenas uma rotação, sendo que esta operação será repetida num total de 4 vezes. Esta etapa destina-se à realização da inspeção das paredes laterais, camada interior e talão do pneu, assim como o corte do *flash* do talão. No caso destas operações ainda não se encontrarem concluídas, o pedal “Rodar para a Esquerda” ou “Rodar para a Direita” deverá ser novamente pressionado, sendo que o pneu rodará até que este seja novamente pressionado.

8. Pressionando o pedal “Avançar Ciclo”, o ciclo de Inspeção Visual estará então concluído.

A Figura 6.1 pretende resumir as etapas que se encontram atualmente programadas na *Inspectomat* para a realização da Inspeção Visual dos pneus agrícolas.



Figura 6.1 - Forma de comando e etapas programadas na *Inspectomat* para a realização da Inspeção Visual dos pneus agrícolas.

Os parâmetros do programa definido na máquina de Inspeção Visual podem ser editados na sua HMI. Assim, conseguem-se definir, em cada programa, a altura do braço (de carregamento, corte do *flash* e de inspeção), que se ajustam de acordo com a altura do operador, assim como permite a definição de duas velocidades: a velocidade de inspeção e a velocidade de corte do *flash*, ambas definidas em m/min e que correspondem à velocidade linear no talão do pneu. De acordo com o observado, a velocidade de inspeção da máquina é a definida na rotação programada antes da elevação do braço e após esta mesma elevação, nas quatro rotações que se encontram definidas no programa. Já a velocidade de corte do *flash* é a velocidade definida para a remoção do *flash* no piso, ciclo esse que faz a rotação do pneu enquanto o operador estiver a carregar no pedal da *Inspectomat*. Também podem ser definidas rampas de aceleração e desaceleração, expressas em segundos. Os parâmetros do programa apresentados na interface da *Inspectomat* para os pneus que se encontravam em produção são apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 - Variáveis do programa da *Inspectomat* definidas para cada modelo.

Modelo	380/85 R24				340/85 R28				460/85 R38				520/85 R38			
Dimensões pneu	380	85	R	24	340	85	R	28	460	85	R	38	520	85	R	38
Braço em posição de carregamento [mm]	1000				750				900				1100			
Braço em posição de corte do <i>flash</i> [mm]	1100				1240				1350				1500			
Velocidade de corte de <i>flash</i> [m/min]	15				15				25				25			
Braço em posição de inspeção [mm]	1740				1720				1720				1720			
Velocidade de inspeção [m/min]	15				15				25				25			
Rampa aceleração [s]	30				30				30				30			
Rampa desaceleração [s]	5				5				5				5			

6.2 Medição dos tempos de Inspeção Visual

Para a realização do estudo da possibilidade de se aumentar a capacidade de inspeção máxima da secção de Inspeção Final por redução do tempo de ciclo, foram avaliados os tempos decorridos em cada uma das etapas de Inspeção Visual do pneu para os modelos 380/85 R24, 340/85 R28 e 520/85 R38.

Em primeiro lugar, foram definidas as etapas de inspeção, de acordo com o que foi observado, e que são apresentadas na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 - Etapas a realizar na *Inspectomat*.

Corte do <i>flash</i> presente no piso
Inspeção do piso + Reparações estética
Inspeção da parede lateral lado 1
Inspeção da parede lateral lado 2
Corte do <i>flash</i> do talão lado 1
Corte do <i>flash</i> do talão lado 2
Inspeção camada interior + Reparações estética

De seguida, registou-se, para cada pneu observado, o respetivo número da amostra avaliada, assim como o modelo do pneu e o turno que procedeu à sua inspeção. Este registo encontra-se apresentado na Tabela 6.3.

Tabela 6.3 - Registo do modelo, número da amostra e turno que realizou a Inspeção Visual dos pneus observados.

Modelo	380/85 R24					340/85 R28						520/85 R38				
Amostra	1	2	6	8	9	3	4	5	7	10	11	12	13	14	15	16
Turno	CC	CC	CC	CC	CA	CC	CA	CC	CC	CA	CA	CB	CB	CB	CB	CD

Os tempos registados, em segundos, para cada uma das etapas de Inspeção Visual dos diferentes modelos de pneus observados são apresentados nos gráficos das Figuras 6.2, 6.3 e 6.4. As barras da mesma cor correspondem aos tempos decorridos nas diferentes etapas para uma mesma amostra, sendo que as barras a azul apresentam as médias dos tempos de cada uma destas.

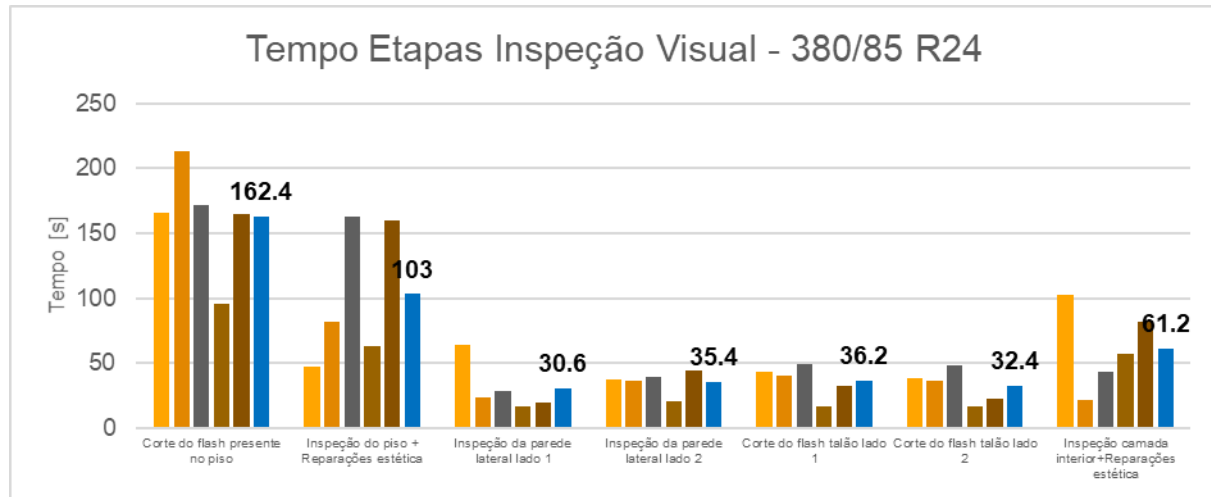


Figura 6.2 - Resumo dos tempos de Inspeção Visual das amostras 380/85 R24.

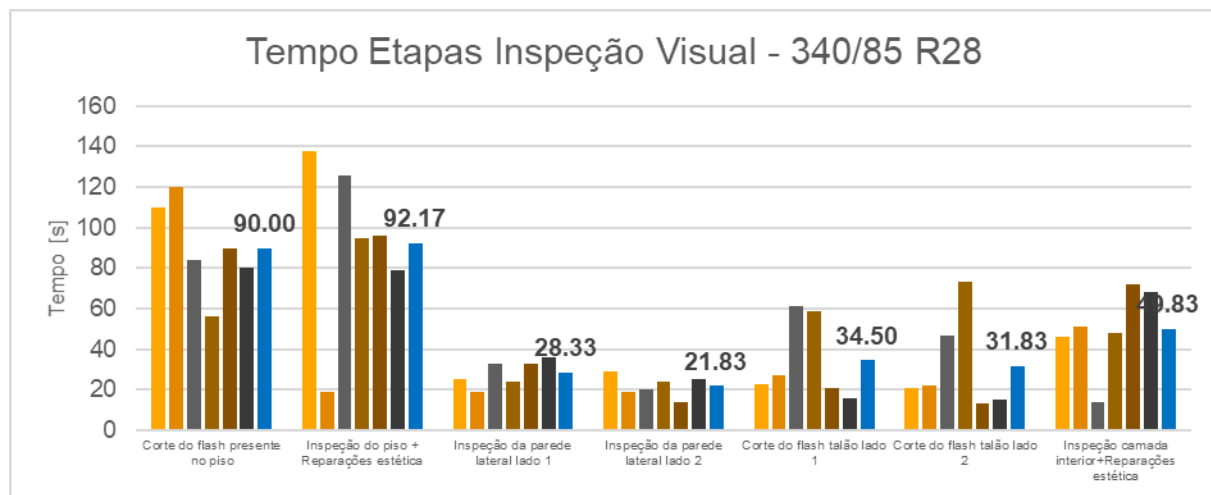


Figura 6.3 - Resumo dos tempos de Inspeção Visual das amostras 340/85 R28.

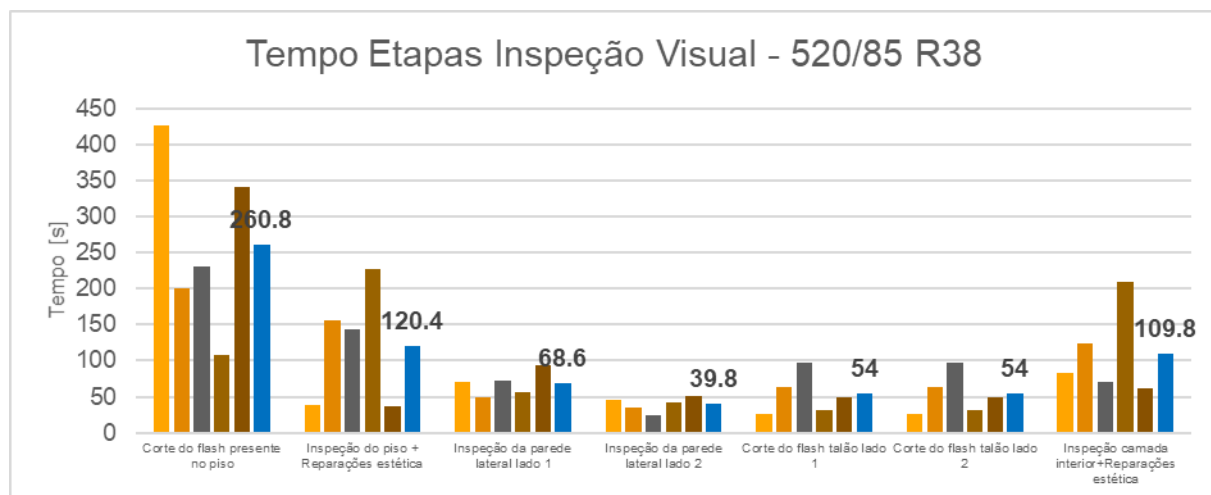


Figura 6.4 - Resumo dos tempos de Inspeção Visual das amostras 520/85 R38.

de inspeção já existente na Continental uma vez que a programação atual da *Inspectomat* não o permitia (mais concretamente com a definição de diferentes velocidades e do número de rotações).

Por outro lado, tentou-se definir as velocidades ideais para cada etapa de Inspeção Visual dos pneus agrícolas em função das dimensões dos pneus e a partir das velocidades que foram definidas e testadas com os operadores. Contudo, apenas se conseguiram recolher as velocidades referentes aos modelos que, na altura, se encontravam em produção (modelos 340/85 R28, 460/85 R38 e 520/85 R38). Assim, rapidamente se conclui que a amostra de modelos de pneus testados é claramente insuficiente para uma definição rigorosa da lei que estipula estas velocidades. Contudo, no presente capítulo, apenas é feita uma sugestão inicial para esta mesma variação que, após as devidas alterações à *Inspectomat*, deverá ser devidamente testada e comprovada com os inspetores e com o Departamento da Qualidade da Continental e que poderá, caso a programação da *Inspectomat* assim o permita, ser continuamente melhorada.



Figura 7.8 – Suporte adaptado para a realização da validação dos pneus agrícolas.

Tabela 8.2 - Tipos de avarias mais frequentes em cada um dos subsistemas em análise.

<i>Inspectomat</i>	<i>Radial Run-Out (RRO)</i>	<i>Retocagem</i>
Falha na comunicação com o computador	Falha na comunicação com o computador	Entupimento da extrusora
Falha na comunicação com MCAT	Falha na marcação	Avaria elétrica nas máquinas de <i>Tip-Top</i>
Lâmpada fundida	Falhas associadas ao sistema pneumático	Danos nos equipamentos de Retocagem

8.3 Classificação das avarias na secção de Inspeção Final proposta

Em primeiro lugar, procedeu-se à escolha dos campos que devem passar a ser preenchidos pelos operadores e técnicos de manutenção, por forma a facilitar a introdução das avarias no sistema informático da Continental. De seguida, a partir dos registos anteriores das avarias, do conhecimento dos tipos de subsistemas existentes nos aparelhos que fazem parte da secção de Inspeção Final e da opinião dos operadores, técnicos de manutenção e dos engenheiros pertencentes ao departamento em causa, fez-se a classificação dos tipos de avarias que podem ocorrer na secção de Inspeção Final dos pneus agrícolas, que é apresentada na Tabela 8.3.



Figura 9.11 - Equipamento de medição tridimensional *CIMCORE* Modelo 5028 [39].

A parte central do equipamento foi posicionada e apertada ao furo central da jante. De seguida, colocou-se o braço móvel a percorrer as várias regiões do perfil da jante, registando assim as coordenadas de diferentes pontos da mesma em relação ao ponto central da medição. A Figura 9.12 demonstra o procedimento realizado pelo Engenheiro Hélder Guerra do CATIM para a medição tridimensional da jante em consideração.

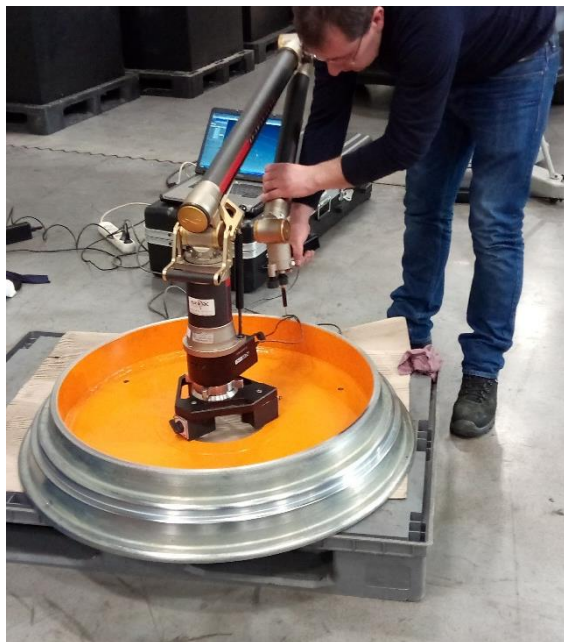


Figura 9.12 - Medição tridimensional da jante 30/34 polegadas.

Posteriormente, os resultados da medição foram devidamente tratados pelo CATIM, produzindo-se um modelo 3D da jante medida. De salientar que este modelo apenas contempla o perfil exterior que foi medido neste procedimento. O modelo encontra-se apresentado na Figura 9.13.



Figura 9.13 - Modelo 3D da jante medida, disponibilizado pelo CATIM.

A partir do modelo apresentado fez-se a respetiva representação 2D para se avaliarem as dimensões do perfil medido e compará-las com as informações anteriormente apresentadas pelo fornecedor das jantes. A Figura 9.14 apresenta o modelo teórico, baseado nas informações disponibilizadas pelo fornecedor (Figura 9.14, esquerda) e o modelo 2D resultante da medição do perfil da jante pelo CATIM (Figura 9.14, direita). Ambos os perfis foram obtidos e tratados no *software AutoCad*.

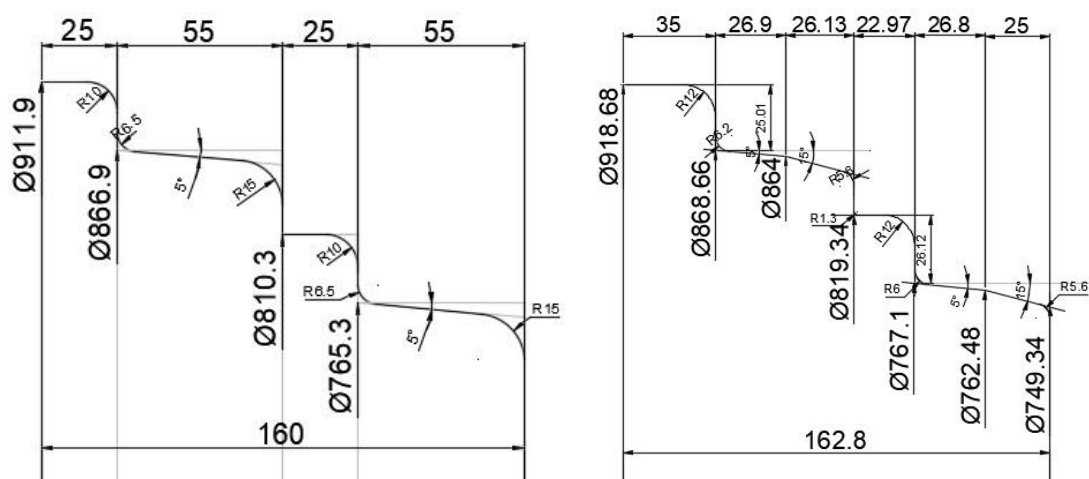


Figura 9.14 - Perfis das jantes de acordo com o modelo da Buzuluk (esquerda) e modelo obtido pela medição tridimensional da jante (direita).

Os desenhos anteriores foram então comparados, definindo-se, para tal, os parâmetros que se encontram representados na Figura 9.15.

A produção da jante foi feita por recurso a um torno vertical CNC. O material escolhido para a produção da jante foi o aço 40 CrNiMo com um tratamento superficial de niquelagem amarela com uma espessura de 0.01 mm. Este material foi escolhido de acordo com o documento referente à produção de jantes com o mesmo fim para o PLT [34].

9.5 Acompanhamento da chegada da jante

As Figuras 9.18 e 9.19 apresentam a jante de 32 polegadas produzida para a máquina de RRO, de acordo com o desenho anterior, e a mesma a ser montada na referida máquina, respetivamente.



Figura 9.18 - Jante de 32 polegadas produzida para a máquina de RRO.



Figura 9.19 - Jante de 32 polegadas a ser montada na máquina de RRO.

