

**Desenvolvimento de um sistema de acabamento de solas  
para a indústria do calçado**

*João Paulo Cardoso dos Santos*

**Relatório do projecto final**

Orientadores:

Prof. Manuel Rodrigues Quintas  
Prof. Paulo Augusto Ferreira de Abreu



**FEUP**

**Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto**

**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

**Opção de Automação**

**Fevereiro de 2009**



*A todos os que me têm apoiado*



## **Resumo**

A indústria portuguesa do calçado, sector de elevada qualidade e sucesso internacional, é um dos mais importantes empregadores nacionais, em especial na região norte do país.

Actualmente, as empresas encontram-se muito dependentes de processos manuais que exigem operadores altamente qualificados, sendo o acabamento de solas duplas apenas um exemplo. A formação de novos operadores para estes processos é morosa e onerosa, podendo comprometer o ritmo de produção, pelo que o aumento ou a manutenção da competitividade de uma empresa pode passar pela automatização das diferentes etapas do processo produtivo, nomeadamente as mais dependentes de mão-de-obra qualificada.

O presente trabalho apresenta o estudo e o desenvolvimento de um sistema semi-automático para o acabamento de solas duplas de sapatos com a aptidão de adaptação a diferentes tamanhos e modelos de sapatos, de forma a reduzir a dependência da qualificação do operário.

Foi estudado um processo de acabamento de solas por fresagem tangencial assim como várias arquitecturas possíveis para a implementação do sistema.

Foi feito o projecto mecânico e seleccionados os sistemas de accionamento e controlo para uma máquina de acabamento de solas de sapatos, por fresagem. Esta máquina possui um funcionamento semi-automático, incorporando quatro eixos de movimento, para além do movimento de accionamento da ferramenta de corte. São utilizados dois eixos lineares de accionamento pneumático para garantir uma força de encosto da ferramenta de corte com o sapato, e dois eixos de rotação de accionamento eléctrico, para controlar o posicionamento relativo do sapato com a ferramenta de corte. É programado um sincronismo electrónico para o controlo destes dois eixos de rotação.

O sistema mecânico foi concebido com o recurso ao *software SolidWorks*, sendo o seu dimensionamento realizado pelo método de elementos finitos, utilizando o *software CosmosWorks*.



Development of a system for finishing soles for the footwear industry

## **Abstract**

The Portuguese footwear industry, sector of high quality and international success, is one of the national major employers, mainly in the northern region of the country.

At the present time, companies are very dependent on manual processes which require highly skilled operators. The finishing of double soles for shoes is one example. Training newcomers to these processes is time consuming and expensive and may compromise the pace of production. The increase or maintenance of a company's competitiveness may require the automatization of different stages of the production process, especially those more dependent on qualified labor.

This work presents the study and development of a semi-automatic system for finishing the soles of shoes with the ability to adjust to different sizes and models of shoes, in order to reduce the dependence of the skill of the operator.

The process of finishing soles by means of tangential milling was studied, as well as several potential architectures for the system's implementation.

This work consisted also on the mechanical project for a shoe sole finishing machine, as well as the selection of its driving and control systems. In addition to the milling tool rotation, this machine has four axis of movement. Two linear pneumatic axis ensure the contact between the milling tool and the shoe, while the other two axis are electric driven and used to control the relative position between the tool and the shoe, requiring the use of an electronic programmed synchronization.

The mechanical solution was designed using *SolidWorks*, and it's scaling performed by the method of finite elements, using *COSMOSWorks*.



## **Agradecimentos**

Quero agradecer, em primeiro lugar, aos orientadores, Professor Manuel Quintas e Professor Paulo Abreu, pelos conhecimentos transmitidos e apoio cedido ao longo destes últimos meses.

A todos os colegas que comigo partilharam o espaço de trabalho ao longo do período de realização deste trabalho, em especial ao Hélder Santos, pelo seu apoio, assim como pela paciência e companheirismo demonstrados.

À minha família e amigos que, com o seu apoio, contribuíram para a conclusão desta fase da minha vida.



# **Índice de conteúdos**

<b>Resumo</b> .....	<b><i>i</i></b>
<b>Abstract</b> .....	<b><i>iii</i></b>
<b>Agradecimentos</b> .....	<b><i>v</i></b>
<b>Índice de conteúdos</b> .....	<b><i>vii</i></b>
<b>Índice de figuras</b> .....	<b><i>ix</i></b>
<b>Índice de tabelas</b> .....	<b><i>xv</i></b>
<b>1 . Introdução geral e objectivos</b> .....	<b><i>1</i></b>
1.1 Objectivos do trabalho .....	<b><i>6</i></b>
1.2 Organização e temas abordados no relatório.....	<b><i>7</i></b>
<b>2 . Estado da arte</b> .....	<b><i>9</i></b>
2.1 Introdução .....	<b><i>9</i></b>
2.2 Sistemas automáticos patenteados .....	<b><i>9</i></b>
2.3 Sistemas Robóticos.....	<b><i>15</i></b>
2.4 Conclusões .....	<b><i>17</i></b>
<b>3 . Estudo de concepção</b> .....	<b><i>19</i></b>
3.1 Introdução .....	<b><i>19</i></b>
3.2 Processo de acabamento .....	<b><i>19</i></b>
3.3 Arquitecturas de movimentos.....	<b><i>25</i></b>
3.4 Definição de trajectória .....	<b><i>29</i></b>
<b>4 . Projecto e concepção do equipamento</b> .....	<b><i>37</i></b>
4.1 Introdução .....	<b><i>37</i></b>
4.2 Princípio de funcionamento .....	<b><i>38</i></b>

<b>4.3</b>	<b>Projecto de subconjuntos mecânicos .....</b>	<b>41</b>
4.3.1	Projecto do eixo do sapato .....	41
4.3.2	Cabeça da ferramenta .....	48
4.3.3	Mesa porta-ferramenta .....	64
4.3.4	Estrutura .....	72
4.3.5	Sistema de aspiração de resíduos e extracção de fumos .....	73
<b>4.4</b>	<b>Projecto de sistemas de accionamento e controlo.....</b>	<b>74</b>
4.4.1	Sistema pneumático .....	74
4.4.2	Sistemas eléctricos.....	80
4.4.3	Sistema de controlo .....	88
4.4.4	Sequência de funcionamento do equipamento.....	90
4.4.5	Sistemas de comando .....	91
4.4.6	Sensorização .....	93
4.4.7	Grafcet .....	96
<b>5</b>	<b>. Conclusões e trabalhos futuros .....</b>	<b>99</b>
<b>6</b>	<b>. Bibliografia.....</b>	<b>101</b>
<b>Anexos</b>	<b>.....</b>	<b>103</b>
	<b>Anexo A – Cálculo de trajectória elíptica .....</b>	<b>105</b>

## **Índice de figuras**

Figura 1.1 – Identificação dos elementos de um sapato, na fase final da sua montagem. ....	4
Figura 1.2 – Sapato de vela. ....	4
Figura 1.3 – Processo manual de acabamento por ferramenta abrasiva. ....	5
Figura 2.1 – Desenho esquemático e fotografia do sistema. ....	10
Figura 2.2 – Aquisição de coordenadas. ....	10
Figura 2.3 – Movimento da ferramenta em torno do eixo T. ....	11
Figura 2.4 – Vista frontal e lateral do sistema. ....	12
Figura 2.5 – Sistema de apalpadores. ....	13
Figura 2.6 – Vista frontal do sistema. ....	13
Figura 2.7 – Suporte do sapato. ....	14
Figura 2.8 – Pormenor do sistema de guiamento do sapato. ....	14
Figura 2.9 – Exemplo de um robô da DESMA. ....	15
Figura 2.10 – Software de programação dos robôs da DESMA. ....	15
Figura 2.11 – Aspecto de uma célula robotizada da DESMA. ....	16
Figura 2.12 – Operações de cardagem (DESMA). ....	16
Figura 2.13 – Operação de corte de excessos de material (DESMA). ....	16
Figura 3.1 – Fresagem cilíndrica discordante (a) e concordante (b). ....	21
Figura 3.2 – Espessura a cortar. ....	24
Figura 3.3 – Sistema robótico, com sapato fixo (a) ou com ferramenta fixa (b). ....	25
Figura 3.4 – Sistema de dois eixos com o sapato fixo. ....	26
Figura 3.5 – Sistema de dois eixos com o sapato móvel. ....	26
Figura 3.6 – Sistema de três eixos, dois lineares e um rotativo. ....	27

## *Desenvolvimento de um sistema de acabamento de solas para a indústria do calçado*

Figura 3.7 – Sistema de três eixos, dois rotativos e um linear.....	28
Figura 3.8 – Aplicação da força de encosto ao contorno do sapato.....	29
Figura 3.9 – Erro angular entre a direção da ferramenta e a normal à superfície da sola. ....	30
Figura 3.10 – Evolução do erro angular em função da posição angular do sapato.....	30
Figura 3.11 – Evolução do erro angular referente à orientação da ferramenta, para um sapato de tamanho 40. ....	31
Figura 3.12 – Parametrização de uma elipse rodada.....	32
Figura 3.13 – Representação da relação dos movimentos rotativos do sistema. ....	32
Figura 3.14 – Evolução dos parâmetros $\alpha$ e $\beta$ em função do ângulo $\theta$ de rotação da elipse correspondente a um sapato de tamanho 40 ( $a = 60\text{mm}$ , $b = 140\text{mm}$ , $l = 400\text{mm}$ ).....	33
Figura 3.15 – Sobreposição da curva real com a curva aproximada, da orientação da ferramenta em função do ângulo de orientação da elipse correspondente a um sapato de tamanho 40 ( $a = 60\text{mm}$ , $b = 140\text{mm}$ , $l = 400\text{mm}$ ).....	34
Figura 4.1 – Vista em perspectiva da máquina de acabamento de solas de sapatos.....	37
Figura 4.2 – Identificação dos subconjuntos do sistema.....	39
Figura 4.3 – Movimento rotativo do sapato.....	39
Figura 4.4 – Movimento angular da mesa porta ferramenta. ....	39
Figura 4.5 – Movimento linear horizontal da mesa porta-ferramenta. ....	39
Figura 4.6 – Movimento linear vertical da cabeça da ferramenta.....	39
Figura 4.7 – Representação explodida do sistema. ....	40
Figura 4.8 – Eixo do sapato. ....	41
Figura 4.9 – Forma.....	42
Figura 4.10 – Suporte de fixação do sapato.....	43
Figura 4.11 – Corte radial do conjunto do eixo do sapato. ....	43
Figura 4.12 – Vista inferior da mesa do eixo do sapato.....	44
Figura 4.13 – Análise das deformações sofridas pela mesa.....	44
Figura 4.14 – Análise de tensões da mesa. ....	44

Figura 4.15 – Identificação do vedante dinâmico. ....	45
Figura 4.16 – Vista explodida do eixo do sapato. ....	46
Figura 4.17 – Cabeça da ferramenta. ....	48
Figura 4.18 – Árvore da ferramenta com a identificação dos principais componentes.....	49
Figura 4.19 – Montagem do casquilho no veio oco da polia.....	50
Figura 4.20 – Pinça de fixação da ferramenta, ER25 DIN 6499. ....	51
Figura 4.21 – Veio da ferramenta. ....	51
Figura 4.22 – Estudo de deformações e tensões do veio. ....	52
Figura 4.23 – Vista explodida da árvore da ferramenta. ....	54
Figura 4.24 – Vista em corte do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta. ....	56
Figura 4.25 – Furação simultânea das peças para garantir o posicionamento dos furos.....	58
Figura 4.26 – Apalpador. ....	58
Figura 4.27 – Contacto do apalpador com o sapato e forças aplicadas. ....	59
Figura 4.28 – Desenho esquemático das dimensões do apalpador.....	59
Figura 4.29 – Fixação do apalpador. ....	60
Figura 4.30 – Estudo de deformações e tensões da estrutura de fixação do apalpador.....	61
Figura 4.31 – Vista explodida do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta. ....	62
Figura 4.32 – Mesa porta-ferramenta. ....	64
Figura 4.33 – Vista em corte longitudinal da mesa linear. ....	65
Figura 4.34 – Dois métodos para garantir a tensão de uma correia.....	66
Figura 4.35 – Solução de ajuste da tensão da correia e fixação do bloco do motor.....	67
Figura 4.36 – Vista em corte da mesa rotativa. ....	68
Figura 4.37 – Chapa suporte da mesa porta-ferramenta.....	68
Figura 4.38 – Análise de tensões da chapa que suporta a mesa porta-ferramenta. ....	69
Figura 4.39 – Análise de deformações da chapa que suporta a mesa porta-ferramenta.....	69
Figura 4.40 – Vista explodida da mesa porta-ferramenta.....	70

Figura 4.41 – Estrutura do equipamento.....	72
Figura 4.42 – Locais de aspiração: a) junto à ferramenta; b) na trajetória dos resíduos.....	73
Figura 4.43 – Circuito Pneumático. ....	75
Figura 4.44 – Perfis de velocidades do cilindro horizontal para os tamanhos extremos.....	77
Figura 4.45 – Actuador linear de baixa velocidade SMC CM2X.....	78
Figura 4.46 – Actuador linear de baixa velocidade CUX.....	78
Figura 4.47 – Transmissão de potência do motor à ferramenta de corte, por correia.....	81
Figura 4.48 – Perfil de velocidade angular do movimento do sapato, para um tamanho 40... 83	
Figura 4.49 – Came mecânica de accionamento e sincronização dos movimentos rotativos..	84
Figura 4.50 – Perfil da came electrónica.....	85
Figura 4.51 – Arranque do ciclo através da mudança de uma entrada binária. ....	86
Figura 4.52 – Paragem após um determinado número de ciclos. ....	86
Figura 4.53 – Ligação entre os variadores mestre e escravo. ....	87
Figura 4.54 – Arquitectura de controlo distribuído.....	89
Figura 4.55 – Painel de comando.....	92
Figura 4.56 – Sensores D-A93 e montagem dos sensores no actuador. ....	93
Figura 4.57 – Sensor de fim de curso <i>Omron HL 5030</i> . ....	94
Figura 4.58 – Sensor indutivo <i>Omron E2S-W2</i> .....	94
Figura 4.59 – Pressostato SMC IS1000E.....	95
Figura 4.60 – Grafcet do funcionamento do sistema. ....	96
Figura 4.61 – Grafcet do estado de emergência do sistema.....	97
Figura A.1 – Desenho esquemático do problema. ....	105
Figura A.2 – Elipse. ....	105
Figura A.3 – Elipse rodada por um ângulo $\theta$ . ....	106
Figura A.4 – Recta normal à forma elíptica no ponto P e que passa no ponto A. ....	107
Figura A.5 – Os dois pontos da elipse onde a sua normal passa também pelo ponto A.....	108