9.5.1 Machine Tolerance Check - MTC

O MTC é um procedimento realizado em todas as máquinas de *Radial Run-Out* da Continental e que consiste na verificação das tolerâncias dimensionais associadas às suas jantes. São verificados os *Run-Out* Lateral e Radial para avaliação do paralelismo e excentricidade das jantes, respetivamente. O MTC é feito logo após a aquisição de novas jantes para a presente máquina e com uma frequência de 13 semanas para as restantes jantes utilizadas, sendo que, em cada registo, deve ser verificada uma tolerância inferior a 0.25 mm.

A Figura 9.20 apresenta os equipamentos utilizados para a realização do MTC das novas jantes: adaptador para a verificação de paralelismo (Figura 9.20, A), um comparador de precisão 0.01 mm (Figura 9.20, B) e um veio adaptável de verificação (Figura 9.20, C).

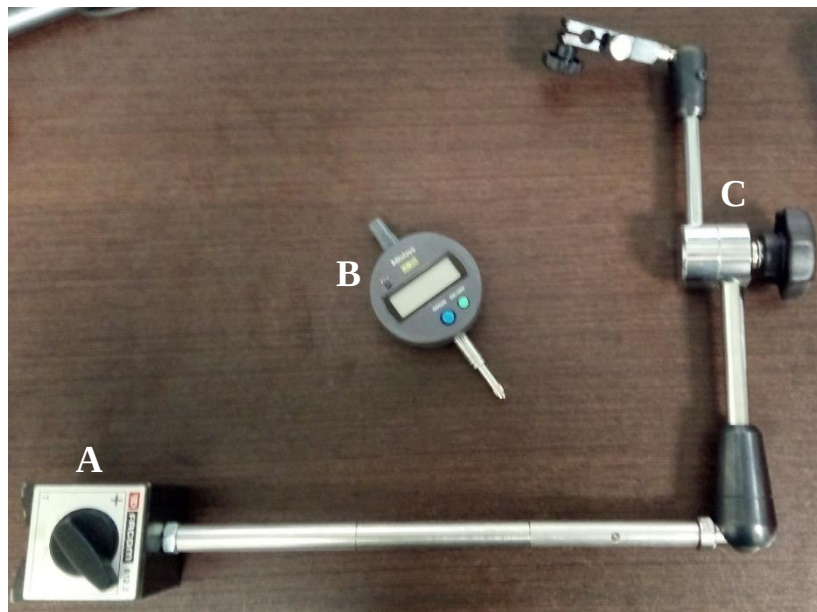


Figura 9.20 - Equipamentos de medição utilizados no MTC das jantes de 32 polegadas.

Seguidamente é feita a descrição do procedimento para a realização do MTC:

- Limpar as jantes;
- Aproximar as jantes;
- Fixar o adaptador de esquadria ao veio de verificação;
- Fixar o comparador no adaptador e posicionar no extremo da jante;
- Medir o *Run-Out* Lateral;
- Medir o *Run-Out* Radial;
- Registar os valores medidos.

A Figura 9.21 apresenta o MTC realizado às jantes de 32 polegadas logo após a sua receção e colocação na máquina de *Radial Run-Out*.

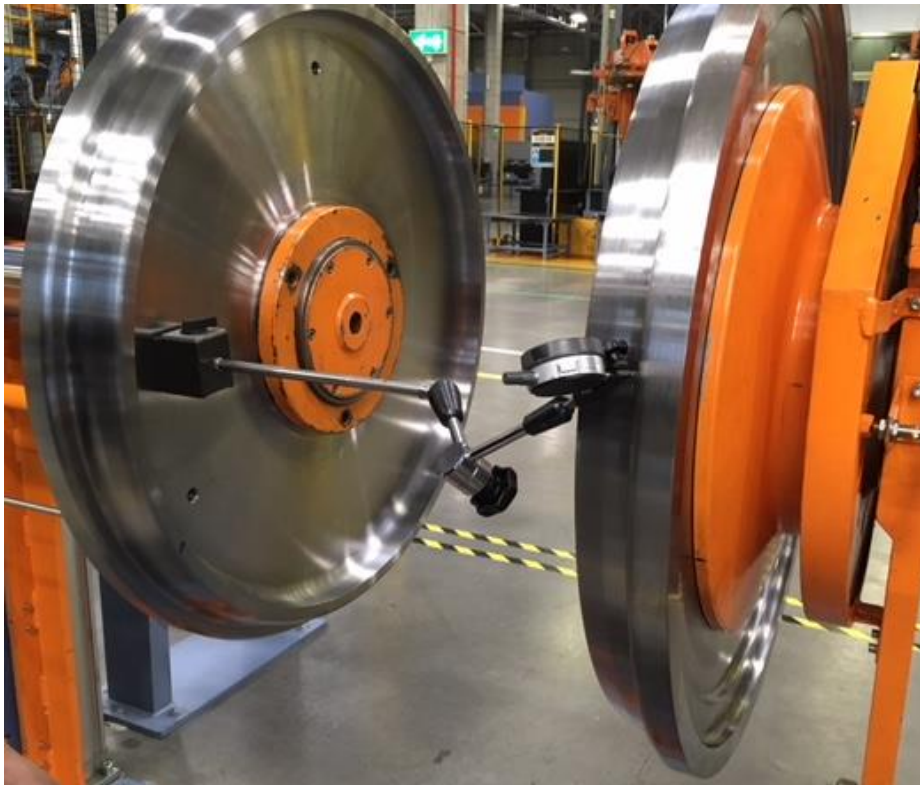


Figura 9.21 - Realização do MTC nas jantes de 32 polegadas para a máquina de *Radial Run-Out*.

No final do MTC os valores observados diretamente no comparador são registados numa tabela. Seguidamente é feita a diferença absoluta entre estes valores que deverá ser inferior à tolerância dimensional definida. A Tabela 9.2 representa os valores medidos em cada uma das jantes e que se encontram de acordo com a tolerância dimensional requerida.

Tabela 9.2 - Resultados obtidos na realização do MTC às jantes de 32 polegadas.

	Jante esquerda	Jante direita
Valor mínimo [mm]	+0.11	-0.04
Valor máximo [mm]	-0.02	-0.10
Diferença absoluta [mm]	0.13	0.06

10 Dispositivo para a realização da limpeza dos *minivents* dos moldes

O presente capítulo descreve as etapas realizadas para o projeto de um dispositivo que permita auxiliar os operadores na realização da limpeza dos moldes bipartidos usados na vulcanização dos pneus agrícolas. Inicialmente, será apresentada a motivação para a produção deste dispositivo, assim como os requisitos a cumprir pelo mesmo. De seguida, são apresentados os diferentes conceitos iniciais que foram desenvolvidos para o presente dispositivo e, depois de selecionado um conceito, é descrito o processo de dimensionamento e seleção dos seus diferentes componentes. Por último, será apresentado o modelo 3D do dispositivo.

10.1 Motivação

Os moldes são equipamentos, feitos em aço, que contêm no seu interior a forma que o pneu deverá adquirir no final do seu processo de vulcanização. Os moldes que permitem a produção de pneus agrícolas na Continental têm uma configuração bipartida, ou seja, são constituídos por duas metades, sendo que cada uma delas é constituída pelo contentor (Figura 10.1, A) e pela parede lateral (Figura 10.1, B).



Figura 10.1 – Moldes bipartidos usados na secção dos pneus agrícolas da Continental: A – Contentor; B – Parede lateral.

Ao longo dos sucessivos ciclos de vulcanização a que um molde se encontra sujeito, o mesmo vai acumulando, no seu interior, pequenas porções de borracha provenientes dos pneus que foram vulcanizados, pelo que os mesmos deverão ser limpos periodicamente. Apesar de já existir, nas instalações da Continental, uma máquina que permite fazer a limpeza dos moldes bipartidos, a mesma não consegue remover a borracha que se acumula nos furos de diâmetro inferior a 3 mm que se distribuem ao longo da região interior do molde, e que são designados por *minivents* (Figura 10.2). Estes têm de ser limpos de forma manual pelos operadores, pelo

que surge a necessidade de se criarem condições adequadas para estes poderem realizar esta operação de forma cómoda e segura.



Figura 10.2 – *Minivents* presentes nos moldes bipartidos usados na produção de pneus agrícolas da Continental.

Procurou-se, nas outras fábricas da Continental que se dedicam à produção deste tipo de pneus e que utilizam o mesmo tipo de moldes (mais concretamente nas fábricas de *Port Elizabeth*, na África do Sul, e *Petaling Jaya*, na Malásia), algum equipamento semelhante ao pretendido. A Figura 10.3 evidencia um equipamento utilizado para a realização desta operação de limpeza dos moldes situado na fábrica da Malásia.



Figura 10.3 – Dispositivo utilizado na limpeza dos *minivents* na fábrica da Malásia: vista frontal (esquerda) e vista posterior (direita).

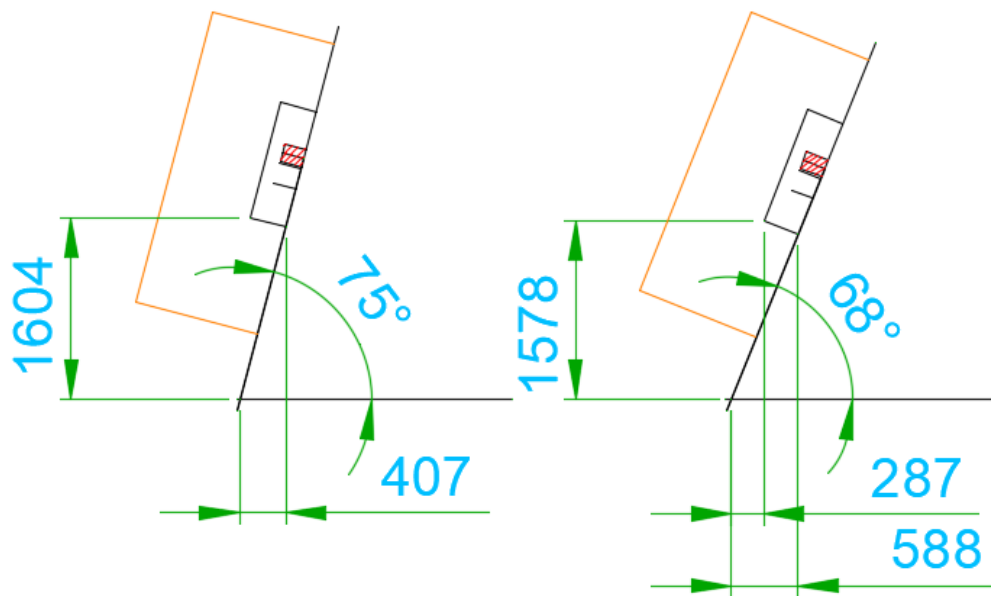


Figura 10.6 – Análise geométrica da disposição dos moldes mais pequeno e maior para diferentes inclinações da placa do dispositivo a projetar.

Verificou-se que a parede do molde mais pequeno se encontraria a uma distância aproximada ao chão de 1604 mm para uma inclinação da placa de 75° , distância essa que se reduziria para 1578 mm com uma inclinação de 68° . Apesar desta distância ser excessiva para que o operador consiga realizar a limpeza do molde, ela pode ser atenuada quer com a inclinação da placa do dispositivo quer com a utilização de um estrado colocado na parte frontal do dispositivo. Uma vez que o molde tem dimensões reduzidas, a operação de limpeza será mais curta, permitindo assim que o operador fique de pé enquanto realiza a limpeza dos *minivents* existentes no molde.

Assim sendo, conclui-se que, apesar da elevada distância entre o molde de menores dimensões e o chão, decorrente da proposta com apenas um rolo, esta é ainda assim a proposta mais viável em relação à alternativa apresentada, já que resultará num investimento mais reduzido.

10.3.2 Dimensionamento da placa

Dadas as dimensões do maior molde que o dispositivo terá de suportar (diâmetro de 2640 mm), definiu-se que a placa deveria ter 3 m de largura, 3.5 m de altura e uma espessura de 35 mm. Já em relação ao material para a placa, escolheu-se o aço St 37, cuja tensão de cedência é de 375 MPa.

Para a colocação do rolo central, definiu-se que o mesmo deveria ser tal que permitisse que o molde de maiores dimensões ficasse a uma distância de cerca de 600 mm em relação à base da placa. A análise geométrica realizada para a placa do dispositivo encontra-se apresentada na Figura 10.7, análise essa que permitiu concluir que o rolo deveria ser colocado a uma distância de 2206 mm em relação à face inferior da placa. De salientar ainda que esta disposição do rolo em relação à placa foi também testada para os moldes que, apesar de terem um diâmetro exterior menor, têm uma dimensão de jante superior (48 ou 46 polegadas, por exemplo), pelo que o centro do molde ficará numa posição inferior à que se encontra representada na Figura 10.7. Contudo, a diferença entre a altura do molde e a base da placa não foi significativamente distinta.

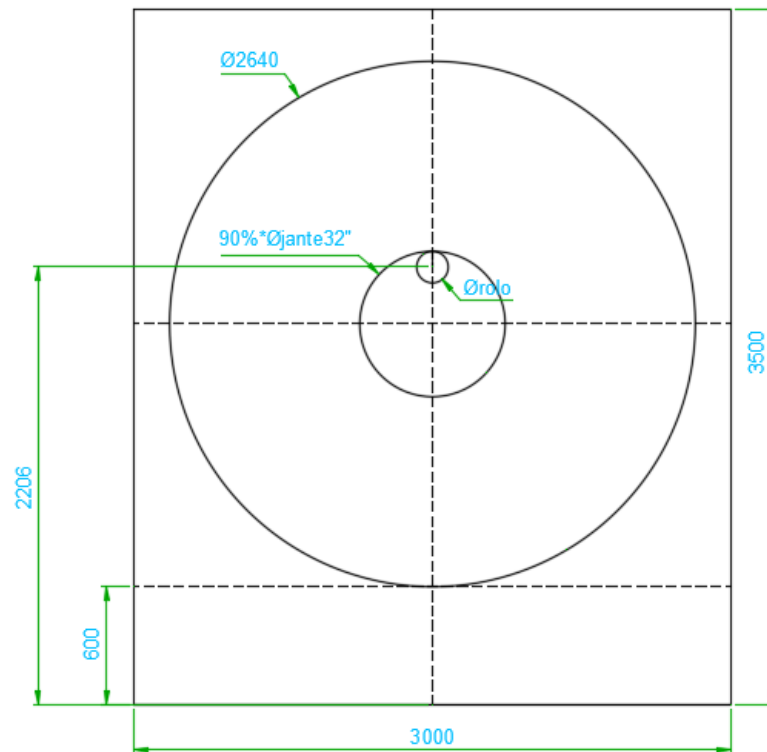


Figura 10.7 – Análise geométrica realizada à placa do dispositivo a projetar.

À semelhança do dispositivo que se encontra representado na Figura 10.3, e por forma a atribuir uma maior rigidez à placa que fará o suporte dos moldes, decidiu-se incluir, na parte posterior da placa do dispositivo a projetar, quatro cantoneiras de abas iguais e de dimensões características 200x18, que foram escolhidas a partir do catálogo das barras comerciais da empresa Chagas [40]. A sua disposição em relação à placa pode ser comprovada na Figura 10.39.

10.3.3 Seleção dos rodízios esféricos

A presente secção pretende descrever de que forma foram selecionados os rodízios esféricos presentes na placa do dispositivo a dimensionar. Para tal, foi consultado o catálogo da *Rexroth* [41], seguindo-se o procedimento de dimensionamento nele descrito.

Para a definição da disposição dos rodízios esféricos, e segundo o método de cálculo apresentado pela *Rexroth*, considerou-se a dimensão exterior do menor molde a ser transportado (que, segundo dados presentes na Tabela 10.1, é de 1052.4 mm), e dividiu-se a mesma pelo fator 2.5, permitindo, assim, obter uma referência para a distância entre os rodízios esféricos. Assim sendo, esta distância designada por a_{rodesf} , em mm, será dada por:

$$a_{rodesf} = \frac{\phi_{ext,moldemenor}}{2.5} = \frac{1052.4}{2.5} = 421 \text{ mm} \quad (10.1)$$

A determinação da capacidade de carga dos rodízios esféricos a considerar deverá ser feita dividindo o peso do material a transportar por 3 [41], procedimento esse sugerido pelo fabricante e que tem em conta a situação de carregamento mais desfavorável em que a superfície plana que vai ser carregada se encontra apenas apoiada em três pontos. Tal poderá ocorrer por

irregularidades na superfície plana ou por questões associadas à montagem dos rodízios esféricos. Assim, considerando que o molde de maiores dimensões será pousado na placa do dispositivo a dimensionar com uma inclinação máxima de 45° face à posição vertical, então a carga máxima a suportar pelo conjunto de rodízios esféricos, $F_{\text{máximo,rodesf}}$, em N, será dada por:

$$F_{\text{máximo,rodesf}} = m_{\text{molde}} * g * \cos(45^\circ) = 24913.02 * 9.81 * \frac{\sqrt{2}}{2} = 172814 \text{ N} \quad (10.2)$$

Dividindo o resultado anterior por 3, por forma a se obter a capacidade de carga estática que cada rodízio esférico deverá ter, $C_{0,\text{rodesf}}$, em N, obtém-se:

$$C_{0,\text{rodesf}} = \frac{F_{\text{máximo,rodesf}}}{3} = \frac{172814}{3} = 57605 \text{ N} \quad (10.3)$$

A partir deste parâmetro, e por consulta do catálogo, escolheram-se os rodízios esféricos com carcaça de aço maciça R0533 076 00. A Figura 10.8 apresenta um rodízio esférico do presente modelo.



Figura 10.8 – Rodízio esférico com carcaça de aço maciça [41].

A Figura 10.9, esquerda, pretende fazer a representação da distribuição dos rodízios esféricos ao longo da placa. Em primeiro lugar, tentou-se usar um número de rodízios esféricos semelhante ao que foi utilizado no dispositivo já existente noutras fábricas da Continental (apresentado na Figura 10.3). Para além disso, procurou-se garantir uma distância característica entre os mesmos que fosse próxima da calculada pela expressão (10.1). Também se fez a distribuição dos rodízios esféricos de forma concêntrica com o molde de maiores dimensões (tal como se sugere na Figura 10.9, esquerda), garantindo que todos os moldes ficassem totalmente apoiados nos rodízios esféricos. Tal pode ser comprovado na Figura 10.9, direita, em que se fez a representação de moldes para pneus de jante 16, 32 e 48 polegadas com cores magenta, verde e azul, respetivamente, notando-se que todos se encontram totalmente apoiados pelos rodízios esféricos na disposição escolhida. Destaca-se que na Figura 10.9 a posição do rolo central encontra-se assinalada a vermelho.

parafusos no casquilho exterior. Por último, a tampa posterior é colocada no dispositivo, aparafusando-a ao casquilho exterior.

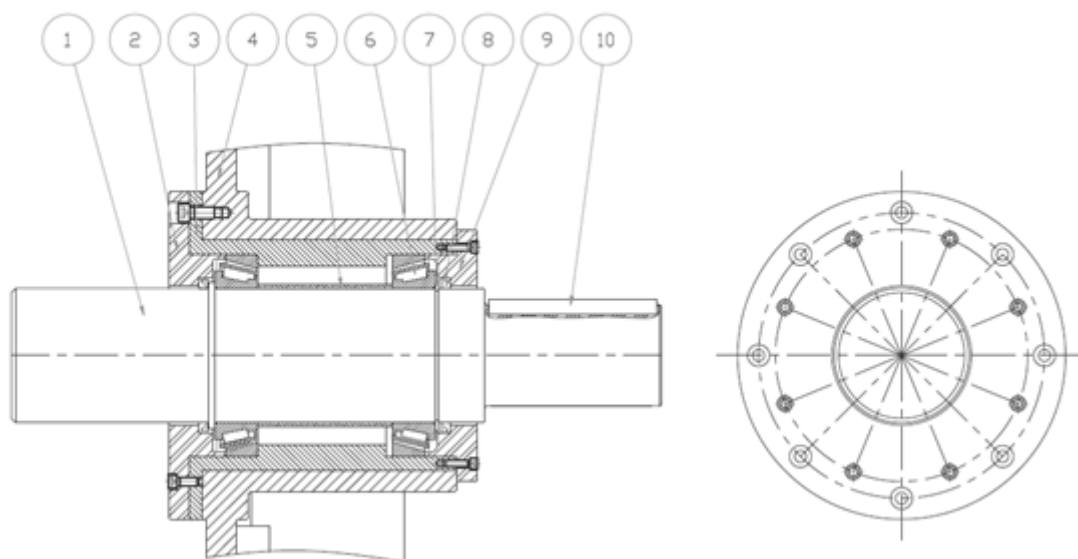


Figura 10.10 – Desenho do conjunto de elementos associados ao rolo central.

Criou-se uma ponta de veio para o rolo central, ponta de veio essa igual à do motor que será usado na presente aplicação para a rotação deste rolo. Nesta ponta de veio foi incluída uma chaveta.

A Tabela 10.4 apresenta os parâmetros associados ao rolo central que serão relevantes para o seu dimensionamento. As distâncias apresentadas foram obtidas a partir do esquema construtivo da Figura 10.10. Já em relação ao carregamento do rolo, considerou-se que seria aplicada uma carga concentrada na extremidade exterior do rolo por forma a que o resultado do dimensionamento se encontrasse, do ponto de vista de projeto, do lado da segurança. Esta carga corresponderá ao peso do molde cujas características foram apresentadas na Tabela 10.2.

Tabela 10.4 – Parâmetros relevantes para formulação do diagrama de cargas do rolo central.

Parâmetro	Valor	Unidades
Comprimento total do rolo	773.2	mm
Distância do Apoio A à extremidade esquerda do rolo	267.5	mm
Distância entre o Apoio A e o Apoio B	211	mm
Carga aplicada	244396.53	N

Dimensionamento do rolo central

Na presente secção faz-se a descrição das etapas que levaram ao dimensionamento do rolo central presente no dispositivo.

A etapa inicial deste dimensionamento consiste na definição do material constituinte deste mesmo rolo. Para tal, foi consultado o catálogo da empresa Ramada Aços procurando-se um aço cujas aplicações típicas fossem veios. Assim sendo, foi definido o aço G12 cuja designação pela *Euronorm* é 30 CrNiMo 8 e a tensão de cedência é de 710 MPa [42].

responsabilidade no dispositivo a projetar e que poderá estar, em caso de uso incorreto do dispositivo, sujeito a cargas de choque decorrentes do posicionamento da metade do molde sobre o dispositivo. Assim, aplicando-se a expressão (2.2) para a determinação do coeficiente de segurança, obtém-se:

$$CS = \frac{\sigma_{ced}}{\sigma_{x_{max},A}} = \frac{710}{162.586} = 4.37 \quad (10.8)$$

De acordo com (10.8), o coeficiente de segurança determinado encontra-se entre os valores que foram estipulados para a presente aplicação.

Seleção dos rolamentos

Depois de dimensionado o rolo central procedeu-se à seleção dos rolamentos. Para tal, foi consultado o catálogo da FAG [44].

Em primeiro lugar, fez-se a seleção do tipo construtivo dos rolamentos. Para tal, foi necessário determinar as cargas axiais e radiais que seriam suportadas pelos mesmos. De acordo com o diagrama presente na Figura 10.12 e as informações reunidas na Tabela 10.5, sabe-se o valor do esforço transversal sobre os apoios A e B que correspondem aos rolamentos. Estes esforços traduzem-se nas cargas radiais aplicadas aos rolamentos. Já em relação às cargas axiais, considerou-se que os mesmos poderiam suportar uma carga correspondente ao atrito existente entre o molde e o rolo. Assim, esta carga axial poderá ser definida pela seguinte expressão:

$$F_a = N * \mu_{molde,rolo} \quad (10.9)$$

em que F_a é a carga axial num rolamento, em N, N é a carga normal aplicada sobre o rolo, em N, e $\mu_{molde,rolo}$ é o coeficiente de atrito estático entre o molde e o rolo.

Considera-se que qualquer um dos rolamentos presentes neste conjunto poderá suportar esta carga, pelo que ambos os rolamentos devem ser selecionados para este fim. Assumindo um coeficiente de atrito aço-aço de 0.5 [45], sabe-se que a carga axial máxima no rolamento ocorrerá quando o molde mais pesado se encontrar na vertical, ou seja, quando N corresponde ao peso do mesmo. Assim sendo, a carga axial máxima, $F_{a,max}$, em N, será dada pela seguinte expressão.

$$F_{a,max} = m_{molde,maior} * g * \mu_{molde,rolo} \quad (10.10)$$

em que $m_{molde,maior}$ representa a massa do molde mais pesado, em kg, e g a aceleração da gravidade, que será considerada como sendo igual a 9.81 m/s².

A Tabela 10.6 apresenta o resultado das cargas axiais e radiais aplicadas em cada um dos apoios, obtidas a partir da Tabela 10.5 e da aplicação da expressão (10.10). Apresenta-se também a razão entre as cargas axial e radial, parâmetro esse que será pertinente para a seleção dos rolamentos a utilizar na presente aplicação.

Tabela 10.6 – Cargas radiais e axiais a suportar pelos rolamentos presentes nos apoios A e B.

	Carga Radial [kN]	Carga Axial [kN]	Carga Axial/Carga Radial
Apoio A	554.24	122.20	0.22
Apoio B	309.84	122.20	0.39

Uma vez que os rolamentos terão de suportar elevadas cargas, quer axiais quer radiais, optou-se pela escolha de rolamentos de rolos cónicos cuja configuração esquemática encontra-se representada na Figura 10.14.

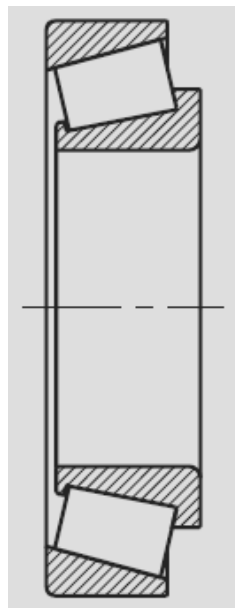


Figura 10.14 – Representação em corte de um rolamento de rolos cónicos [44].

De seguida, procedeu-se à escolha dos rolamentos de rolos cónicos a partir dos modelos cuja dimensão do anel interior correspondesse à dimensão do rolo central, de diâmetro 160 mm. Dado que o equipamento funcionará a uma velocidade bastante baixa, considerou-se apenas necessário o dimensionamento estático dos rolamentos.

A carga estática equivalente $P_{0,rolamento}$, em kN, para cada um dos rolamentos dependerá da razão entre as cargas axiais e radiais. Caso esta razão seja inferior ao fator $\frac{1}{2Y_0}$, em que Y_0 é um fator associado à capacidade de carga estática, e que depende do modelo do rolamento utilizado, então $P_{0,rolamento}$ poderá ser determinado a partir da seguinte expressão [44]:

$$P_{0,rolamento} = F_r \quad (10.11)$$

em que F_r é a carga radial no rolamento, em kN.

Depois de determinada a carga estática equivalente para cada um dos rolamentos, determina-se o fator dos esforços estáticos f_s definido pela seguinte expressão [44]:

$$f_s = \frac{C_0}{P_{0,rolamento}} \quad (10.12)$$

$$v_{\phi_{interior,molde}} = \frac{n_{molde,maior} * \pi * \phi_{interior,molde}}{60} \quad (10.13)$$

em que $v_{\phi_{interior,molde}}$ refere-se à velocidade linear avaliada no diâmetro interior do molde, em m/s, $n_{molde,maior}$ a velocidade de rotação do molde, em rpm, e $\phi_{interior,molde}$ o diâmetro interior do molde, em m.

Aplicando a expressão (10.13) para o molde de maiores dimensões obtém-se:

$$v_{\phi_{interior,molde}} = \frac{2 * \pi * 0.90 * 32 * 25.4 * 0.001}{60} = 0.077 \text{ m/s} \quad (10.14)$$

Se se considerar que não haverá escorregamento entre o molde e o rolo, então a velocidade linear ao diâmetro exterior do rolo será igual à velocidade determinada na expressão (10.14). Assim, convertendo esta velocidade linear ao diâmetro exterior do rolo em rotações por minuto, obtém-se:

$$n_{rolo} = \frac{v_{\phi_{exterior,rolo}} * 60}{\pi * \phi_{exterior,rolo}} = \frac{0.077 * 60}{\pi * 160 * 0.001} = 9.14 \text{ rpm} \quad (10.15)$$

em que n_{rolo} é a velocidade de rotação do rolo, em rpm, $v_{\phi_{exterior,rolo}}$ é a velocidade linear ao diâmetro exterior do rolo, expressa em m/s, e $\phi_{exterior,rolo}$ o diâmetro exterior do rolo, em m. Assim, a velocidade obtida na expressão (10.15) de 9.14 rpm será a utilizada na escolha do motor que fará o acionamento do rolo.

Determinou-se a velocidade que cada modelo de molde teria, n_{molde} , em rpm, caso a velocidade do rolo se mantivesse constante e igual a 9.14 rpm. Para tal, aplicou-se a seguinte expressão:

$$n_{molde} = n_{rolo} * \left(\frac{\phi_{exterior,rolo}}{\phi_{interior,molde}} \right) \quad (10.16)$$

Para a gama de dimensões de jante de cada molde (que podem ser consultadas na Tabela 10.1) sabe-se que a velocidade de rotação do molde variará entre 1.33 e 4 rpm. Uma vez que a rotação do rolo servirá para fazer apenas o posicionamento do molde em relação ao operador, que precisará de fazer, em cada acionamento do motor, uma rotação parcial do molde, acredita-se que esta gama de velocidades se encontra adequada para o dispositivo a projetar.

- *Binário/Potência estático(a) provocado(a) pelo atrito de rolamento entre o rolo e o molde - $T_{est,rolo-molde}$, $P_{est,rolo-molde}$*

De acordo com Niemann [47], o binário associado à resistência ao rolamento entre dois corpos pode ser calculado pela seguinte expressão:

$$T_{est,rolamento} = f * N_0 \quad (10.24)$$

sendo $T_{est,rolamento}$ o binário de atrito de rolamento, em Nm, f o coeficiente de resistência ao rolamento, em m, e N_0 a carga normal, em N. Em geral, no caso dos aços, o valor do coeficiente de resistência ao rolamento pode ser considerado como igual a 0.0005 m [47]. Para o dimensionamento em questão considerou-se a carga normal máxima do molde sobre o rolo como sendo a correspondente ao peso da metade do molde, obtendo-se a seguinte expressão:

$$T_{est,rolo-molde} = f * m_{molde} * g \quad (10.25)$$

Já a determinação da potência $P_{est,rolo-molde}$ poderá ser feita a partir do binário anterior através da seguinte expressão:

$$P_{est,rolo-molde} = T_{est,rolo-molde} * \omega_{rolo} \quad (10.26)$$

- *Binário/Potência estático(a) provocado(a) pelo atrito de rolamento entre o molde e as esferas dos rodízios - $T_{est,molde-esferas}$, $P_{est,molde-esferas}$*

Para a determinação do binário e da respetiva potência dissipados por atrito entre o molde e as esferas que constituem os rodízios esféricos recorreu-se, uma vez mais, às conclusões de Niemann [47]. Considera-se que a situação descrita se aproxima à representação da Figura 10.15 em que um determinado corpo roda entre duas superfícies, sendo que a superfície superior se encontra a deslocar a uma velocidade linear v . Na aplicação que se pretende dimensionar considera-se que esta superfície que se desloca corresponderá ao molde, sendo a superfície inferior correspondente ao encaixe da esfera no rodízio.

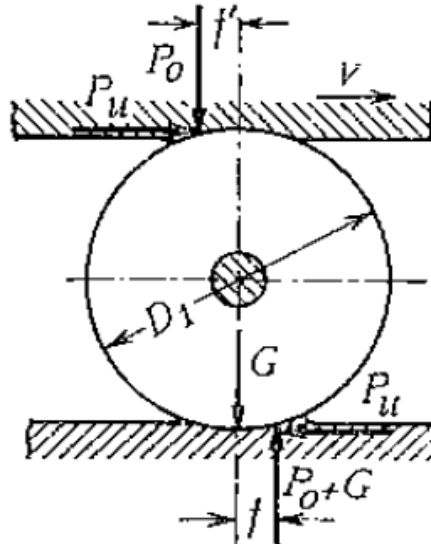


Figura 10.15 - Representação esquemática do rolamento de um corpo entre duas superfícies [47].

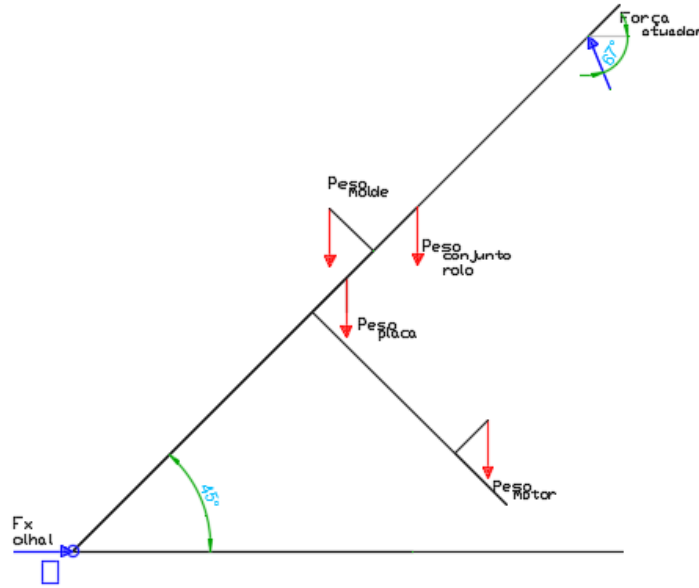


Figura 10.36 – Diagrama de forças utilizado na determinação da componente horizontal máxima para a força dos olhais de ligação da placa ao chão. Legenda: ponto assinalado como □ representa o ponto O, origem do referencial.

Assim, considerando a existência de 4 olhais de ligação entre a placa e o chão, a força horizontal atuante em cada um dos olhais, designada por $F_{x,olhal}$, pode ser determinada através da expressão (10.61).

$$\sum F_x = 0 \Leftrightarrow 4 * F_{x,olhal} = 2 * F_{atuador} * \cos(67) \Leftrightarrow$$

$$F_{x,olhal} = \frac{F_{atuador} * \cos(67)}{2} \quad (10.61)$$

Substituindo na expressão anterior a força do atuador obtém-se:

$$F_{x,olhal} = \frac{F_{atuador} * \cos(67)}{2} = \frac{110580 * \cos(67)}{2} = 21604 \text{ N} \quad (10.62)$$

Já para a determinação da componente vertical máxima da força em cada um dos olhais de ligação entre a placa e o chão estabeleceu-se um diagrama de forças assumindo que a placa se encontra a 90° em relação ao chão e que o atuador não exerce qualquer força sobre a mesma, situação essa representada na Figura 10.37. Esta situação, tal como já foi anteriormente explicado, não ocorrerá, uma vez que provocará a instabilidade do dispositivo projetado, mas permitirá estabelecer um máximo para a componente da força no olhal a determinar.