Figura A.6 – Relação dos ângulos $\alpha$ e $\theta$ ( $a = 140$ mm; $b = 60$ mm; $l = 400$ mm).....	109
Figura A.7 – Velocidades angulares da elipse e da direcção AP ( $a = 140$ mm; $b = 60$ mm; $l = 400$ mm). .....	111
Figura A.8 – Velocidade linear de aproximação ou afastamento de A e P ( $a = 140$ mm; $b = 60$ mm; $l = 400$ mm).....	112



## **Índice de tabelas**

Tabela 3.1 – Parâmetros da elipse em função do tamanho do sapato. ....	34
Tabela 4.1 – Lista de peças do subconjunto do eixo do sapato. ....	47
Tabela 4.2 – Lista de peças da árvore da ferramenta.....	55
Tabela 4.3 – Lista de peças do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta. ....	63
Tabela 4.4 – Lista de peças da mesa porta-ferramenta.....	71
Tabela 4.5 – Identificação dos elementos pneumáticos. ....	75
Tabela 4.6 – Pressões e forças de funcionamento do sistema pneumático.....	79
Tabela 4.7 – Valor de $T$ em função do programa de funcionamento e tamanhos abrangidos..	87



## **1 . Introdução geral e objectivos**

A indústria portuguesa do calçado é, dentro da indústria transformadora, um dos mais importantes empregadores nacionais. Actualmente, as mais de 1300 empresas do sector empregam cerca de 40 mil pessoas, cerca de seis por cento do emprego da indústria transformadora nacional. Sendo Portugal o Estado Membro da União Europeia em que este peso é mais elevado, a indústria portuguesa do calçado representa cerca de 17 por cento do emprego, cinco por cento da produção e sete por cento das exportações<sup>1</sup> do sector a nível europeu.

### ***Evolução***

A indústria portuguesa do calçado tem vindo a crescer ao longo dos últimos anos, após um crescimento quase contínuo ao longo das décadas de 70 e 80, com um pico em meados da década de 90, seguido de um período difícil, em que o acentuado reforço da intensidade concorrencial nos mercados internacionais veio a impor a alteração do seu modelo competitivo.

Durante as décadas de 70 e 80, verificou-se a instalação de várias empresas estrangeiras, de grande dimensão, em Portugal, atraídas pelos baixos custos de produção. À medida que os salários em Portugal se foram aproximando dos padrões europeus, estas empresas optaram, ou têm vindo a optar, pela deslocalização da sua produção para outros países, designadamente países asiáticos ou do leste europeu, onde podem continuar a apostar nos mesmos factores competitivos. Simultaneamente, algumas empresas nacionais sucumbiram à pressão competitiva acrescida, não tendo sido capazes de se ajustar ao novo enquadramento concorrencial. Isto resultou num decréscimo notório nos diversos indicadores do sector do calçado: número de empresas, emprego, produção e exportações, ao longo da segunda metade da década de 90 e início da década de 2000.

---

<sup>1</sup> **Exportação**, aqui entendido como o somatório das Expedições para a União Europeia com as Exportações para países terceiros. Paralelamente, **Importação** corresponde ao conjunto das Entradas provenientes de países comunitários com as Importações originárias de países terceiros.

### ***Comércio externo***

A indústria portuguesa do calçado tem vindo a reforçar a sua já muito forte orientação para os mercados externos, exportando cerca de 90 por cento da sua produção para 118 países. As exportações têm por destino preferencial a União Europeia, que absorve cerca de 90 por cento das exportações. França, Alemanha e Reino Unido são os três principais mercados.

Os últimos três anos têm sido de crescimento, com um aumento acumulado da ordem dos oito por cento nas exportações, geralmente acompanhada por um aumento das importações cerca de três vezes inferior, pelo que a indústria portuguesa do calçado se assume como uma das indústrias que mais positivamente tem contribuído para a balança comercial portuguesa.

Nos primeiros 10 meses de 2008, registou-se a exportação de 54 milhões de pares de calçado, totalizando uma receita de cerca de 1.179 milhões de euros, mais 3,2 por cento do que no período homólogo de 2007. O preço médio do calçado exportado atingiu os 19,94 euros, sendo o segundo mais elevado, logo depois da Itália, traduzindo a especialização da indústria portuguesa do calçado nos segmentos de gama alta do mercado, nomeadamente no calçado de couro que representa 85 por cento das exportações.

### ***Dimensão e localização***

A indústria portuguesa do calçado é composta por pequenas empresas, com uma média de 26 trabalhadores, sendo que mais de 65 por cento das empresas emprega menos de 20 pessoas. Estes valores são, no entanto, bastante superiores aos encontrados em Espanha ou Itália, os principais concorrentes internacionais, onde a média fica abaixo das 10 pessoas.

É no norte do país que se encontra a maioria das empresas de calçado. De facto, uma pesquisa nas páginas amarelas, a actividade “Calçado – Armazenistas e Fabricantes”, apresenta 1345 registos, 1124 dos quais localizados nos distritos de Aveiro, Porto e Braga. Outro dado interessante, segundo a Eurostat, em 2004, uma em cada cinco pessoas (21,0%) empregadas em actividades não financeiras na região norte, trabalhava no fabrico de têxteis, vestuário, calçado e produtos em couro, sendo a região europeia em que este valor é mais elevado.

### ***Automação na indústria do calçado***

O fabrico de calçado em Portugal está muito dependente de processos manuais como o corte de peles, costura ou o acabamento de solas, exigindo uma elevada qualificação do operador. Esta dependência de operadores qualificados pode criar obstáculos à produtividade de uma empresa, nomeadamente pela reduzida flexibilidade que estes podem apresentar, quer na cobertura de outros processos, quer na sua substituição ou contratação. A formação de novos operadores qualificados é um processo lento e dispendioso podendo demorar vários meses até atingir a produtividade desejada.

A viabilidade de uma empresa, ao nível da produção, pode assim passar pela automatização das diferentes etapas do processo produtivo, nomeadamente naquelas que exigem uma maior qualificação dos operadores.

Poder-se-á pensar em automação total da produção de sapatos, mas a complexidade de algumas operações como a costura e a montagem, onde se concentra a maior parte da mão-de-obra, é um obstáculo à sua automatização. Basta pensar que um sapato pode ser composto por mais de 40 elementos!

Além da complexidade dos processos, outro obstáculo à automação é o investimento necessário para a implementação destes sistemas. A maior parte das empresas de fabrico de calçado portuguesas são pequenas empresas sem marca própria, muitas vezes familiares, que dependem exclusivamente das encomendas das grandes marcas internacionais. Uma vez que não existe garantias de continuidade das encomendas, estas empresas são normalmente pouco receptivas a investimentos avultados.

De uma forma mais conservadora, podemos pensar em automação no sentido de substituir um operador numa tarefa mais exigente, ou perigosa, pelo que não irá necessariamente eliminar um posto de trabalho mas sim eliminar a dependência de um operador qualificado para essa tarefa, conferindo-lhe maior flexibilidade.

### ***O processo de acabamento de solas***

Actualmente, a grande maioria das solas é moldada e colada à parte superior do sapato ou moldada directamente neste. Na sua generalidade, as sapatilhas são um bom exemplo destes processos.

Outros tipos de calçado, com outras exigências de forma, conforto, ou qualidade, são montados através de outros processos. Num desses processos, a sola do sapato é composta por duas partes, das quais a primeira é cosida à parte superior do sapato e a segunda é posteriormente colada na primeira (Figura 1.1). Os sapatos de vela são um caso típico deste processo (Figura 1.2).



Figura 1.1 – Identificação dos elementos de um sapato, na fase final da sua montagem.



Figura 1.2 – Sapato de vela.

Pretende-se que no produto final, os dois elementos constituintes da sola se assemelhem geometricamente a um único, resultando não só uma apresentação de melhor qualidade como também uma maior resistência ao seu descolamento.

Será certamente impossível obter imediatamente o acabamento desejado, atendendo às condicionantes dos processos de corte das peças e do seu posicionamento e montagem. Por

## *Desenvolvimento de um sistema de acabamento de solas para a indústria do calçado*

este motivo, o sapato passa obrigatoriamente por uma operação de acabamento na qual é feita uma fina remoção de material do contorno da sola, de modo a obter o acabamento pretendido.

Este processo está dependente de operadores altamente qualificados que, de forma artesanal, conduzem o sapato de encosto a uma ferramenta de corte ou abrasiva.

A Figura 1.3 ilustra o processo artesanal utilizando uma ferramenta abrasiva.



Figura 1.3 – Processo manual de acabamento por ferramenta abrasiva<sup>2</sup>.

Devido à sua dependência de mão-de-obra altamente qualificada, e pela importância que apresenta para o acabamento final do produto, de elevada qualidade, este é um processo crítico, podendo comprometer o ritmo da produção da empresa.

Esta necessidade da indústria do calçado motivou a realização deste trabalho, no âmbito do projecto de fim de curso do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, opção de Automação, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Realizado no primeiro semestre do ano lectivo de 2008/09, este trabalho contou com a preciosa orientação dos professores Manuel Quintas e Paulo Abreu.

---

<sup>2</sup> Imagem retirada de [www.bigfoottrail.com/shoebox/photos.html](http://www.bigfoottrail.com/shoebox/photos.html), em 12-2008.

## **1.1 Objectivos do trabalho**

Este trabalho tem por objectivo o estudo e desenvolvimento de um equipamento semi-automático para fazer o acabamento de solas de sapatos, respondendo aos seguintes requisitos:

- Capacidade de adaptação a diferentes tamanhos de sapatos;
- Capacidade de acomodação de diferentes modelos de sapatos;
- Capacidade de regulação da força de contacto com o sapato;
- Uniformidade do acabamento;
- Baixo custo de produção e reduzida necessidade de manutenção;
- Possibilidade de ser operado por trabalhadores não especializados;
- Garantir tempos de execução compatíveis com as cadências da linha de produção de sapatos, 2000 sapatos por turno de oito horas, podendo ser cumprido por dois equipamentos.

## 1.2 **Organização e temas abordados no relatório**

Este relatório está estruturado em cinco capítulos. Assim, e após este primeiro capítulo introdutório, o relatório está organizado da seguinte forma:

- No segundo capítulo, intitulado *Estado da arte*, apresenta-se o resultado da pesquisa de informação relativa ao âmbito do trabalho;
- No terceiro capítulo, intitulado *Estudo de concepção*, apresenta-se os estudos preliminares efectuados, sobre o processo de corte, as arquitecturas possíveis para o sistema e o tipo de trajectórias a seguir;
- O quarto capítulo, intitulado *Projecto e concepção do equipamento*, apresenta o desenvolvimento do projecto dos diversos sistemas constituintes da solução estudada;
- Por fim, o quinto capítulo, com o título *Conclusões e trabalhos futuros*, apresenta as conclusões e deixa sugestões para os trabalhos futuros.



## **2 . Estado da arte**

### **2.1 Introdução**

Neste capítulo dá-se a conhecer o resultado da pesquisa de informação relativa ao âmbito do trabalho.

O primeiro passo na realização de um projecto é a pesquisa de informação relativa à matéria em estudo e encontrar material que permita sustentar e contextualizar o projecto, saber se existem sistemas semelhantes ao que se pretende desenvolver, salientando os seus eventuais pontos fortes e fracos.

Não tendo sido encontrada informação sobre sistemas comerciais de acabamento automático de solas de sapatos foram, no entanto, encontradas algumas definições de sistemas protegidos por patentes, dos quais se faz referência e uma breve descrição. São também apresentados alguns sistemas robóticos presentes na indústria do calçado. Embora os casos concretos destes sistemas não sejam dedicados ao processo de acabamento de solas de sapatos, estes são apresentados pelo seu potencial interesse para o sector.

### **2.2 Sistemas automáticos patenteados**

Dos sistemas automáticos de acabamento de solas protegidos por patente encontrados salientam-se aqueles que foram considerados mais relevantes para este projecto, por procurarem responder aos mesmos tipos de problemas, de formas diversas.

**Apparatus and process for trimming a sole of a shoe (US 5,485,643 - 23 Janeiro 1996)**

Trata-se de um sistema desenvolvido na *University of Maine* e actualmente aplicado na indústria, para sapatos com solas de couro (Figura 2.1).

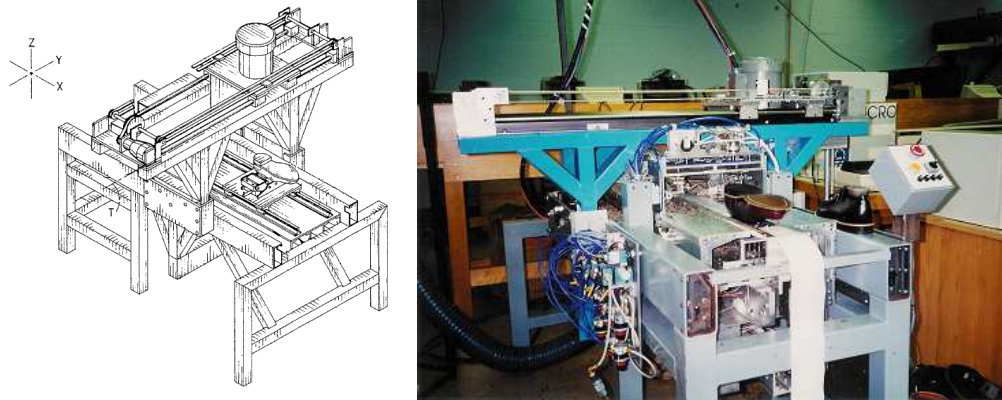


Figura 2.1 – Desenho esquemático e fotografia do sistema.

O sistema possui quatro eixos de movimento: X Y Z e T. Todos eles são accionados por servomotores eléctricos e controlados em posição por um sistema baseado em microprocessador. O sapato desloca-se linearmente segundo as direcções X e Z; a ferramenta desloca-se linearmente segundo o eixo Y e angularmente em torno de um eixo T, paralelo ao eixo Y intersectando a ferramenta de corte.

Depois de um operário colocar o sapato na sua posição de trabalho, este avança para uma estação de sensorização onde dois apalpadores detectam as coordenadas tridimensionais dos pontos do contorno da linha de união da sola com o couro (Figura 2.2). O conhecimento destas coordenadas, juntamente com os dados existentes do modelo de sapatos guardados numa base de dados, permite ao sistema de controlo calcular a trajectória a seguir pela ferramenta.