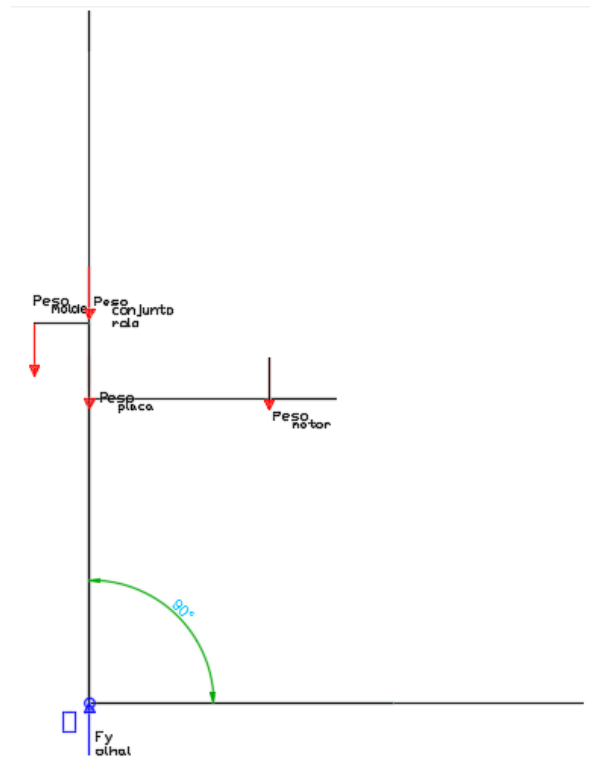


Figura 10.37 – Diagrama de forças utilizado na determinação da componente vertical máxima para a força dos olhais de ligação da placa ao chão. Legenda: ponto assinalado como $\square$ representa o ponto O, origem do referencial.

Assim, considerando a existência de 4 olhais de ligação entre a placa e o chão, a força vertical atuante em cada um dos olhais, designada por $F_{y,olhal}$, pode ser determinada através da expressão (10.63).

$$\begin{aligned}\sum F_y = 0 &\Leftrightarrow 4 * F_{y,olhal} \\ &= \text{Peso}_{molde} + \text{Peso}_{placa} + \text{Peso}_{conjunto\ rolo} + \text{Peso}_{motor} \Leftrightarrow \\ F_{y,olhal} &= \frac{g * (m_{molde} + m_{placa} + m_{conjunto\ rolo} + m_{motor})}{4}\end{aligned}\quad (10.63)$$

Substituindo na expressão anterior a aceleração gravítica e a massa dos diferentes componentes considerados (descriminadas na Tabela 10.14) obtém-se:

$$\begin{aligned}F_{y,olhal} &= \frac{\text{Peso}_{molde} + \text{Peso}_{placa} + \text{Peso}_{conjunto\ rolo} + \text{Peso}_{motor}}{4} \\ &= \frac{(24913.02 + 3617.57 + 200 + 767) * 9.81}{4} = 72343\text{ N}\end{aligned}\quad (10.64)$$

Depois de determinada cada uma das componentes máximas das forças dos olhais segundo a direção horizontal e vertical, procedeu-se à determinação do módulo da força aplicada em cada um dos olhais, F_{olhal} , que será dado por:

$$F_{olhal} = \sqrt{F_{x,olhal}^2 + F_{y,olhal}^2} = \sqrt{21604^2 + 72343^2} = 75500 \text{ N} = 75.5 \text{ kN} \quad (10.65)$$

De seguida, ao resultado apresentado em (10.65) multiplicou-se um coeficiente de segurança de 2, perfazendo uma força máxima aplicada em cada um dos olhais de 151 kN.

Seleção dos olhais e pinos de ligação a utilizar

Depois de determinadas as forças atuantes em cada um dos olhais, procedeu-se à seleção das geometrias dos mesmos, assim como dos respetivos pinos de ligação. Esta escolha foi feita a partir da consulta do catálogo da *Parker* para os atuadores hidráulicos selecionados, catálogo esse que inclui também os respetivos acessórios a utilizar com os mesmos [64]. A Figura 10.38 apresenta os desenhos e respetiva nomenclatura para as dimensões principais dos olhais (Figura 10.38, A) e dos elementos de ligação entre os olhais e a haste do cilindro (Figura 10.38, B).

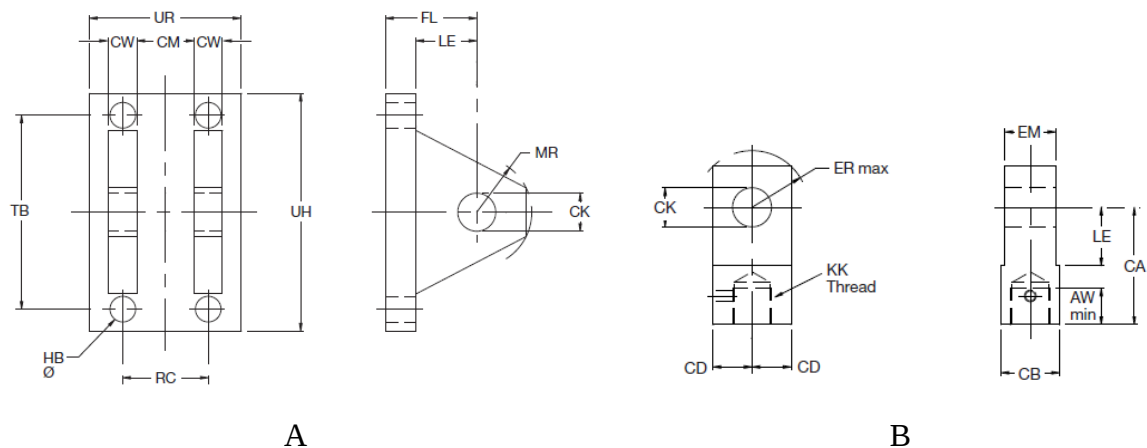


Figura 10.38 – Desenhos dos acessórios disponibilizados pela *Parker* para a ligação dos cilindros hidráulicos da série HMI: A – Olhais; B – Elementos de ligação aos olhais para a haste (adaptado de [64]).

Procedeu-se à seleção dos olhais, elementos de ligação da haste e olhais e pinos associados aos atuadores, que devem comportar uma força de 110.58 kN, de acordo com as indicações descritas em catálogo. Assim sendo, estes foram escolhidos a partir do diâmetro do pistão do atuador selecionado e da rosca da haste deste. A Tabela 10.15 apresenta o número do artigo e os dados geométricos mais relevantes dos olhais selecionados, em mm, dados esses que serão utilizados na verificação do dimensionamento destes elementos.

Tabela 10.15 – Número dos artigos e dimensões mais relevantes dos acessórios associados aos atuadores (adaptado de [64]).

	Número do Artigo	CK	MR	CM	CW
Olhal base atuador	143652	45	53	60	30
Pino base atuador	143483	45			
Ligação Olhal/Haste	143466	70			
Olhal Haste	143654	70	78	80	40
Pino Haste	143485	70			

Já os olhais, e respetivos pinos, utilizados na ligação entre a placa e o chão foram selecionados a partir da Tabela 10.16, em que é definido o número de série do olhal e a respetiva força nominal máxima suportada pelo mesmo. Dado que a força determinada para o olhal seria de 151 kN, o olhal a escolher seria o 143651. Contudo, uma vez que já foram selecionados olhais com o número do artigo 143652 para a ligação dos atuadores ao chão, artigos com número de série imediatamente seguinte, decidiu-se escolher também estes olhais, aproveitando-se uma encomenda em maior quantidade e, conseqüentemente, com menores custos.

Tabela 10.16 – Número de artigo e força nominal máxima para os olhais (adaptado de [64]).

Clevis Bracket	Nominal Force kN
143649	65.5
143650	106
143651	165
143652	258
143653	422
143654	660

Verificação de dimensionamento

Na presente secção fez-se a verificação dos olhais e dos pinos de ligação utilizados no dispositivo a projetar. Em primeiro lugar, uma vez que no catálogo da *Parker* não são mencionados os materiais que constituem os olhais e os pinos, fez-se sua definição. De seguida, recorreu-se às considerações de dimensionamento já apresentadas na presente secção, assim como as forças calculadas para cada um dos olhais e respetiva geometria dos mesmos e dos respetivos pinos de ligação. Depois de determinadas as tensões principais em cada um dos elementos, fez-se a determinação do respetivo coeficiente de segurança.

O material que foi selecionado para os olhais foi o aço St 37, à semelhança do que foi escolhido para outros componentes do presente dispositivo. Já o material escolhido para os pinos foi o aço AISI 4140 com tensão de cedência de 680 MPa.

A Tabela 10.17 apresenta todos os parâmetros relevantes para a verificação do dimensionamento dos olhais e pinos de ligação.

Tabela 10.17 – Verificação de dimensionamento dos olhais e dos pinos de ligação.

		Base Atuador	Haste Atuador	Placa
Olhal	B	60	80	60
	d_{pino}	45	70	45
	r_{pino}	22.5	35	22.5
	D	106	156	106
	R	53	78	53
	a_0	30	40	30
	W	110580	110580	151000
	σ_{cos}	104.292	50.284	142.414
	σ_{CF}	122.403	62.379	167.145
	σ_{ced}	375		
	CS	3.06	6.01	2.24
Pino	L	60	80	60
	a_0	30	40	30
	d_{pino}	45	70	45
	W	110580	110580	151000
	k_{pino}	2	2	2
	m_{pino}	1.333	1.143	1.333
	$\sigma_{m,comp}$	40.956	19.746	55.926
	$\sigma_{max,flex}$	185.283	65.680	253.007
	τ_{max}	46.351	19.162	63.292
	σ_{ced}	680		
	CS	3.67	10.35	2.69

De acordo com Tabela 10.17 verifica-se que, para os materiais selecionados para os olhais e pinos de ligação do dispositivo a projetar, que podem não ser os mesmos dos componentes fornecidos pela *Parker*, os coeficientes de segurança determinados são todos superiores a 1, pelo que se verifica que os componentes selecionados a partir do catálogo podem ser utilizados na presente aplicação.

10.4 Modelo 3D do equipamento

A Figura 10.39 apresenta várias vistas do modelo 3D do dispositivo de auxílio à limpeza dos *minivents* dos moldes bipartidos da secção de produção de pneus agrícolas. Neste modelo, as engrenagens cilíndricas de dentado reto foram aproximadas a cilindros, por simplificação de representação. Para além disso, decidiu-se representar o conjunto sem uma proteção metálica existente na parte posterior do dispositivo que restringe o acesso do utilizador à região onde se encontram as engrenagens.

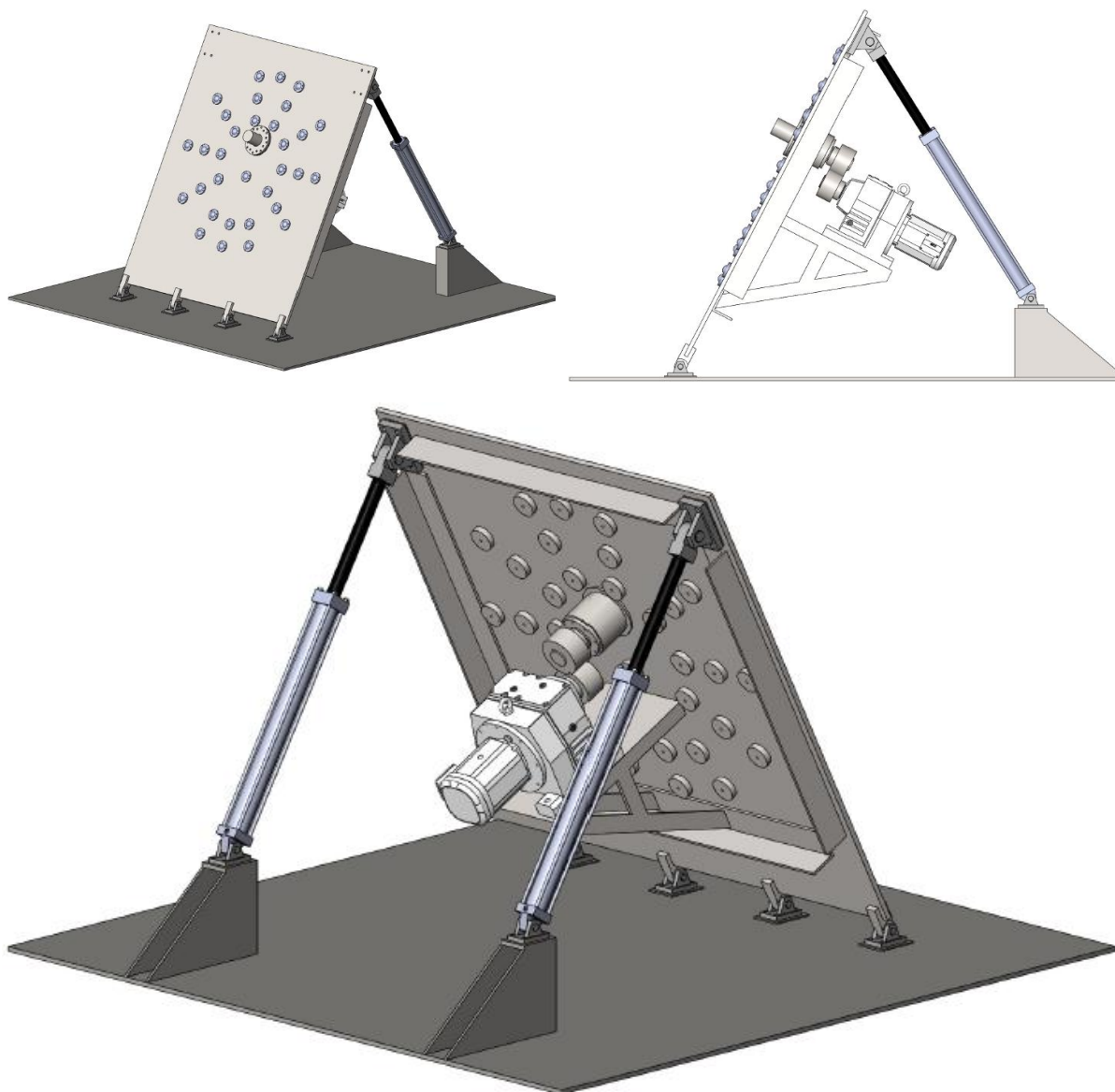


Figura 10.39 – Vistas do modelo 3D do dispositivo de auxílio à limpeza dos moldes bipartidos da secção de pneus agrícolas.

11 Conclusões e perspectivas de trabalho futuro

A presente dissertação apresenta uma parte dos contributos prestados ao longo do estágio curricular na Continental Mabor nas secções de Inspeção Final e de Manutenção de Moldes do departamento de produção de pneus agrícolas. Nesta, o principal objetivo foi a concretização de diversas tarefas, de várias áreas do conhecimento, associadas a estas secções. Este projeto revelou-se num desafio interessante na medida em que possibilitou o contacto com diferentes áreas e departamentos da empresa em que o mesmo foi inserido, assim como constituiu um teste à polivalência de conhecimentos que deve caracterizar um engenheiro mecânico.

Na secção de Inspeção Final realizou-se uma análise ao *layout* atual e aos fluxos das diferentes tipologias de pneus ao longo desta. Desta análise, que consistiu no registo do percurso dos pneus através de diagramas esparguete e respetiva medição dos tempos de cada uma das etapas, concluiu-se que o tempo de movimentação do pneu ao longo da secção é bastante diminuto face ao tempo que este despende nas restantes etapas da Inspeção Final para o volume de produção de pneus atual. Contudo, um fluxo de pneus não otimizado, como é o caso do que foi verificado nesta secção, poderá levar a possíveis erros na organização dos pneus, correndo-se o risco de incluir pneus em armazém e posterior venda ao público que não se encontrem em perfeitas condições. Assim, para evitar a situação descrita, fizeram-se algumas propostas de alteração do *layout*, de rápida implementação, que permitissem um fluxo mais organizado, fluxo esse que, em vez de ser feito de forma manual pelos operadores, como acontece atualmente, pudesse ser feito por um sistema mais automatizado, por um *conveyor* ou um AGV, a título de exemplo.

Da análise anterior, compreendeu-se também a necessidade de se aumentar a taxa de inspeção visual máxima. Para além da realização do transporte dos pneus por outro operador ou a aquisição de uma nova máquina de Inspeção Visual, propôs-se uma reformulação da programação da máquina em questão, permitindo que a mesma contemple o modo de operação atual dos operadores e selecione, de forma automática, o programa de acordo com o modelo do pneu lido através do seu código de barras. Para além da uniformização das operações de inspeção entre todos os operadores e entre estes e a própria máquina, acredita-se que esta alteração culminará numa redução do tempo de Inspeção Visual, aumentando-se, assim, a taxa de inspeção da presente secção. A proposta de alteração do programa encontra-se, atualmente, em fase de testes na nova máquina de Inspeção Visual que será instalada ainda este ano no departamento de produção de pneus agrícolas, evidenciando bons resultados em termos de tempo de ciclo de inspeção.

Também decorrente da análise realizada ao *layout* e aos fluxos dos pneus ao longo da secção de Inspeção Final, compreendeu-se a necessidade de se criar um espaço devidamente sinalizado e dotado das condições necessárias para o *Grader* fazer a validação final dos pneus agrícolas. Para tal, fez-se a adaptação de um suporte já existente na secção de Retocagem dos pneus agrícolas, munindo-o da devida iluminação necessária para a inspeção do pneu. Este suporte encontra-se, atualmente, em utilização pelos *Graders*. Apesar deste suporte garantir as condições necessárias para a realização da inspeção visual dos pneus, verifica-se, contudo, que a sua colocação no suporte não é a mais prática ou cómoda. Esta tem de ser feita com recurso a um empilhador que só pode ser manobrado por operadores devidamente qualificados. Assim,

acredita-se que um possível trabalho futuro consistiria na criação de um sistema de colocação automática dos pneus no suporte, facilitando, assim, a validação dos pneus por parte do *Grader*.

A produção da jante de 32 polegadas para a máquina de *Radial Run-Out* foi um projeto bastante interessante na medida em que permitiu a aplicação dos conceitos de Engenharia Inversa, culminando na modelação 3D de um componente de grandes dimensões existente nas instalações da Continental. Este projeto, para além de ter permitido a validação de uniformidade dos pneus de 32 polegadas produzidos ao longo deste estágio, permitiu também inferir algumas características geométricas desconhecidas. Acredita-se que estas medições poderão ser usadas, futuramente, para a produção de um manual interno da Continental que indicará todos os requisitos geométricos que as jantes para a máquina de *Radial Run-Out* deverão cumprir, manual esse que será bastante semelhante ao já existente para as jantes destinadas às máquinas de *Radial Run-Out* utilizadas no departamento de Inspeção Final dos pneus para veículos ligeiros (PLT).