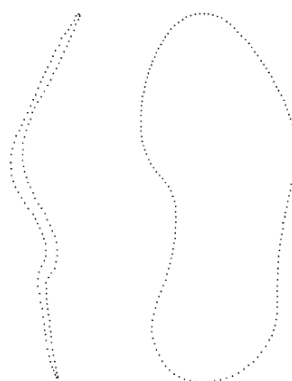


Figura 2.2 – Aquisição de coordenadas.

## *Desenvolvimento de um sistema de acabamento de solas para a indústria do calçado*

O sapato desloca-se em seguida para a estação de corte onde, são feitas três operações de corte:

- 1º Corte – Uma fresa faz o contorno total da sola. Esta operação demora cerca de 15 segundos com a fresa a rodar a uma velocidade de 10.000 rpm.
- 2º Corte – A mesma fresa faz uma segunda passagem somente pela zona do tacão para dar um acabamento fino, durante cerca de 5 segundos. Esta passagem deve-se não só à maior espessura da sola nesta zona mas também por o tacão ser de um material diferente.
- 3º Corte – Uma segunda fresa é utilizada para dar um acabamento boleado ao contorno da sola, sendo que não é referido o tempo que esta operação demora nem a velocidade da fresa.

O movimento angular da ferramenta em torno do eixo T (Figura 2.3) assume especial importância na operação de corte da parte frontal da sola que, nos modelos de sapato a que este sistema se destina, não é cortada horizontalmente.

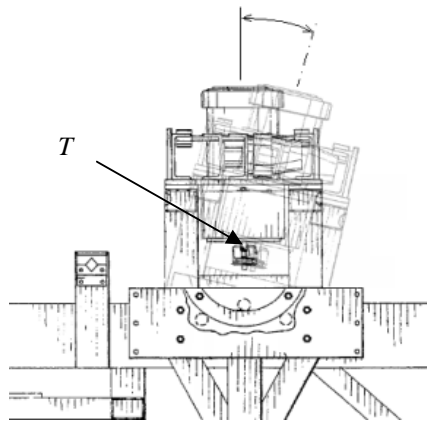


Figura 2.3 – Movimento da ferramenta em torno do eixo T.

**Rough Rounding Machines (2,825,076, 4 - Março 1955)**

O sistema apresentado nesta patente é composto por dois postos de trabalho simétricos (na Figura 2.4 apenas se representa metade do sistema); um dos postos destina-se aos sapatos “direitos” e o outro aos sapatos “esquerdos”, sendo o corte das solas feito por uma lâmina oscilatória.

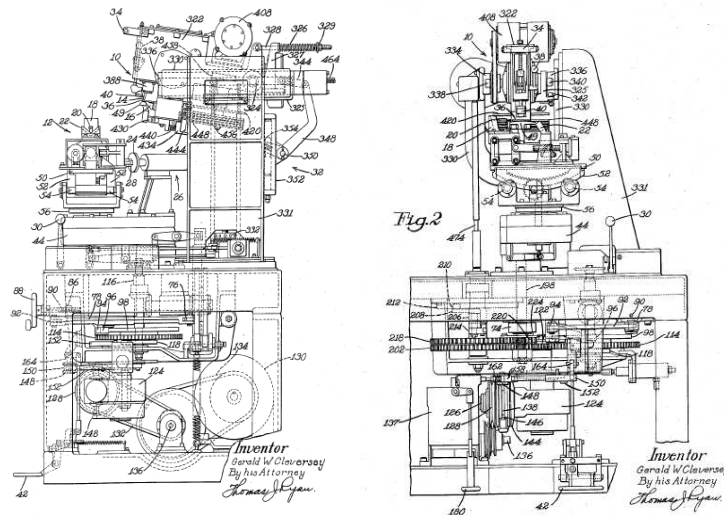


Figura 2.4 – Vista frontal e lateral do sistema.

O suporte do sapato apresenta um movimento de rotação, de velocidade variável mas sempre no mesmo sentido, e um movimento oscilatório, para garantir que o ponto da sola a cortar se apresenta sempre na mesma posição assegurando assim um corte sempre na mesma direcção. A ferramenta está dotada de um movimento de aproximação ao sapato. Todos estes movimentos são controlados através de cames mecânicas.

Este sistema apresenta uma característica interessante: usa dois apalpadores que contactam alternadamente, por meio de duas cames, com a linha de união da sola com o couro em diferentes zonas do contorno. O objectivo é permitir larguras de sola diferentes em determinadas secções desta.

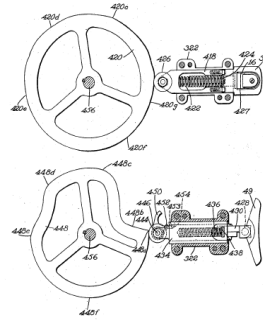


Figura 2.5 – Sistema de apalpadores.

Apesar de ser um sistema controlado por cames, este necessita, contudo, de pequenos ajustes para se adaptar aos diferentes tamanhos de sapatos. É de salientar que diferentes modelos podem implicar a alteração de componentes.

O início do funcionamento é feito manualmente, com o operador a colocar o sapato na posição de trabalho e a aproximar manualmente a ferramenta ao sapato.

***Shoe machine (US 2,293,080 - 18 Agosto 1942)***

Este sistema, cuja vista frontal é apresentada na Figura 2.6, é também um sistema composto por duas estações de trabalho.

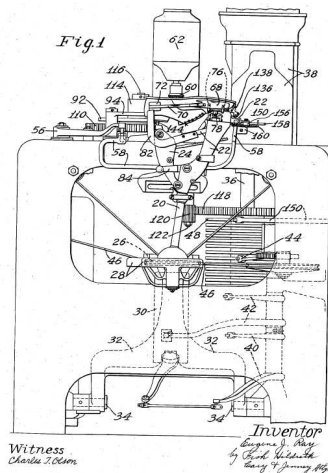


Figura 2.6 – Vista frontal do sistema.

A ferramenta de corte, uma fresa, encontra-se em rotação sobre um eixo fixo sendo o suporte do sapato responsável por todos os movimentos da cadeia cinemática de modo a guiar o sapato pela fresa assegurando um bom acabamento da sola. É de realçar a complexidade do mecanismo, como pretende ilustrar a Figura 2.7