A última tarefa apresentada na presente secção consistiu num anteprojecto de um dispositivo que auxiliasse os operadores na limpeza dos *minivents* dos moldes bipartidos utilizados na vulcanização dos pneus agrícolas. Neste, foram dimensionados e seleccionados os principais componentes do dispositivo que foi baseado num já existente noutras fábricas do grupo Continental. Contudo, ainda existem algumas etapas a concluir até à produção efetiva deste equipamento. Em primeiro lugar deve-se fazer a verificação estrutural de outros componentes que não foram alvo de estudo na presente dissertação, como, por exemplo, a placa de encosto dos moldes. De seguida, todos os desenhos técnicos das peças a produzir devem ser realizados por forma a serem verificados, em conjunto com o fornecedor das mesmas, possíveis constrangimentos de produção que deverão ser solucionados. Em relação aos componentes seleccionados, optou-se por um motorreductor para o acionamento do rolo central enquanto que a inclinação da placa de encosto do molde será realizada por dois cilindros hidráulicos. Tal situação deve-se ao facto de que, inicialmente, se previa a utilização de apenas acionamentos elétricos no presente dispositivo, solução essa que foi abandonada na seleção dos atuadores responsáveis pela inclinação da placa. Assim, como trabalho futuro, propõe-se a comparação das duas soluções de acionamento da rotação do rolo (solução hidráulica e elétrica) por forma a se comprovar qual das mesmas é a mais vantajosa, quer do ponto de vista de manutenção, quer do ponto de vista económico. Para além disso, deve também ser reconsiderada a utilização de engrenagens cilíndricas na transmissão do movimento de rotação entre o motor e o rolo central. Estas, caso se revelem numa solução economicamente dispendiosa, podem ser substituídas por uma transmissão por correntes, a título de exemplo. Em termos conceptuais, algumas questões também poderão vir a ser endereçadas no futuro. Por exemplo, poderá ser considerada a montagem de uma peça associada ao rolo central que permita o encaixe de um molde bipartido com uma configuração diferente da apresentada. Nesta nova configuração, existe um anel interior de menores dimensões (quer em termos de diâmetro, quer em termos de espessura). Para além disso, poderá ser repensado o posicionamento do rolo central por forma a que o mesmo, a título de exemplo, possa ocupar duas posições distintas na placa de encosto, posições essas que permitissem a limpeza de forma mais prática e cómoda dos moldes quer de menores dimensões, quer de maiores dimensões. Por último, o culminar deste projeto será a sua implementação na Continental, que apenas poderá ser realizada aquando da expansão das suas instalações.

Referências

- [1] Recursos Humanos Continental Mabor. A Nossa Empresa. Lousado: Continental Mabor; 2018.
- [2] Observador. Continental investe 60 milhões de euros para produzir pneus agrícolas em Portugal [Internet]. 2016 [citado 30 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://observador.pt/2016/04/21/continental-investe-60-milhoes-euros-produzir-pneus-agricolas-portugal/>
- [3] Jornal de Negócios. Continental investiu 50 milhões para produzir pneus agrícolas em Famalicão [Internet]. 2017 [citado 30 de Abril de 2018]. Disponível em: <http://www.jornaldenegocios.pt/empresas/industria/detalhe/continental-mabor-investiu-50-milhoes-para-produzir-pneus-agricolas>
- [4] Continental. Return to the Agricultural Tire Business: Continental Launches First Range of its Own Premium Radial Tires [Internet]. 2017 [citado 22 de Fevereiro de 2018]. Disponível em: <https://www.continental-tires.com/transport/media-services/newsroom/20170906-agricultural-tires>
- [5] Modern Tire Dealer. Continental Farm Tires Are Back [Internet]. 2017 [citado 30 de Abril de 2018]. Disponível em: <http://www.moderntiredealer.com/news/725190/continental-farm-tires-are-back>
- [6] Continental. Continental Invests close to €50 million in Radial Agricultural Tire Production [Internet]. 2016. Disponível em: <https://www.continental-tires.com/transport/media-services/newsroom/20160630-radial-agricultural-tires>
- [7] Continental. Continental retoma negócio Agro [Internet]. 2017 [citado 30 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.continental-pneus.pt/industriais/imprensa/noticias/continental-retoma-negocio-agro>
- [8] Khandani S. Engineering Design Process. Saylor.org. 2005; p. 1–24.
- [9] Moura Branco C, Martins Ferreira M, Domingos da Costa J, Silva Ribeiro A. Projecto de Órgãos de Máquinas. Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian; 2005.
- [10] Shigley JE, Mischke CR, Budynas RG. Mechanical Engineering Design. 9ª Edição. Vol. New York, Mechanical Engineering. McGraw Hill; 2002. p. 408-409
- [11] Pereira R. Projecto de Expansão do ContiSeal. Mestrado em Engenharia de Gestão Industrial [Tese]. ISEP - Instituto Superior de Engenharia do Porto; 2012.
- [12] ETRTO. ETRTO - Standards Manual. Brussels: ETRTO; 2003.
- [13] Continental Corporation. Continental Corporation [Internet]. 2018 [citado 25 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.continental-corporation.com/pt-pt>

- [14] Continental Corporation. Continental - Pneus Agrícolas [Internet]. 2018 [citado 25 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.continental-pneus.pt/industriais/agricultura/pneus-agricultura>
- [15] Yahya A Bin. A comparative study of radial and bias R-1 drive wheel tractor tires. Mestrado em Engenharia Agrónoma [Tese]. Iowa State University; 1985.
- [16] OEM - Off Highway. Continental Re-Enters Agricultural Tire Business [Internet]. 2017 [citado 25 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.oemoffhighway.com/drivetrains/tracks-tires/tires-wheels/press-release/20983946/continental-reenters-agricultural-tire-business>
- [17] Continental Corporation. Continental Agricultural Tires - Tractor 70 [Internet]. 2018 [citado 25 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.continental-pneus.pt/industriais/produtos/tractor70>
- [18] Continental Corporation. Continental Agricultural Tires -Tractor 85 [Internet]. 2018 [citado 25 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.continental-pneus.pt/industriais/produtos/tractor85>
- [19] Goodyear Auto Service. How to read Tire Sizes? [Internet]. 2018 [citado 25 de Abril de 2018]. Disponível em: <https://www.goodyearautoservice.com/en-US/tire-basics/tire-size>
- [20] Carvalho J. Análise de tempos e métodos e implementação de ferramentas lean num sistema produtivo. Mestrado em Engenharia de Gestão Industrial [Tese]. Universidade do Minho; 2015.
- [21] Pinheiro EG. Modelos numéricos aplicados à vulcanização de pneus. Mestrado em Engenharia Mecânica [Tese]. Universidade de São Paulo; 2001.
- [22] Marangoni. Tyre Retreading Machinery [Internet]. 2018 [citado 15 de Março de 2018]. Disponível em: <http://trm.marangoni.com/home>
- [23] Marangoni. Operation and Maintenance Manual 505000 - Inspection Stand for Agricultural Tires. Marangoni, editor. 2017.
- [24] Guedes J. CST-Inspectomat (PLLO-V-CT-F-VI-WI-0694-14). Gestão da Qualidade - Continental Mabor; 2017. p. 9.
- [25] Freitas S. CST - Retocagem de pneus Vulcanizados - tipos de retocagem (PLLO-V-CT-F-RW-WI-0714-14). Gestão da Qualidade - Continental Mabor; 2018. p. 6.
- [26] Buzuluk. Buzuluk - Radial Run-Out Testing Machine [Internet]. 2018 [citado 27 de Março de 2018]. Disponível em: http://www.buzuluk.com/rubber-machinery-division/production-program/tyre_testing_equipment/radial-run-out-testing-machine
- [27] Fisher P. Tire Business - Are you seeing dots? Those color-coded sidewall markings serve a purpose [Internet]. 2012 [citado 27 de Março de 2018]. Disponível em: <http://www.tirebusiness.com/article/20070813/ISSUE/308139967/are-you-seeing-dots-those-color-coded-sidewall-markings-serve-a-purpose>
- [28] Barros F. CST - Máquina RRO (PLLO-V-CT-F-RO-WI-0693-14-1). Gestão da Qualidade - Continental Mabor; 2017. p. 6.
- [29] Feld WM. Lean Manufacturing: Tools, Techniques and How to Use Them. First Edit. Taylor and Francis Group, editor. Boca Raton: CRC Press; 2000.
- [30] What is Six Sigma? Spaghetti Diagram [Internet]. 2018 [citado 29 de Março de 2018]. Disponível em: <http://www.whatissixsigma.net/spaghetti-diagram/>
- [31] Six Sigma Material. Spaguetti diagram [Internet]. 2018 [citado 29 de Março de 2018].

Disponível em: <http://www.six-sigma-material.com/Spaghetti-Diagram.html>

- [32] ETRTO. The European Tyre and Rim Technical Organisation [Internet]. 2018 [citado 11 de Abril de 2018]. Disponível em: www.etrto.org
- [33] Buzuluk. Drawing Documentation - Radial Run-Out Tester. 2015.
- [34] Neiweiser U. Rim Countours and Diameters for PLT Low Speed Tire Uniformity machines (HQST-V-MA-F-TU-SP-0030-01). Continental; 2017.
- [35] Zhang Y. Research into the engineering application of reverse engineering technology. J Mater Process Technol. 2003; p. 139:472–5.
- [36] Anwer N, Mathieu L. From reverse engineering to shape engineering in mechanical design. CIRP - Manuf Technol. 2016; p. 65:165–8.
- [37] Dúbrav M, Kender Š. Application of reverse engineering techniques in mechanics system services. Procedia Eng. 2012; p. 48:96–104.
- [38] CATIM. CATIM - Centro de apoio tecnológico à indústria metalomecânica [Internet]. 2018 [citado 11 de Abril de 2018]. Disponível em: www.catim.pt
- [39] Exapro. Exapro - CIMCORE 5028 Infinite [Internet]. 2018 [citado 11 de Abril de 2018]. Disponível em: www.exapro.com/faro-arm-romer-cimcore-5028-infinite-p60208197
- [40] Chagas. Catálogo de Barras Comerciais. Chagas; 2017. p. 13–4.
- [41] Rexroth - The Bosh Group. Catálogo Rodízios esféricos. Rexroth; 2016.
- [42] Ramada Aços. Catálogo Ramada Aços. Ramada Aços; 2016. p. 22–5.
- [43] Silva Gomes JF. Mecânica dos Sólidos e Resistência dos Materiais. Porto: Edições INEGI; 2010.
- [44] FAG. Catálogo WL 41 520/3 PB - Rolamentos FAG. 1999;
- [45] Engineering Toolbox. Friction Coefficients [Internet]. 2018 [citado 10 de Maio de 2018]. Disponível em: www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html
- [46] SEW - Eurodrive. DRN.. Gearmotors (IE3). 2015.
- [47] Niemann G. Tratado Teórico-Prático de Elementos de Máquinas - Cálculo, diseno e contrucción. Editorial Labor; 1967. p. 276-277
- [48] Parker. Essential Criteria for Selecting the Right Motor for your Hydraulic Application. Parker; 2015.
- [49] Thompson J. Differences Between Hydraulic Motors & Electric Motors [Internet]. Sciencing. 2017 [citado 30 de Maio de 2018]. Disponível em: <https://sciencing.com/differences-hydraulic-motors-electric-motors-7351549.html>
- [50] Parker. Catalogue - High torque Radial Piston Motors MR Type. Parker; 2014. p. 1.
- [51] SEW - Eurodrive. Products & Solutions - SEW. SEW - Eurodrive; 2017. p. 82–5.
- [52] SEW - Eurodrive. SEW - Eurodrive: Configurador de produtos [Internet]. 2018 [citado 30 de Maio de 2018]. Disponível em: https://www.sew-eurodrive.pt/os/catalog/products/drives/acgearmotor/default.aspx?language=pt_PT&country=PT
- [53] KHK. Gear Technical Reference - The Role Gears are Playing. 2005. p. 595.
- [54] Agrawal KC. Electrical Power Engineering Reference & Applications Handbook. IEEE; 2007. p. 3.
- [55] SEW - Eurodrive. Project Planning of Drives Drive Engineering – Practical Implementation. SEW - Eurodrive; 2001.

- [56] Henriot G. Engrenages.: Conception, fabrication, mise en oeuvre, 7ème édition. Dunod; 1999.
- [57] Castro PMST de. Capacidade de carga das rodas dentadas. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2013. p. 7.
- [58] Moreira da Silva A. Notas sobre o Cálculo de Engrenagens Cilíndricas e Cónicas. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2017. p. 1.
- [59] Repsol. Massas lubrificantes [Internet]. 2018 [citado 10 de Junho de 2018]. p. 64. Disponível em: [https://www.repsol.pt/imagenes/repsolporpt/pt/Catálogo massas lubrificantes Repsol_tcm101-89451.pdf](https://www.repsol.pt/imagenes/repsolporpt/pt/Catálogo%20massas%20lubrificantes%20Repsol_tcm101-89451.pdf)
- [60] DIN. Dimensões das Chavetas - DIN 6885. DIN; 1968. p. 4.
- [61] Saarlstahl. Material specification sheet - Material Number 1.0503 (C45) [Internet]. Saarlstahl; 2016 [citado 10 de Junho de 2018]. p. 1. Disponível em: www.saarlstahl.com/sag/downloads/download/12970
- [62] Parker. Catalogue ETH Electro Cylinder. Parker; 2017.
- [63] Unimec. General Catalogue Ver 2.1. Unimec; 2017.
- [64] Parker. Catalogue HMI / HMD Hydraulic Cylinders Metric tie rod cylinders. Parker; 2018.
- [65] Fernandes S. Projeto de Inovação de Stacker Elétrico 1500 kg / 3 , 5 m. Mestrado em Engenharia Mecânica [Tese]. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto; 2013.
- [66] Blake A. Practical Stress Analysis in Engineering Design. Second Edi. CRC Press; 1989.

ANEXO A: Comparação das geometrias da jante para a máquina de RRO

Tabela A. 1 - Valores dos parâmetros dimensionais associados ao perfil da jante para os dois modelos analisados, com respetiva diferença percentual.

Parâmetros	Modelo 1	Modelo 2	Diferença (Modelo 2 - Modelo 1)	Diferença Percentual
Larguras				
<i>l1</i>	25	35	10	40%
<i>l2</i>	55	26.9	-1.97	-4%
<i>l3</i>		26.13		
<i>l4</i>	25	22.97	-2.03	-8%
<i>l5</i>	55	26.8	-3.2	-6%
<i>l6</i>		25		
<i>Largura Total</i>	160	162.8	2.8	2%
Diâmetros				
$\varnothing 1$	911.9	918.68	6.78	0.74%
$\varnothing 2$	866.9	868.66	1.76	0.20%
$(\varnothing 1 - \varnothing 2)/2$	22.5	25.01	2.51	11.16%
$\varnothing 3$		864		
$\varnothing 4$		850.16		
$\varnothing 5$	810.3	819.34	9.04	1.12%
$\varnothing 6$	765.3	767.1	1.8	0.24%
$(\varnothing 5 - \varnothing 6)/2$	22.5	26.12	3.62	16.09%
$\varnothing 7$		762.48		
$\varnothing 8$		749.34		
Raios de Concordância				
<i>R1</i>	10	12	2	20%
<i>R2</i>	6.5	6.2	-0.3	-5%
<i>R3</i>	15	5.6	-9.4	-63%
<i>R4</i>		1.3	1.3	
<i>R5</i>	10	12	2	20%
<i>R6</i>	6.5	6	-0.5	-8%
<i>R7</i>	15	5.6	-9.4	-63%
Inclinações				
$\alpha 1$	5°	5°	0°	0%
$\alpha 2$		15°	10°	200%
$\alpha 3$	5°	5°	0°	0%
$\alpha 4$		15°	10°	200%

Nota: Sempre que não especificado, as unidades das dimensões apresentadas são milímetros.

ANEXO B: Cálculos relacionados com a seleção do motor do dispositivo de limpeza dos moldes

Tabela B. 1– Parâmetros usados na determinação dos requisitos do motor (binário e potência) para o dispositivo de limpeza dos *minivents* dos moldes da secção de pneus agrícolas.

Parâmetro	Valor	Unidades
$m_{molde, maior}$	24913.02	kg
ρ	7800	kg/m ³
h	1.110	m
$\phi_{exterior, molde}$	2.640	m
$r_{2, molde} = \frac{\phi_{exterior, molde}}{2}$	1.320	m
$r_{1, molde}$	0.909	m
J_{molde}	31996.8	kgm ²
n_{molde}	2	rpm
$\omega_{molde} = \frac{2 * \pi}{60} n_{molde}$	0.209	rad/s
$t_{aceleração}$	1	s
$\alpha_{molde} = \omega_{molde} / t_{aceleração}$	0.209	rad/s ²
$T_{acel, molde}$	6687.33	Nm
$P_{acel, molde}$	1397.65	W
n_{rolo}	9.14	rpm
$\omega_{rolo} = \frac{2 * \pi}{60} n_{rolo}$	0.957	rad/s
$\alpha_{rolo} = \omega_{rolo} / t_{aceleração}$	0.957	rad/s ²
m_{rolo}	102.493	kg
J_{rolo}	0.328	kgm ²
$T_{acel, rolo}$	0.314	Nm
$P_{acel, rolo}$	0.300	W
f	0.0005	m
g	9.81	m/s ²
m_{molde}	24913.02	kg
$N_0 = m_{molde} * g$	244397	N
$T_{est, rolamento}$	122.199	Nm
$P_{est, rolamento}$	116.944	W
$P_0 = \frac{m_{molde} * g * \cos(45^\circ)}{31}$	5574.66	N
$M_{r, esfera}$	5.575	Nm
D_1	90	mm
$v_{\phi ext, molde}$	0.276	m/s
$\phi_{esfera, 1}$	2300	mm
$\phi_{esfera, 2}$	1700	mm
$\phi_{esfera, 3}$	1100	mm
$v_{esfera, 1}$	0.240	m/s
$v_{esfera, 2}$	0.178	m/s
$v_{esfera, 3}$	0.115	m/s
$N_{r, esfera, 1}$	14.87	W
$N_{r, esfera, 2}$	11.03	W
$N_{r, esfera, 3}$	7.12	W
$N_{r1} = 12 * N_{r, esfera, 1}$	178.44	W
$N_{r2} = 11 * N_{r, esfera, 2}$	121.33	W
$N_{r3} = 8 * N_{r, esfera, 3}$	56.96	W
$M_r = 31 * M_{r, esfera} = T_{est, molde-esferas}$	172.82	Nm
$N_r = P_{est, molde-esferas}$	356.73	W
μ	0.0018	
$F_{r, rolamento1}$	-309839.46	N
$F_{a, rolamento1}$	122200	N
$F_{r, rolamento2}$	554236.19	N
$F_{a, rolamento2}$	122200	N
$F_{rolamento1}$	333067	N

$F_{rolamento2}$	567548	N
$T_{est,rolamento1}$	47.96	Nm
$T_{est,rolamento2}$	81.73	Nm
$P_{est,rolamento1}$	45.93	W
$P_{est,rolamento2}$	78.26	W
η	96	%
CS	1.4	
T_{motor}	10372.2	Nm
P_{motor}	2910.56	W

Tabela B. 2 - Parâmetros usados na verificação do motor selecionado (binário e potência) para o dispositivo de limpeza dos *minivents* dos moldes da secção de pneus agrícolas.

Parâmetro	Valor	Unidades
$m_{molde, maior}$	24913.02	kg
ρ	7800	kg/m ³
h	1.110	m
$\phi_{exterior, molde}$	2.640	m
$r_{2, molde} = \frac{\phi_{exterior, molde}}{2}$	1.320	m
$r_{1, molde}$	0.909	m
J_{molde}	31996.8	kgm ²
n_{molde}	2.7	rpm
$\omega_{molde} = \frac{2 * \pi}{60} n_{molde}$	0.283	rad/s
$t_{aceleração}$	1	s
$\alpha_{molde} = \omega_{molde} / t_{aceleração}$	0.283	rad/s ²
$T_{acel, molde}$	9055.09	Nm
$P_{acel, molde}$	2562.59	W
n_{rolo}	11	rpm
$\omega_{rolo} = \frac{2 * \pi}{60} n_{rolo}$	1.152	rad/s
$\alpha_{rolo} = \omega_{rolo} / t_{aceleração}$	1.152	rad/s ²
m_{rolo}	102.493	kg
J_{rolo}	0.328	kgm ²
$T_{acel, rolo}$	0.378	Nm
$P_{acel, rolo}$	0.435	W
f	0.0005	m
g	9.81	m/s ²
$N_0 = m_{molde} * g$	244397	N
$T_{est, rolamento}$	122.199	Nm
$P_{est, rolamento}$	140.773	W
$P_0 = \frac{m_{molde} * g * \cos(45^\circ)}{31}$	5574.66	N
$M_{r, esfera}$	5.575	Nm
D_1	90	mm
$v_{\phi ext, molde}$	0.373	m/s
$\phi_{esfera, 1}$	2300	mm
$\phi_{esfera, 2}$	1700	mm
$\phi_{esfera, 3}$	1000	mm
$v_{esfera, 1}$	0.325	m/s
$v_{esfera, 2}$	0.240	m/s
$v_{esfera, 3}$	0.141	m/s
$N_{r, esfera, 1}$	20.132	W
$N_{r, esfera, 2}$	14.867	W
$N_{r, esfera, 3}$	8.734	W
$N_{r1} = 12 * N_{r, esfera, 1}$	241.58	W
$N_{r2} = 11 * N_{r, esfera, 2}$	163.54	W
$N_{r3} = 8 * N_{r, esfera, 3}$	69.872	W
$M_r = 31 * M_{r, esfera} = T_{est, molde-esferas}$	172.82	Nm
$N_r = P_{est, molde-esferas}$	474.993	W
μ	0.0018	

Projetos de Melhoria das Secções de Inspeção Final e de Manutenção de Moldes no Departamento de Produção de Pneus Agrícolas

$F_{r,rolamento1}$	-309839.46	N
$F_{a,rolamento1}$	122200	N
$F_{r,rolamento2}$	554236.19	N
$F_{a,rolamento2}$	122200	N
$F_{rolamento1}$	333067	N
$F_{rolamento2}$	567548	N
$T_{est,rolamento1}$	47.96	Nm
$T_{est,rolamento2}$	81.73	Nm
$P_{est,rolamento1}$	55.25	W
$P_{est,rolamento2}$	94.15	W
J_{motor}	0.1040	kgm ²
n_{motor}	1474	rpm
ω_{motor}	154.36	rad/s
α_{motor}	154.36	rad/s ²
$T_{acel,motor}$	16.05	Nm
$P_{acel,motor}$	2478.01	W
η	94	%
CS	1	
T_{motor}	10102.4	Nm
P_{motor}	6176.81	W

ANEXO C: Dimensionamento das engrenagens cilíndricas de dentado reto usadas na transmissão do movimento no dispositivo de limpeza dos moldes

Determinação da correção de dentado a aplicar nas engrenagens cilíndricas de dentado reto

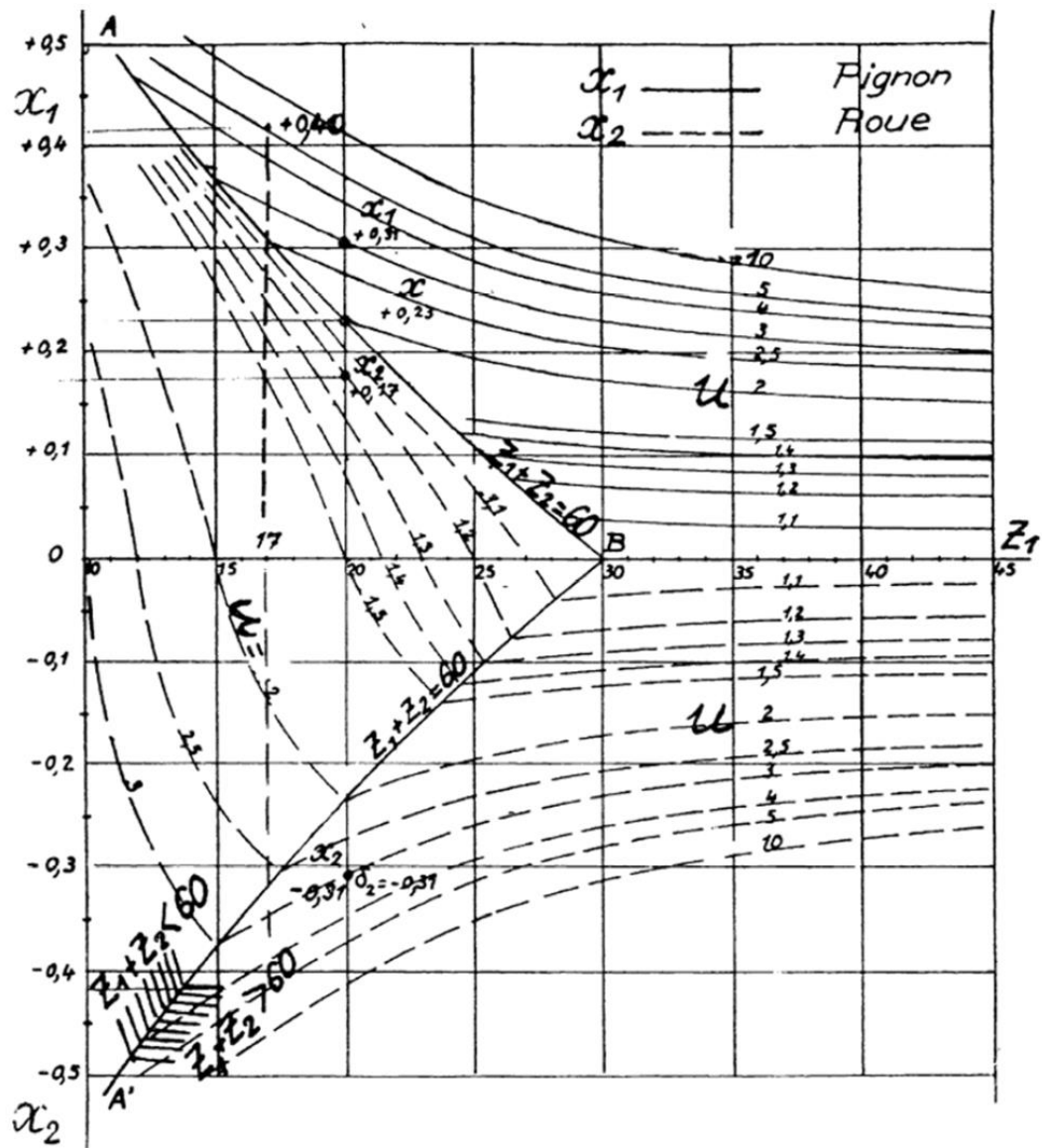


Figura C. 1 - Gráfico para a determinação das correções de dentado a aplicar às rodas dentadas dimensionadas [56]

Parâmetros geométricos das engrenagens cilíndricas de dentado reto dimensionadas

De seguida são apresentadas todas as expressões que foram usadas na determinação dos parâmetros geométricos associados às engrenagens cilíndricas de dentado reto [58] que foram projetadas para a transmissão do movimento de rotação do motorreductor para o rolo central.

$$\begin{aligned}
 a &= \frac{z_1 + z_2}{2 \cos \beta} * m & (C.1) \\
 \alpha_t &= tg^{-1} \left(\frac{tg \alpha}{\cos \beta} \right) & (C.2) \\
 \alpha'_t &= \cos^{-1} \left(\cos \alpha_t * \frac{a}{a'} \right) & (C.3) \\
 m_t &= \frac{m}{\cos \beta} & (C.4) \\
 x_1 + x_2 &= (z_1 + z_2) \frac{inv \alpha'_t - inv \alpha_t}{2 tg \alpha} & (C.5) \\
 B_v &= \frac{\cos \alpha_t}{\cos \alpha'_t} - 1 & (C.6) \\
 B &= 2 \frac{x_1 + x_2}{z_1 + z_2} & (C.7) \\
 K &= \frac{z_1 + z_2}{2} \left(B - \frac{B_v}{\cos \beta} \right) & (C.8) \\
 \beta_b &= \sin^{-1} (\sin \beta \cos \alpha) & (C.9) \\
 ra_1 &= m \left(\frac{z_1}{2 \cos \beta} + 1 + x_1 - K \right) & (C.10) \\
 ra_2 &= m \left(\frac{z_2}{2 \cos \beta} + 1 + x_2 - K \right) & (C.11) \\
 rb_1 &= \frac{z_1}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \beta_b} & (C.12) \\
 rb_2 &= \frac{z_2}{2} m \frac{\cos \alpha}{\cos \beta_b} & (C.13) \\
 \alpha_{a1} &= \cos^{-1} \left(\frac{rb_1}{ra_1} \right) & (C.14) \\
 \alpha_{a2} &= \cos^{-1} \left(\frac{rb_2}{ra_2} \right) & (C.15) \\
 u_1 &= \left(\frac{z_1 + z_2}{z_2} \right) \left(1 - \frac{tg \alpha'_t}{tg \alpha_{a1}} \right) & (C.16) \\
 u_2 &= \left(\frac{z_1 + z_2}{z_1} \right) \left(1 - \frac{tg \alpha'_t}{tg \alpha_{a2}} \right) & (C.17) \\
 \delta_1 &= \frac{u_1}{1 - u_1} & (C.18) \\
 \delta_2 &= \frac{u_2}{1 - u_2} & (C.19) \\
 rp_1 &= \frac{z_1}{z_1 + z_2} a' & (C.20) \\
 h_1 &= (2,25 - K)m & (C.21) \\
 rf_1 &= ra_1 - h_1 & (C.22) \\
 ha_1 &= ra_1 - rp_1 & (C.23) \\
 hf_1 &= h_1 - ha_1 & (C.24) \\
 rp_2 &= \frac{z_2}{z_1 + z_2} a' & (C.25) \\
 h_2 &= (2,25 - K)m & (C.26) \\
 rf_2 &= ra_2 - h_2 & (C.27) \\
 ha_2 &= ra_2 - rp_2 & (C.28) \\
 hf_2 &= h_2 - ha_2 & (C.29)
 \end{aligned}$$

A Tabela C. 1 pretende evidenciar o cálculo dos parâmetros anteriormente mencionados que caracterizam a geometria das rodas dentadas utilizadas no dispositivo de limpeza dos moldes.

Tabela C. 1 - Dados geométricos referentes às rodas dentadas dimensionadas

	z1	17	z2	17
<i>m</i> [mm]	14			
<i>a</i> [mm]	238			
<i>α</i> [°]	20			
<i>αt</i> [°]	20.00			
<i>α't</i> [°]	24.51			
<i>invat</i> [°]	0.015			
<i>invα't</i> [°]	0.028			
<i>β</i> [°]	0			
<i>Bv</i>	0.0328			
<i>B</i>	0.0364			
<i>K</i>	0.0622			
<i>βb</i> [°]	0			
<i>a'</i> [mm]	245.8			
<i>x</i>	0.310		0.309	
<i>rp</i> [mm]	122.9		122.9	
<i>ra</i> [mm]	136.469		136.460	
<i>rb</i> [mm]	111.824		111.824	
<i>αa</i> [°]	34.974		34.969	
<i>u</i>	0.696		0.696	
<i>δ</i>	2.293		2.291	
<i>δ₁ – δ₂</i>	0.003			
<i>h</i> [mm]	30.629		30.629	
<i>rf</i> [mm]	105.840		105.831	
<i>ha</i> [mm]	13.569		13.560	
<i>hf</i> [mm]	17.060		17.069	
<i>b</i> [mm]	140			

Determinação das potências transmitidas pelas engrenagens - segundo Henriot [56]

De seguida será explicitada a forma de determinação dos parâmetros necessários para a aplicação dos critérios da rutura e da tensão superficial.

Critério da Rutura

Retomando a expressão (10.42) que descreve o critério da rutura para a determinação da potência transmitida por uma roda dentada obtém-se:

$$P_{i,rut} = \frac{10^{-6}}{1.96} * \sigma_{bi,lim} * b * \frac{m^2}{\cos(\beta)} * n_i * z_i * \frac{K_V * K_{bli} * K_M * K_A}{Y_\varepsilon * Y_{F,i} * Y_\beta} \quad (C.30)$$

De seguida será explicitado o método de cálculo de cada um dos parâmetros nela participantes.

Tensão limite de base - $\sigma_{bi,lim}$

A tensão limite de base é um parâmetro que depende do material escolhido para a constituição das rodas dentadas. De acordo com a respetiva tensão de rutura, e sabendo que o aço a utilizar é um aço ligado, recorre-se ao gráfico da Figura C. 2 por forma a se determinar a tensão limite de base.

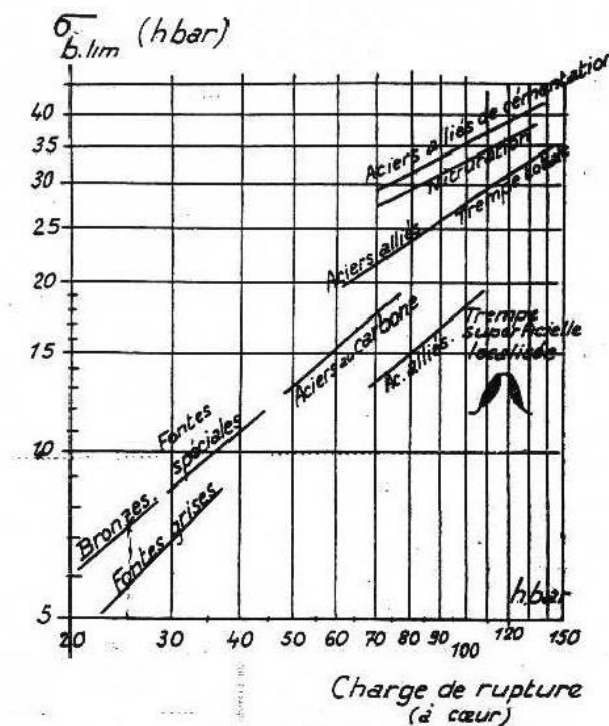


FIG. VII-17.

Figura C. 2 – Gráfico para a determinação da tensão limite de base a partir da tensão de rotura e do tratamento térmico [56].

Fator de velocidade - K_v

O fator de velocidade é um parâmetro que depende da velocidade tangencial do pinhão para uma dada engrenagem, sendo que esta velocidade é dada por:

$$v_t = \frac{2 * r_1 * \pi * n_1}{60000} \quad (C.31)$$

Para o caso de engrenagens de classe III, ou seja, engrenagens de boa qualidade superficial e com uma velocidade tangencial inferior ou igual a 20 m/s, o fator de velocidade pode ser determinado pela seguinte expressão:

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_t}} \quad (\text{C.32})$$

Fator de duração - K_{bl_i}

O fator de duração é calculado conhecendo-se, para tal, o número de ciclos de funcionamento quer do pinhão quer da roda, que são dados pelas seguintes expressões:

$$N_i = \text{horas de serviço} * n_i * 60 \quad (\text{C.33})$$

Foram consideradas 20000 horas de serviço para as engrenagens dimensionadas.

Depois de conhecidos estes valores, o fator de duração pode ser determinado quer pelo gráfico presente na Figura C. 3 quer através da fórmula seguinte:

$$K_{bl_i} = \left(\frac{10^7}{N_i} \right)^{0.1} \quad (\text{C.34})$$

Sendo que o valor mínimo para este parâmetro, tal como é facilmente percecioneado na Figura C. 3, é de 0.65.