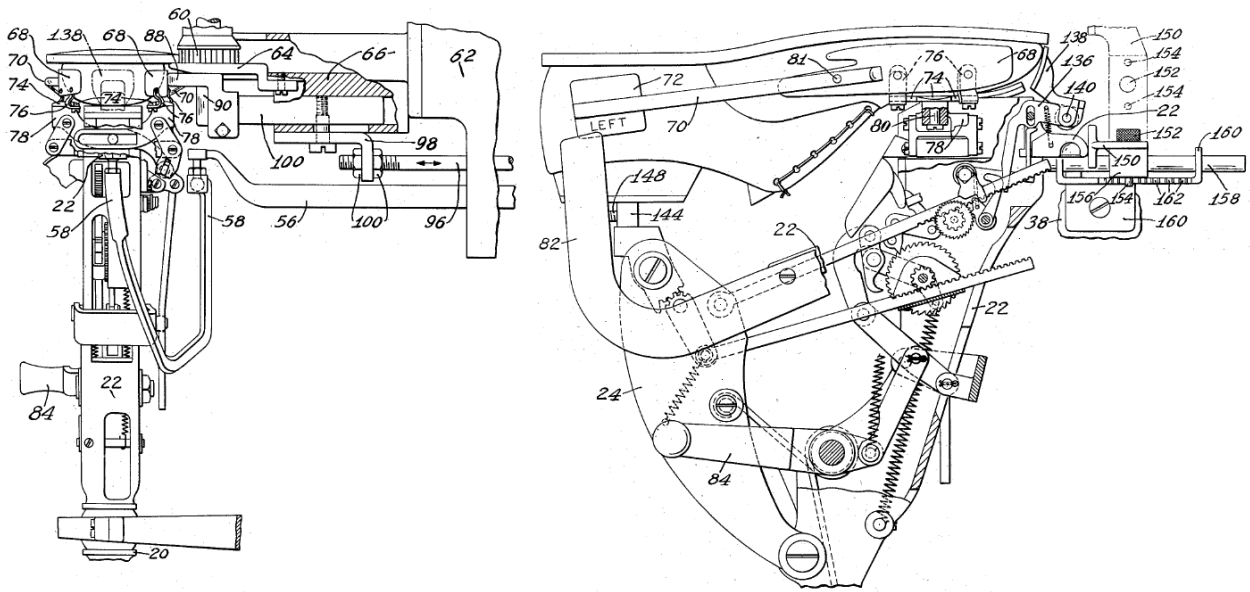


Figura 2.7 – Suporte do sapato.

O autor da patente salienta a sua preocupação com o método de seguimento do contorno do sapato. Refere que a utilização de cames para a simulação do contorno não é prática, exigindo a substituição de elementos em função dos diferentes modelos e tamanhos. Por seu lado, o seguimento de uma referência da parte superior do sapato não seria fiável, podendo transmitir as suas imperfeições ao acabamento da sola. Assim, apresenta um sistema de referências flexíveis que são transportadas no suporte do sapato e se adaptam à forma deste, moldando-se ao seu contorno, servindo de referência para o seguimento deste (elementos 68 e 70 da Figura 2.8)

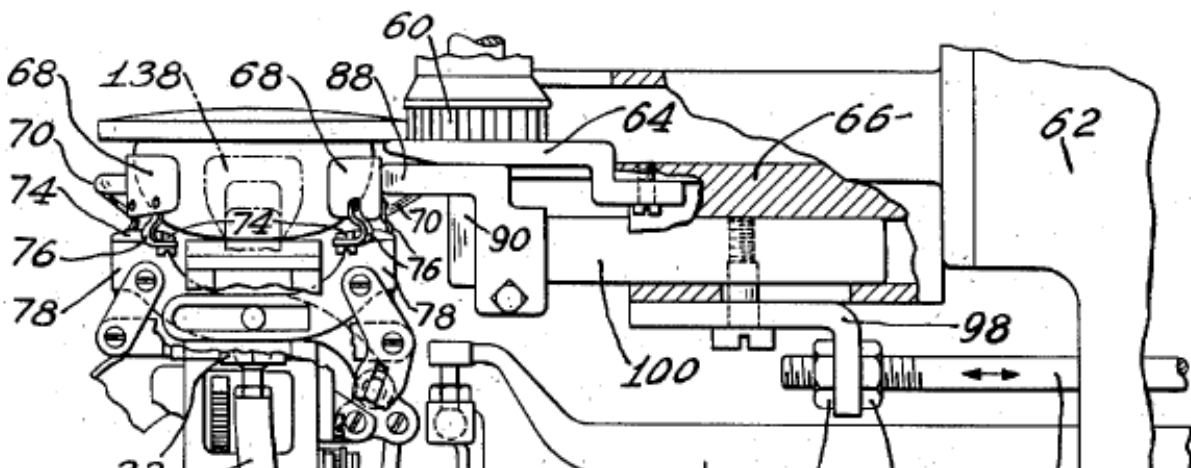


Figura 2.8 – Pormenor do sistema de guiamento do sapato.

### 2.3 Sistemas Robóticos

Em termos tecnológicos, os sistemas robóticos actuais são realmente muito interessantes para todos os tipos de operações. O fabrico de sapatos não será a excepção!

Aliando um robot antropomórfico a um órgão terminal específico para a operação (Figura 2.9), um *software* de processamento de trajectórias (Figura 2.10) e um sistema de sensorização, poucas serão as operações que não possam ser reproduzidas.



Figura 2.9 – Exemplo de um robô da DESMA.

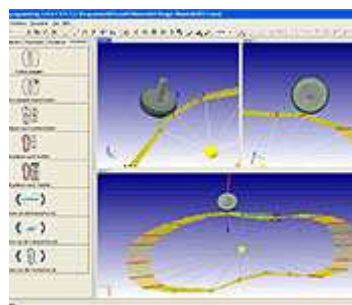


Figura 2.10 – Software de programação dos robôs da DESMA.

Existem já algumas empresas a apostar na comercialização de sistemas robóticos aplicados à indústria do calçado. ACTIS Engineering, DESMA e Intelligent Machines Corporation (IMC) são alguns exemplos.

A DESMA conjuga robôs industriais ABB com as suas máquinas de moldação de solas (Figura 2.11).

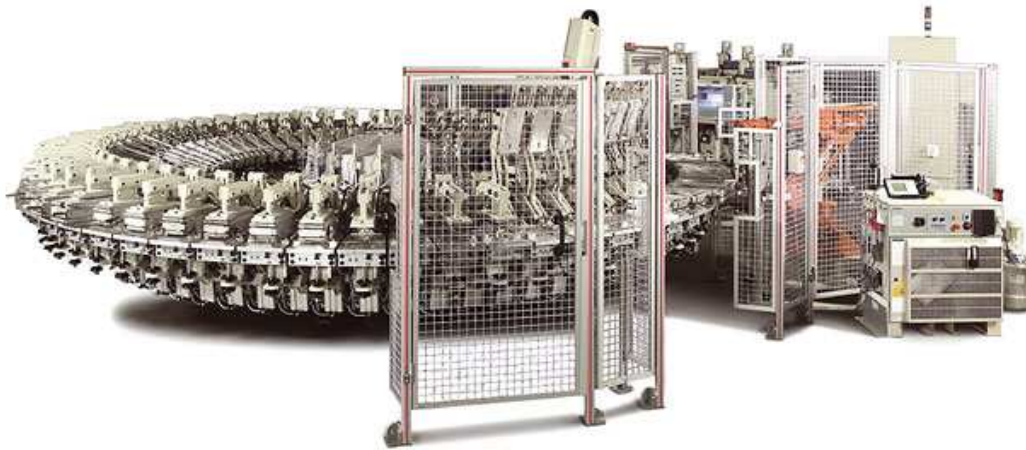


Figura 2.11 – Aspecto de uma célula robotizada da DESMA.

Estes robôs são utilizados para cardar (raspar a superfície para que a cola possa aderir melhor - Figura 2.12), pulverizar superfícies com cola, alimentar a máquina principal e cortar os excessos de material no fim da moldação (Figura 2.13).



Figura 2.12 – Operações de cardagem (DESMA).



Figura 2.13 – Operação de corte de excessos de material (DESMA).

Os principais benefícios da utilização dos sistemas robóticos são a consistência da qualidade do trabalho e a grande flexibilidade para processar modelos diferentes. Por outro lado, há operações facilmente realizadas por estes sistemas que, pela sua dificuldade, não poderiam ser feitas por operadores, com a mesma qualidade final.

## 2.4 **Conclusões**

A pesquisa, essencialmente informática, resultou no conhecimento de alguns sistemas interessantes e diversificados, dos quais os mais relevantes foram apresentados. Raros são os sistemas encontrados com certezas da sua implementação e alguns deles possuem já alguma antiguidade, o que obviamente não lhes retira validade. Alguns dos aspectos mais importantes a concluir são os seguintes:

### ***Ferramenta de corte***

Foram encontrados sistemas que empregam fresas ou lâminas oscilantes como ferramenta de corte, sendo os mais relevantes baseados na primeira solução, devido à sua menor exigência de controlo de posição e possivelmente a um melhor acabamento.

### ***Seguimento de contorno***

Os sistemas estudados recorrem a várias soluções de seguimento de contornos. No caso das soluções robóticas, é utilizado um controlo híbrido em posição e força, que recebe não só a informação de um modelo informático para posicionar a ferramenta mas também do próprio sapato, para ajustar a sua posição em tempo real de modo a garantir um contacto permanente mas sem estragar o sapato. Sendo uma solução realmente muito completa e interessante, peca pelo facto de não corresponder à realidade das indústrias para as quais este trabalho pende.

Também se viu um sistema em que é feita a identificação do contorno de cada sapato, com a premissa de que não há dois sapatos iguais. A informação obtida é usada para o controle em posição da ferramenta de corte.

Outros sistemas, mais clássicos, recorrem à utilização de cames mecânicas para o controlo de certos movimentos de posicionamento da ferramenta relativamente ao sapato. O facto de ser uma solução clássica não lhe retira um certo grau de adaptação sendo possível fazer ajustes para adaptar a diferentes tamanhos de sapatos, sem implicar a mudança de componentes.

### ***Accionamentos***

Os sistemas estudados possuem tipicamente accionamentos eléctricos, tanto no caso do movimento de rotação da ferramenta como nos movimentos relativos entre ferramenta e sapato.



## **3 . Estudo de concepção**

### **3.1 Introdução**

Neste capítulo são apresentados os estudos efectuados na preparação para o projecto. São abordadas as temáticas do processo de acabamento, discutidas as possíveis arquitecturas consideradas para o sistema em estudo e, por fim, analisado o problema do seguimento do contorno do sapato.

### **3.2 Processo de acabamento**

O processo de acabamento de solas de sapatos requer a remoção de material do contorno de modo a obter um acabamento superficial uniforme. Tipicamente é necessário retirar uma espessura média de 1mm do contorno da sola de um sapato.

Actualmente, na pequena e média indústria portuguesa de calçado, o acabamento de solas de sapatos é feito manualmente por abrasão, encostando o sapato a uma lixa de fita em rotação. Sendo este equipamento de dimensões elevadas, elimina a sua adopção para incorporação numa máquina semi-automática. Propôs-se assim encontrar uma ferramenta de menores dimensões.

Uma opção seria substituir por uma ferramenta similar, isto é, uma lixa com forma tubular. No entanto, esta seria uma ferramenta de desgaste rápido, ao contrário da lixa de fita, devido principalmente à diferença de perímetros.

Outra opção considerada foi o uso de uma mó. O seu contacto permanente com a superfície permite obter um acabamento uniforme; no entanto, este contacto permanente induz um sobreaquecimento na superfície, podendo levar o material removido a colar à ferramenta, reduzindo o seu tempo de vida.

Foi ainda ponderada a utilização de um sistema de lâmina oscilante. No entanto, este tipo de sistema exige uma solução de controlo complexa quando comparada com outras soluções, como o uso de uma fresa.

Com efeito, a fresa requer apenas ser, na sua versão mais simples, accionada a velocidade constante. Por outro lado, a utilização de uma fresa tem um ponto forte que assenta na sua durabilidade. Mesmo depois de gasta, os seus gumes podem voltar a ser afiados, aumentando o seu tempo de vida. Estas características ditaram a sua escolha para o processo em causa, tendo-se optado pela utilização de uma fresa cilíndrica.

### ***Maquinagem de elastómeros***

Na sua generalidade, as peças em borracha não são obtidas por maquinagem mas sim por moldação. Por este motivo, a literatura disponível sobre este assunto é muito escassa, concentrando-se na divulgação de resultados de trabalhos experimentais muito específicos.

Seria portanto necessário proceder a um estudo experimental para melhor conhecer o processo de acabamento de solas de sapatos por fresagem cilíndrica. No entanto, esse estudo iria desviar-se do objectivo deste trabalho, pelo que se optou por apenas procurar uma base de conhecimentos para o dimensionamento do sistema. Sugere-se para trabalho futuro um estudo aprofundado do processo, com interesse no âmbito de prototipagem de peças em borracha, como no caso de solas para calçado ou mesmo de pneus, por exemplo.

Algumas propriedades características dos elastómeros tornam-se os principais obstáculos da sua maquinagem. Estes possuem muito baixo módulo de elasticidade, elevado alongamento na rotura e baixa condutividade térmica e quando solicitados por cargas cíclicas exibem histerese significativa, característica que contribui para a sua reconhecida capacidade de absorção de energia.

Um parâmetro crítico a ter em consideração será a rigidez da fixação da peça a maquinas. Devido à reconhecida característica elástica do material, este irá exhibir uma elevada deformação quando solicitado, provocando mau acabamento ou mesmo a destruição da peça. Uma fixação correcta, conferindo maior rigidez à peça, pode atenuar este efeito indesejado [Shih et al.].

Com o objectivo de melhorar a qualidade do acabamento superficial, alguns trabalhos experimentais sobre o corte de elastómeros [Shih et al.] exploram técnicas tais como o arrefecimento criogénico (até  $-78,6^{\circ}\text{C}$ ) da peça a cortar, ou o aquecimento da ferramenta de corte por indução, tendo revelado resultados benéficos em ambos os casos. Enquanto que a primeira técnica não se adequa ao processo aqui apresentado, por razões óbvias, a segunda pode ser interessante para um estudo futuro.

### ***Ferramenta de corte***

Na inexistência de ferramentas específicas para fresagem de elastómeros, os estudos acima referidos e os contactos efectuados com profissionais do ramo apontam para a utilização de ferramentas de corte de Alumínio ou de madeira, com um ou dois gumes cortantes e um elevado ângulo de ataque.

Dois parâmetros principais devem ser levados em consideração na escolha de uma fresa: o seu diâmetro e o número de gumes cortantes. A redução do diâmetro implica um aumento na velocidade, de modo a garantir a velocidade periférica necessária para obter um bom acabamento superficial. O aumento do número de gumes permite obter melhor acabamento, uma vez que é removido menos material por corte, mas, por outro lado, implica uma redução do espaço disponível para a extracção das aparas, podendo estas acumular-se entre os gumes e levar a que a fresa parta.

Desta forma, optou-se por uma fresa de dois gumes com um diâmetro de 20 mm, tipicamente usada no corte de madeira, de referência BOSCH 85265M.

### ***Sentido de corte***

No que toca ao movimento de avanço da ferramenta, este pode ser feito de duas formas: fresagem discordante (Figura 3.1.a) ou fresagem concordante (Figura 3.1.b).