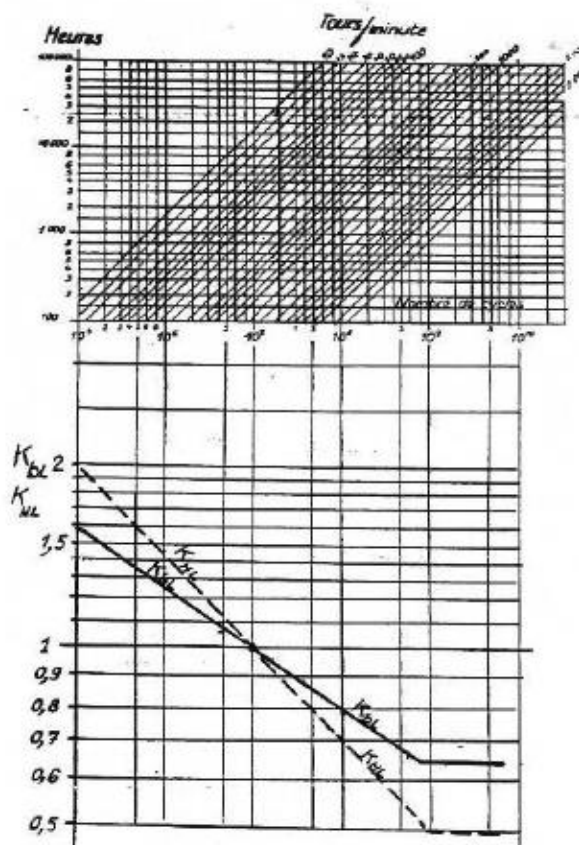


Figura C. 3 – Gráfico de determinação do fator de duração [56].

Fator de montagem - K_M

O fator de montagem a aplicar deverá ser igual a 1 sempre que se verificar a condição $b/d_1 < 1$, sendo b a largura da roda considerada e d_1 o diâmetro primitivo do pinhão.

Fator de serviço - K_A

O fator de serviço é o parâmetro que permite introduzir no cálculo da potência transmitida a influência das forças dinâmicas externas adicionais, que dependem das condições de serviço a considerar. Estas condições de serviço são avaliadas a partir do grau de choque que o mecanismo sofrerá ao longo do seu funcionamento. Assim sendo, foi considerado um grau de choque de I, ou seja, funciona praticamente sem choque. Para este tipo de funcionamento, o fator de serviço será igual a 1.

Fator de condução - Y_ε

O fator de condução é determinado como sendo o inverso da relação de condução ε_α . A mesma poderá ser determinada de acordo com a expressão seguinte.

$$\varepsilon_\alpha = \frac{1}{\pi \cos(\alpha_t)} \left[\sqrt{\frac{z_1^2}{4} \sin^2(\alpha_t) + y_1^2 + z_1 y_1} + \sqrt{\frac{z_2^2}{4} \sin^2(\alpha_t) + y_2^2 + z_2 y_2} - \left(\frac{z_1 + z_2}{2} \right) \sin(\alpha_t) \right] \quad (C.35)$$

A expressão anterior depende dos parâmetros geométricos das rodas dentadas, sendo que o parâmetro y_i é determinado a partir da seguinte expressão:

$$y_i = \frac{h a_i}{m_t} \quad (C.36)$$

Fator de forma - $Y_{F,i}$

O fator de forma é um parâmetro participativo no cálculo da potência transmitida que demonstra a influência da forma da roda dentada. Esta forma depende do número de dentes da roda, do ângulo de pressão α e da correção de dentado x adotada. Partindo-se destes valores consegue-se obter o fator de forma por consulta do gráfico presente na Figura C. 4.

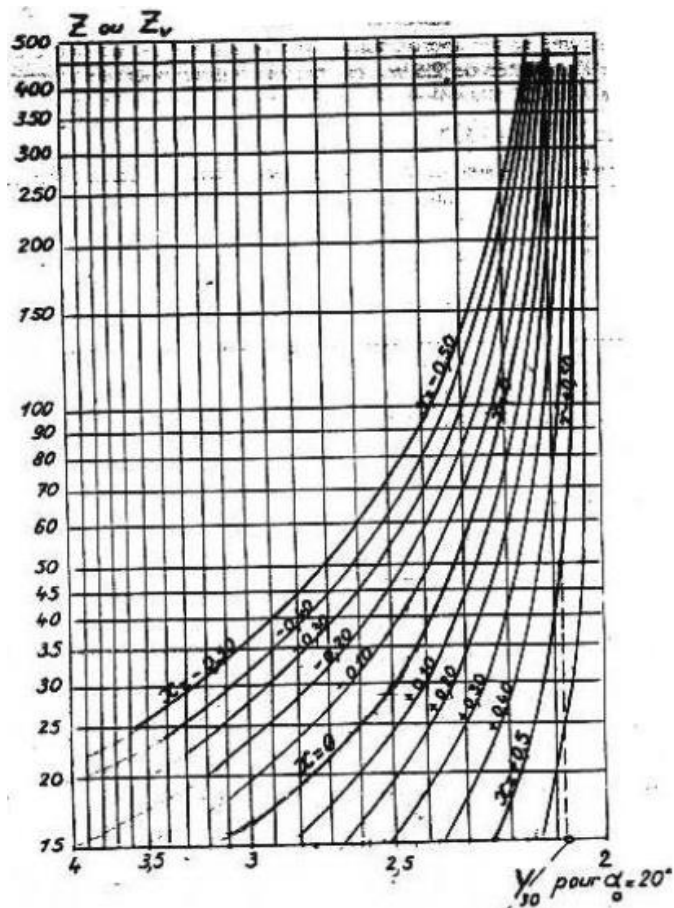


Figura C. 4 – Gráfico para a determinação do fator de forma [56].

Fator de inclinação - Y_β

É o fator associado à inclinação do dentado para o caso das rodas dentadas helicoidais e que é dado pela expressão.

$$Y_\beta = 0.0002619\beta^2 - 0.0162143\beta + 1 \quad (C.37)$$

Para o caso deste dimensionamento este fator não tem relevância visto que, uma vez que todas as rodas apresentam dentado reto, este fator será unitário.

A Tabela C. 2 apresenta todos os parâmetros anteriormente expostos que foram relevantes na determinação da potência transmitida segundo o critério da rutura, assim como o valor desta mesma grandeza.

Tabela C. 2 - Parâmetros relevantes na determinação da potência máxima transmitida pelas rodas dentadas segundo o critério da rutura.

Critério da Rutura	z1	z2
$\sigma_{b,lim}$	18	18
K_V	0.942	
K_{bl}	0.973	0.973
K_M	1.000	
K_A	1.000	
ε_α	1.476	
Y_ε	0.678	
Y_F	2.450	2.450
Y_β	1.000	
Potência transmitida [kW]	26.00	26.00

Critério da Tensão Superficial

Retomando a expressão (10.43) que descreve o critério da tensão superficial para a determinação da potência transmitida por uma roda dentada obtém-se:

$$P_{i,tsup} = \frac{10^{-6}}{1.96} * \sigma_{Hi,lim} * b * d_i^2 * C_r * n_i * \frac{K_V * K_{Hli} * K_M * K_A}{Z_E^2 * Z_\beta^2 * Z_C^2} \quad (C.38)$$

De seguida será explicitado o método de cálculo de cada um dos parâmetros nela participantes.

Pressão superficial de base - $\sigma_{Hi,lim}$

A pressão superficial de base traduz, no cálculo da potência, a influência do material considerado para a produção das rodas dentadas. Este fator depende quer da dureza do aço quer do processo produtivo associado à constituição da roda dentada. A partir da dureza do aço considerado (que será de 613 HB) consulta-se o gráfico presente na Figura C. 5 e determina-se a pressão superficial de base a considerar no cálculo da potência transmitida por uma roda dentada segundo o critério da tensão superficial.

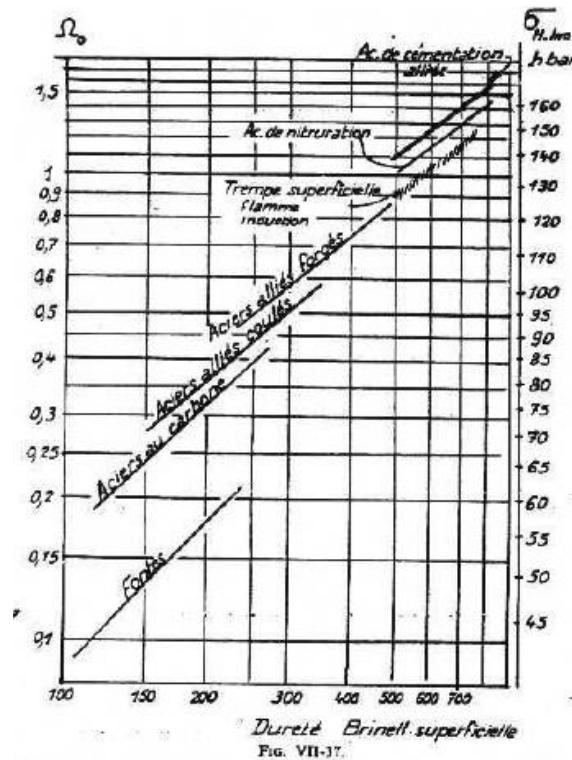


Figura C. 5 – Gráfico para a determinação da pressão superficial de base a partir da dureza superficial e do tipo de aço utilizado [56].

Fator de relação - C_r

O fator de relação, para o caso de engrenagens de dentado exterior, é dado pela seguinte expressão:

$$C_r = \frac{i}{i + 1} \quad (\text{C.39})$$

Sendo o parâmetro i correspondente à relação de transmissão.

Fator de duração - K_{H_i}

No caso da determinação da potência segundo o critério da tensão superficial, os fatores de duração para o pinhão e para a roda podem ser determinados pela seguinte expressão:

$$K_{H_i} = \left(\frac{10^7}{N_i} \right)^{1/6} \quad (\text{C.40})$$

Fator do material - Z_E

Este parâmetro permite relacionar as propriedades elásticas dos materiais (traduzidas pelo seu módulo de Young) que constituem o pinhão e a roda e é dado pela fórmula seguinte:

$$Z_E = \sqrt{0,35 \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}} \quad (\text{C.41})$$

Uma vez que as rodas dentadas são ambas produzidas em aço, e considerando que o mesmo apresenta um módulo de elasticidade de 210 MPa, o fator do material Z_E será de 87.

Fator de comprimento de contacto - Z_β

O fator de comprimento de contacto está relacionado com a razão de condução entre o pinhão e a roda de um dado engrenamento sendo que a fórmula a adotar para a sua determinação depende do fator ε_β determinado da seguinte forma:

$$\varepsilon_\beta = \frac{btg\beta}{\pi m_t} \quad (\text{C.42})$$

Assim, se $\varepsilon_\beta > 1$ então:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\varepsilon_\alpha}} \quad (\text{C.43})$$

Caso $\varepsilon_\beta \leq 1$ o fator de comprimento de contacto é dado por:

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{4 - \varepsilon_\alpha}{3} (1 - \varepsilon_\beta) + \frac{\varepsilon_\beta}{\varepsilon_\alpha}} \quad (\text{C.44})$$

Fator geométrico - Z_c

O fator geométrico que deve ser considerado para a determinação da potência transmitida segundo o critério da tensão superficial é dado pela expressão seguinte:

$$Z_c = \sqrt{\frac{\cos\beta_b}{\sin\alpha'_t \cos\alpha'_t}} \quad (\text{C.45})$$

A Tabela C. 3 apresenta todos os parâmetros anteriormente expostos que foram relevantes na determinação da potência transmitida segundo o critério da tensão superficial, assim como o valor desta mesma grandeza.

Tabela C. 3 - Parâmetros relevantes na determinação da potência máxima transmitida pelas rodas dentadas segundo o critério da tensão superficial.

Critério da Tensão Superficial	z1	z2
σ_{Hlim}	143	143
Cr	0.500	
K_{HL}	0.955	0.955
Z_E	87.000	
ε_α	1.476	
ε_β	0.000	
Z_β	0.917	
K_V	0.942	
K_M	1.000	
K_A	1.000	
Z_c	1.628	
Potência transmitida [kW]	24.26	24.26

Determinação das potências transmitidas pelas engrenagens - *software KissSoft*

De seguida é apresentado o relatório obtido pelo *software* de dimensionamento de elementos de máquinas *KissSoft* para a determinação da potência máxima transmitida por cada uma das rodas dentadas dimensionadas.

KISSsoft Release 03/2017 B

KISSsoft University license - Universidade do Porto

File

Name : Unnamed

Changed by: Carlos Fernandes

on: 18.06.2018

at: 14:24:28

CALCULATION OF A CYLINDRICAL SPUR GEAR PAIR

Drawing or article number:

Gear 1: 0.000.0

Gear 2: 0.000.0

Calculation method ISO 6336:2006 Method B

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Power (kW)	[P]	15.000	
Speed (1/min)	[n]	10.5	10.5
Torque (Nm)	[T]	13600.0	13600.0
Application factor	[KA]		1.25
Required service life (h)	[H]	20000.00	
Gear driving (+) / driven (-)		+	-
Working flank gear 1: Right flank			
Sense of rotation gear 1 clockwise			

1. TOOTH GEOMETRY AND MATERIAL

(geometry calculation according to ISO 21771:2007, DIN ISO 21771)

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Center distance (mm)	[a]	245.796	
Centre distance tolerance	ISO 286:2010 Measure js7		
Normal module (mm)	[mn]	14.0000	
Pressure angle at normal section (°)	[alfn]	20.0000	
Helix angle at reference circle (°)	[beta]	0.0000	
Number of teeth	[z]	17	17
Facewidth (mm)	[b]	140.00	140.00
Hand of gear		Spur gear	
Accuracy grade	[Q-ISO 1328:1995]	6	6
Inner diameter (mm)	[di]	0.00	0.00
Inner diameter of gear rim (mm)	[dbi]	0.00	0.00

Material

Gear 1: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28

Gear 2: 16 MnCr 5 (1), Case-carburized steel, case-hardened
 ISO 6336-5 Figure 9/10 (MQ), Core hardness $\geq 25\text{HRC}$ Jominy J=12mm <HRC28

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --

Surface hardness		HRC 59	HRC 59
Material quality according to ISO 6336:2006 Normal (Life factors ZNT and YNT ≥ 0.85)			
Fatigue strength, tooth root stress (N/mm ²)	[σFlim]	430.00	430.00
Fatigue strength for Hertzian pressure (N/mm ²)	[σHlim]	1500.00	1500.00
Tensile strength (N/mm ²)	[σB]	1000.00	1000.00
Yield point (N/mm ²)	[σS]	695.00	695.00
Young's modulus (N/mm ²)	[E]	206000	206000
Poisson's ratio	[ν]	0.300	0.300
Roughness average value DS, flank (μm)	[RAH]	0.60	0.60



Roughness average value DS, root (µm)	[RAF]	3.00	3.00
Mean roughness height, Rz, flank (µm)	[RZH]	4.80	4.80
Mean roughness height, Rz, root (µm)	[RZF]	20.00	20.00

Gear reference profile 1 :			
Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
not topping			

Gear reference profile 2 :			
Reference profile 1.25 / 0.38 / 1.0 ISO 53:1998 Profil A			
Dedendum coefficient	[hfP*]	1.250	
Root radius factor	[rhofP*]	0.380 (rhofPmax*=0.472)	
Addendum coefficient	[haP*]	1.000	
Tip radius factor	[rhoaP*]	0.000	
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	
Protuberance angle	[alfprP]	0.000	
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	
Ramp angle	[alfKP]	0.000	
not topping			

Summary of reference profile gears:			
Dedendum reference profile	[hfP*]	1.250	1.250
Tooth root radius Refer. profile	[rofP*]	0.380	0.380
Addendum Reference profile	[haP*]	1.000	1.000
Protuberance height coefficient	[hprP*]	0.000	0.000
Protuberance angle (°)	[alfprP]	0.000	0.000
Tip form height coefficient	[hFaP*]	0.000	0.000
Ramp angle (°)	[alfKP]	0.000	0.000

Type of profile modification:	none (only running-in)		
Tip relief (µm)	[Ca]	2.0	2.0
Lubrication type	Grease lubrication		
Type of grease	Grease: ISOFLEX TOPAS NCA 51		
Lubricant base	Synthetic oil based on Polyalphaolefin		
Kinem. viscosity base oil at 40 °C (mm²/s)	[nu40]	30.00	
Kinem. viscosity base oil at 100 °C (mm²/s)	[nu100]	5.90	
FZG-Test A/8.3/90 step	[FZGtestA]	0	
Specific density at 15 °C (kg/dm³)	[roOil]	0.880	
Grease temperature (°C)	[TS]	70.000	

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 -----			
Overall transmission ratio	[itot]	-1.000	
Gear ratio	[u]	1.000	
Transverse module (mm)	[mt]	14.000	
Pressure angle at pitch circle (°)	[alf]	20.000	
Working transverse pressure angle (°)	[alfwt]	24.510	
	[alfwt.e/i]	24.522 /	24.498

Working pressure angle at normal section (°)	[alfwn]	24.510		
Helix angle at operating pitch circle (°)	[betaw]	0.000		
Base helix angle (°)	[betab]	0.000		
Reference centre distance (mm)	[ad]	238.000		
Sum of profile shift coefficients	[Summexi]	0.6190		
Profile shift coefficient	[x]	0.3100	0.3090	
Tooth thickness (Arc) (module) (module)	[sn*]	1.7965	1.7957	
Tip alteration (mm)	[k*mn]	-0.870	-0.870	
Reference diameter (mm)	[d]	238.000	238.000	
Base diameter (mm)	[db]	223.647	223.647	
Tip diameter (mm)	[da]	272.940	272.912	
(mm)	[da.e/i]	272.940 / 272.930	272.912 / 272.902	
Tip diameter allowances (mm)	[Ada.e/i]	0.000 / -0.010	0.000 / -0.010	
Tip form diameter (mm)	[dFa]	272.940	272.912	
(mm)	[dFa.e/i]	272.940 / 272.930	272.912 / 272.902	
Active tip diameter (mm)	[dNa]	272.940	272.912	
Active tip diameter (mm)	[dNa.e/i]	272.940 / 272.930	272.912 / 272.902	
Operating pitch diameter (mm)	[dw]	245.796	245.796	
(mm)	[dw.e/i]	245.819 / 245.773	245.819 / 245.773	
Root diameter (mm)	[df]	211.680	211.652	
Generating Profile shift coefficient	[xE.e/i]	0.3007 / 0.2958	0.2997 / 0.2948	
Manufactured root diameter with xE (mm)	[df.e/i]	211.419 / 211.282	211.391 / 211.254	
Theoretical tip clearance (mm)	[c]	3.500	3.500	
Effective tip clearance (mm)	[c.e/i]	3.727 / 3.607	3.727 / 3.607	
Active root diameter (mm)	[dNf]	228.642	228.632	
(mm)	[dNf.e/i]	228.669 / 228.619	228.659 / 228.609	
Root form diameter (mm)	[dFf]	225.030	225.021	
(mm)	[dFf.e/i]	224.947 / 224.904	224.938 / 224.896	
Reserve (dNf-dFf)/2 (mm)	[cF.e/i]	1.882 / 1.836	1.881 / 1.835	
Addendum (mm)	[ha=mn*(haP*+x+k)]	17.470	17.456	
(mm)	[ha.e/i]	17.470 / 17.465	17.456 / 17.451	
Dedendum (mm)	[hf=mn*(hfP*-x)]	13.160	13.174	
(mm)	[hf.e/i]	13.291 / 13.359	13.305 / 13.373	
Roll angle at dFa (°)	[xsi_dFa.e/i]	40.082 / 40.078	40.070 / 40.065	
Roll angle to dNa (°)	[xsi_dNa.e/i]	40.082 / 40.078	40.070 / 40.065	
Roll angle to dNf (°)	[xsi_dNf.e/i]	12.210 / 12.149	12.198 / 12.136	
Roll angle at dFf (°)	[xsi_dFf.e/i]	6.188 / 6.085	6.167 / 6.064	
Tooth height (mm)	[h]	30.630	30.630	
Virtual gear no. of teeth	[zn]	17.000	17.000	
Normal tooth thickness at tip circle (mm)	[san]	8.583	8.590	
(mm)	[san.e/i]	8.481 / 8.417	8.488 / 8.424	
Normal-tooth thickness on tip form circle (mm)	[sFan]	8.583	8.590	
(mm)	[sFan.e/i]	8.481 / 8.417	8.488 / 8.424	
Normal space width at root circle (mm)	[efn]	0.000	0.000	
(mm)	[efn.e/i]	0.000 / 0.000	0.000 / 0.000	
Max. sliding velocity at tip (m/s)	[vga]	0.060	0.060	
Specific sliding at the tip	[zetaa]	0.697	0.696	
Specific sliding at the root	[zetaf]	-2.291	-2.295	
Mean specific sliding	[zetam]	0.696		
Sliding factor on tip	[Kga]	0.443	0.443	
Sliding factor on root	[Kgf]	-0.443	-0.443	
Pitch on reference circle (mm)	[pt]	43.982		
Base pitch (mm)	[pbt]	41.330		
Transverse pitch on contact-path (mm)	[pet]	41.330		
Length of path of contact (mm)	[ga, e/i]	54.462 (54.517 / 54.389)		
Length T1-A, T2-A (mm)	[T1A, T2A]	23.766(23.711/ 23.830)	78.203(78.203/ 78.195)	



Length T1-B (mm)	[T1B, T2B]	36.898(	36.898/	36.889)	65.071(	65.016/	65.136)
Length T1-C (mm)	[T1C, T2C]	50.985(	50.957/	51.012)	50.985(	50.957/	51.012)
Length T1-D (mm)	[T1D, T2D]	65.096(	65.040/	65.160)	36.873(	36.873/	36.865)
Length T1-E (mm)	[T1E, T2E]	78.228(	78.228/	78.219)	23.742(	23.686/	23.806)
Length T1-T2 (mm)	[T1T2]	101.969 (101.914 / 102.025)					
Diameter of single contact point B (mm)	[d-B]	235.507(	235.507/	235.502)	258.757(	258.701/	258.821)
Diameter of single contact point D (mm)	[d-D]	258.781(	258.726/	258.846)	235.492(	235.492/	235.487)
Addendum contact ratio	[eps]	0.659(	0.660/	0.658)	0.659(	0.659/	0.658)
Minimal length of contact line (mm)	[Lmin]	140.000					
Transverse contact ratio	[eps_a]	1.318					
Transverse contact ratio with allowances	[eps_a.e/m/i]	1.319 / 1.318 / 1.316					
Overlap ratio	[eps_b]	0.000					
Total contact ratio	[eps_g]	1.318					
Total contact ratio with allowances	[eps_g.e/m/i]	1.319 / 1.318 / 1.316					

2. FACTORS OF GENERAL INFLUENCE

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Nominal circum. force at pitch circle (N)	[Ft]		114285.7
Axial force (N)	[Fa]		0.0
Radial force (N)	[Fr]		41596.6
Normal force (N)	[Fnorm]		121620.3
Nominal circumferential force per mm (N/mm)	[w]		816.33
Only as information: Forces at operating pitch circle:			
Nominal circumferential force (N)	[Ftw]		110660.9
Axial force (N)	[Faw]		0.0
Radial force (N)	[Frw]		50454.6
Circumferential speed reference circle (m/s)	[v]		0.13
Circumferential speed operating pitch circle (m/s)	[v(dw)]		0.14
Running-in value (µm)	[yp]		0.9
Running-in value (µm)	[yf]		1.3
Correction coefficient	[CM]		0.800
Gear body coefficient	[CR]		1.000
Basic rack factor	[CBS]		0.975
Material coefficient	[E/Est]		1.000
Singular tooth stiffness (N/mm/µm)	[c']		12.353
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgalif]		15.296
Meshing stiffness (N/mm/µm)	[cgbet]		13.002
Reduced mass (kg/mm)	[mRed]		0.10594
Resonance speed (min-1)	[nE1]		6750
Resonance ratio (-)	[N]		0.002
Subcritical range			
Running-in value (µm)	[ya]		0.9
Bearing distance l of pinion shaft (mm)	[l]		280.000
Distance s of pinion shaft (mm)	[s]		28.000
Outside diameter of pinion shaft (mm)	[dsh]		140.000
Load in accordance with Figure 13, ISO 6336-1:2006	[-]	4	
0:a), 1:b), 2:c), 3:d), 4:e)			
Coefficient K' according to Figure 13, ISO 6336-1:2006	[K']	-1.00	
Without support effect			
Tooth trace deviation (active) (µm)	[Fby]		5.10
from deformation of shaft (µm)	[fsh*B1]		6.14
(fsh (µm) = 6.14, B1=1.00, fHb5 (µm) = 8.50)			
Tooth without tooth trace modification			

Position of Contact pattern: favorable			
from production tolerances (μm)	[fma*B2]	16.97	
(B2= 1.00)			
Tooth trace deviation, theoretical (μm)	[Fbx]	6.00	
Running-in value (μm)	[yb]	0.90	
Dynamic factor	[KV]	1.001	
Face load factor - flank	[KHb]	1.032	
- Tooth root	[KFb]	1.026	
- Scuffing	[KBb]	1.032	
Transverse load factor - flank	[KHa]	1.000	
- Tooth root	[KFα]	1.000	
- Scuffing	[KBα]	1.000	
Helical load factor scuffing	[Kbg]	1.000	
Number of load cycles (in mio.)	[NL]	12.639	12.639

3. TOOTH ROOT STRENGTH

Calculation of Tooth form coefficients according method: B

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Calculated with profile shift	[x]	0.3100	0.3090
Tooth form factor	[YF]	1.68	1.68
Stress correction factor	[YS]	1.90	1.90
Working angle (°)	[alfFen]	26.44	26.43
Bending moment arm (mm)	[hF]	17.75	17.75
Tooth thickness at root (mm)	[sFn]	29.06	29.05
Tooth root radius (mm)	[roF]	6.67	6.68
(hF* = 1.268/ 1.268 sFn* = 2.076/ 2.075 roF* = 0.477/ 0.477)			
(den (mm) = 258.781/258.757 dsFn(mm) = 216.241/216.215 alfsFn(°) = 30.00/ 30.00 qs = 2.178/ 2.176)			
Helix angle factor	[Ybet]	1.000	
Deep tooth factor	[YDT]	1.000	
Gear rim factor	[YB]	1.00	1.00
Effective facewidth (mm)	[beff]	140.00	140.00
Nominal stress at tooth root (N/mm²)	[sigF0]	186.66	186.71
Tooth root stress (N/mm²)	[sigF]	239.40	239.47
Permissible bending stress at root of Test-gear			
Notch sensitivity factor	[YdreIT]	0.997	0.997
Surface factor	[YRreIT]	0.957	0.957
size factor (Tooth root)	[YX]	0.910	0.910
Finite life factor	[YNT]	0.972	0.972
	[YdreIT*YRreIT*YX*YNT]	0.843	0.843
Alternating bending factor (mean stress influence coefficient)	[YM]	1.000	1.000
Stress correction factor	[Yst]	2.00	
Yst*sigFlim (N/mm²)	[sigFE]	860.00	860.00
Permissible tooth root stress (N/mm²)	[sigFP=sigFG/SFmin]	518.00	517.99
Limit strength tooth root (N/mm²)	[sigFG]	725.20	725.19
Required safety	[SFmin]	1.40	1.40
Safety for tooth root stress	[SF=sigFG/sigF]	3.03	3.03
Transmittable power (kW)	[kWRating]	32.46	32.45

4. SAFETY AGAINST PITTING (TOOTH FLANK)

		----- GEAR 1 -----	GEAR 2 --
Zone factor	[ZH]		2.229
Elasticity factor ($\sqrt{N/mm^2}$)	[ZE]		189.812
Contact ratio factor	[Zeps]		0.946
Helix angle factor	[Zbet]		1.000
Effective facewidth (mm)	[beff]		140.00
Nominal contact stress (N/mm ²)	[sigH0]		1047.73
Contact stress at operating pitch circle (N/mm ²)	[sigHw]		1190.58
Single tooth contact factor	[ZB,ZD]	1.04	1.04
Contact stress (N/mm ²)	[sigHB, sigHD]	1238.80	1238.98
Lubrication coefficient at NL	[ZL]	0.938	0.938
Speed coefficient at NL	[ZV]	0.952	0.952
Roughness coefficient at NL	[ZR]	0.990	0.990
Material pairing coefficient at NL	[ZW]	1.000	1.000
Finite life factor	[ZNT]	1.110	1.110
	[ZL*ZV*ZR*ZNT]	0.981	0.981
Limited pitting is permitted:	No		
Size factor (flank)	[ZX]	1.000	1.000
Permissible contact stress (N/mm ²)	[sigHP=sigHG/SHmin]	1472.04	1472.04
Pitting stress limit (N/mm ²)	[sigHG]	1472.04	1472.04
Required safety	[SHmin]	1.00	1.00
Safety factor for contact stress at operating pitch circle			
	[SHw]	1.24	1.24
Safety for stress at single tooth contact	[SHBD=sigHG/sigHBD]	1.19	1.19
(Safety regarding transmittable torque)	[(SHBD)^2]	1.41	1.41
Transmittable power (kW)	[kWRating]	21.18	21.17

4b. MICROPITTING ACCORDING TO ISO/TR 15144-1:2014

Calculation did not run. (Lubricant: Load stage micropitting test is unknown.)

6. MEASUREMENTS FOR TOOTH THICKNESS

		----- Gear 1 -----	Gear 2 --
Tooth thickness deviation		DIN 3967 cd25	DIN 3967 cd25
Tooth thickness allowance (normal section) (mm)	[As.e/i]	-0.095 / -0.145	-0.095 / -0.145
Number of teeth spanned	[k]	3.000	3.000
Base tangent length (no backlash) (mm)	[Wk]	109.627	109.617
Actual base tangent length ('span') (mm)	[Wk.e/i]	109.537 / 109.490	109.528 / 109.481
	[ΔWk.e/i]	-0.089 / -0.136	-0.089 / -0.136
Diameter of contact point (mm)	[dMWk.m]	249.020	249.016
Theoretical diameter of ball/pin (mm)	[DM]	26.838	26.829
Effective diameter of ball/pin (mm)	[DMeff]	28.000	28.000
Radial single-ball measurement backlash free (mm)	[MrK]	144.710	144.701
Radial single-ball measurement (mm)	[MrK.e/i]	144.623 / 144.578	144.614 / 144.569

Diameter of contact point (mm)	[dMMr.m]	247.899	247.883
Diametral measurement over two balls without clearance (mm)	[MdK]	288.304	288.286
Diametral two ball measure (mm)	[MdK.e/i]	288.133 / 288.042	288.114 / 288.024
Diametral measurement over pins without clearance (mm)	[MdR]	288.304	288.286
Measurement over pins according to DIN 3960 (mm)	[MdR.e/i]	288.133 / 288.042	288.114 / 288.024
Measurement over 3 pins (axial) according to AGMA 2002 (mm)	[dk3A.e/i]	288.133 / 288.042	288.114 / 288.024
Dimensions over 3 pins without clearance (mm)	[Md3R]	287.194	287.176
Effective dimensions over 3 pins (mm)	[Md3R.e/i]	287.023 / 286.933	287.005 / 286.914
Chordal tooth thickness (no backlash) (mm)	[sc]	25.104	25.093
Actual chordal tooth thickness (mm)	[sc.e/i]	25.009 / 24.959	24.998 / 24.948
Reference chordal height from da.m (mm)	[ha]	18.132	18.117
Tooth thickness (Arc) (mm)	[sn]	25.150	25.140
(mm)	[sn.e/i]	25.055 / 25.005	25.045 / 24.995
Backlash free center distance (mm)	[aControl.e/i]	245.580	/245.466
Backlash free center distance, allowances (mm)	[jta]	-0.216 /	-0.330
dNf.i with aControl (mm)	[dNf0.i]	228.316	228.306
Reserve (dNf0.i-dFf.e)/2 (mm)	[cF0.i]	1.684	1.684
Tip clearance (mm)	[c0.i(aControl)]	3.301	3.301
Centre distance allowances (mm)	[Aa.e/i]	0.023 /	-0.023
Circumferential backlash from Aa (mm)	[jtw_Aa.e/i]	0.021 /	-0.021
Radial clearance (mm)	[jrw]	0.353 /	0.193
Circumferential backlash (transverse section) (mm)	[jtw]	0.320 /	0.175
Normal backlash (mm)	[jnw]	0.301 /	0.165
Torsional angle at entry with fixed output:			
Entire torsional angle (°)	[j.tSys]		0.1494/0.0817

7. GEAR ACCURACY

----- GEAR 1 ----- GEAR 2 --			
According to ISO 1328-1:1995, ISO 1328-2:1997			
Accuracy grade	[Q]	6	6
Single pitch deviation (µm)	[fptT]	13.00	13.00
Base circle pitch deviation (µm)	[fpbT]	12.20	12.20
Sector pitch deviation over k/8 pitches (µm)	[Fpk/8T]	21.00	21.00
Profile form deviation (µm)	[ffaT]	17.00	17.00
Profile slope deviation (µm)	[fHaT]	13.00	13.00
Total profile deviation (µm)	[FaT]	21.00	21.00
Helix form deviation (µm)	[ffbT]	12.00	12.00
Helix slope deviation (µm)	[fHbT]	12.00	12.00
Total helix deviation (µm)	[FbT]	17.00	17.00
Total cumulative pitch deviation (µm)	[FpT]	39.00	39.00
Runout (µm)	[FrT]	32.00	32.00
Single flank composite, total (µm)	[FisT]	72.00	72.00
Single flank composite, tooth-to-tooth (µm)	[fisT]	33.00	33.00
Radial composite, total (µm)	[FidT]	92.00	92.00
Radial composite, tooth-to-tooth (µm)	[fidT]	60.00	60.00

Axis alignment tolerances (recommendation acc. to ISO TR 10064-3:1996, Quality)

6)

Maximum value for deviation error of axis (µm)	[fSigbet]	17.00 (Fb= 17.00)
Maximum value for inclination error of axes (µm)	[fSigdel]	34.00

8. ADDITIONAL DATA

Mass (kg)	[m]	50.550	50.538
Total mass (kg)	[m]	101.089	
Moment of inertia (system with reference to the drive): calculation without consideration of the exact tooth shape			
single gears ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.37100	0.37083
System ((da+df)/2...di) (kg*m ²)	[TraeghMom]	0.74183	
Torsional stiffness at entry with driven force fixed:			
Torsional stiffness (MNm/rad)	[cr]	22.039	
Torsion when subjected to nominal torque (°)	[delcr]	0.035	
Mean coeff. of friction (acc. Niemann)	[mum]	0.060	
Wear sliding coef. by Niemann	[zetw]	0.918	
Gear power loss (kW)	[PVZ]	0.184	
(Meshing efficiency (%))	[etaz]	98.777	
Sound pressure level (according to Masuda)	[dB(A)]	64.7	

9. MODIFICATIONS AND TOOTH FORM DEFINITION

Data for the tooth form calculation :

Data not available.

10. SERVICE LIFE, DAMAGE

Required safety for tooth root	[SFmin]	1.40
Required safety for tooth flank	[SHmin]	1.00

Service life (calculated with required safeties):

System service life (h)	[Hatt]	235494
-------------------------	--------	--------

Tooth root service life (h)	[HFatt]	1e+006	1e+006
Tooth flank service life (h)	[HHatt]	2.366e+005	2.355e+005

Note: The entry 1e+006 h means that the Service life > 1,000,000 h.

Damage calculated on the basis of the required service life [H] (20000.0 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	8.45	8.49

Damage calculated on basis of system service life [Hatt] (235494.2 h)

F1%	F2%	H1%	H2%
0.00	0.00	99.53	100.00

Calculation of the factors required to define reliability R(t) according to B. Bertsche with Weibull distribution:

$$R(t) = 100 * \text{Exp}(-((t^{\text{fac}} - t_0)/(T - t_0))^b) \% ; t (h)$$

Gear		fac	b	t0	T	R(H)%
1	Tooth root	632	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
1	Tooth flank	632	1.3	1.348e+008	6.421e+008	100.00
2	Tooth root	632	1.7	9.654e+029	1.484e+030	100.00
2	Tooth flank	632	1.3	1.341e+008	6.391e+008	100.00

Reliability of the configuration for required service life (%) 100.00 (Bertsche)