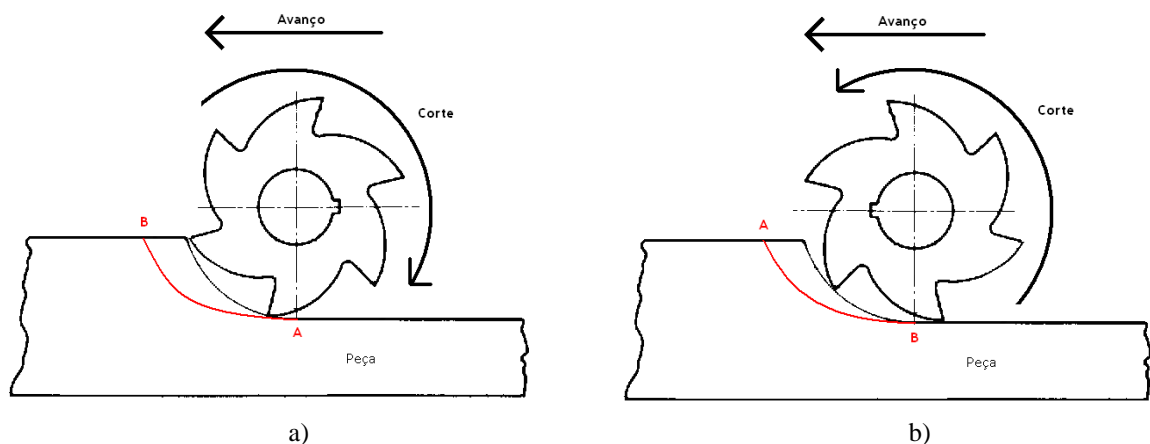


Figura 3.1 – Fresagem cilíndrica discordante (a) e concordante (b).

A fresagem discordante é a mais vulgarmente aplicada em metais. A aparas começa a ser arrancada numa zona de espessura quase nula pelo que, a princípio, não existirá corte mas

## *Estudo de concepção*

sim deslizamento do gume de corte na superfície, provocando o seu aquecimento. A força de corte varia de forma crescente, puxando sempre a peça para a ferramenta.

Na fresagem concordante, o gume de corte ataca a peça na sua zona mais espessa. A força de corte evolui de forma decrescente, empurrando sempre a peça. Este movimento dá possivelmente o melhor acabamento, no entanto é muito mais exigente para a máquina, que não pode contemplar qualquer folga no movimento de avanço.

Pelas razões apresentadas, considera-se que a fresagem cilíndrica com movimento discordante é a melhor solução para o processo de acabamento de solas de sapatos.

### ***Velocidade de corte e velocidade de avanço***

De uma forma geral, toda a literatura consultada, assim como os contactos estabelecidos com profissionais da área apontam para a importância da velocidade de corte. É sabido que velocidades de corte baixas não produzem o acabamento pretendido enquanto que velocidades de corte muito elevadas provocam o aquecimento do material, podendo inclusivamente levar à libertação de fumos considerados perigosos.

Não havendo valores de referência para a fresagem cilíndrica de elastómeros, surgiu a sugestão da utilização de velocidades de corte e de avanço praticadas na fresagem de Nylon<sup>3</sup>, isto é, 1000 m/min e 0,2 mm/rotação respectivamente.

### ***Pressão específica de corte***

A pressão específica de corte ( $k_s$ ) é a força de corte por unidade de área da secção de corte. Esta é obtida experimentalmente e depende de vários parâmetros do processo, como o material a cortar, secção de corte, velocidade de corte e de avanço, geometria da ferramenta, etc. Estes valores experimentais podem ser consultados nas tabelas da norma alemã AWF<sup>4</sup> 158, entre outras.

Procurou-se um valor indicativo para a pressão específica de corte de elastómeros utilizados em solas de sapatos e nas condições pretendidas. Como este tipo de material não se encontra na norma referida, foram feitas algumas analogias com outros materiais. Assim,

---

<sup>3</sup> Informação da empresa Nylatech em <http://www.nylatech.com/index.php?content=Technical>.

<sup>4</sup> AWF – Ausschuss für Wirtschaftliche Fertigung, ou Comissão Económica para a Produção

considera-se que o material que mais se aproxima das características do material pretendido e que consta na norma seria a ebonite.

Uma vez que a ebonite é um material de elevada dureza e rigidez, prevê-se que a força necessária para o corte de borracha seja substancialmente inferior à necessária para o corte de ebonite. Desta forma considerou-se um valor da pressão específica de corte deste material para velocidades de avanço mais elevadas do que aquelas que irão ser praticadas. Foi considerado o valor de 180 N/mm<sup>2</sup>.

### ***Cálculo da potência de corte***

Foram feitos cálculos para estimar a ordem de grandeza da potência de corte. Mais uma vez, a literatura sobre o assunto escasseia, pelo que foram adoptados os procedimentos utilizados para o cálculo do corte de metais.

$$P_c = \frac{F_c \cdot v_c}{60.000} \quad (3.1)$$

$P_c$  : potência de corte necessária no gume da ferramenta [kW];

$v_c$  : velocidade de corte [m/min].

$F_c$  : força de corte [N];

$$F_c = k_s \cdot s \quad (3.2)$$

$k_s$  : pressão específica de corte [N/mm<sup>2</sup>]

$s$  : secção de corte [mm<sup>2</sup>]

$$s = p \cdot a_c \quad (3.3)$$

$p$  : largura de corte, equivalente à altura da sola [mm]

$a_c$  : avanço de corte [mm]

$$a_c = a_d \cdot \sin \varphi \quad (3.4)$$

$a_d$  : avanço por gume [mm]

$\varphi$  : ângulo entre a direcção de corte e a direcção de avanço [graus]

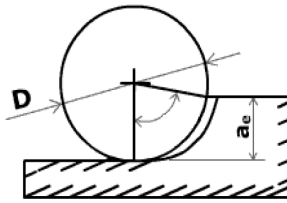


Figura 3.2 – Espessura a cortar.

$$\varphi = a \cdot \cos \left( 1 - 2 \cdot \frac{a_e}{D} \right) \quad (3.5)$$

$a_e$ : espessura do material a remover [mm]

$D$ : diâmetro da ferramenta de corte [mm]

Para o cálculo da potência de corte, foi considerada uma fresa de 20 mm de diâmetro com dois gumes, a rodar com uma velocidade de rotação de 16.000 rpm e com uma velocidade de avanço de 38 mm/s, correspondendo a um avanço por dente de 0,07 mm. A sola possui uma altura de 15 mm, pretendendo-se cortar uma espessura de 1 mm. Foi considerada uma pressão específica de corte de 180 N/mm<sup>2</sup>.

Através da resolução das equações anteriores, estima-se que a força necessária para o corte de solas de borracha seja da ordem de 84 N, resultando numa potência da ordem de 1,4 kW.

A velocidade de avanço adoptada permite o processamento de um sapato típico de tamanho 40 (perímetro de 600 mm) em cerca de 16 segundos.

Como foi já referido, a realização de um estudo experimental aprofundado sobre o processo de acabamento de solas de sapatos deve ser levada a cabo em trabalho futuro, a fim de ser possível otimizar os diversos parâmetros do processo.

### 3.3 Arquitecturas de movimentos

Foi feito um estudo de diferentes arquitecturas possíveis para a movimentação do sistema de acabamento de solas de sapatos. São apresentadas e discutidas algumas das soluções consideradas viáveis para os diferentes graus de liberdade que este deve possuir, a fim de garantir o seguimento do contorno de um sapato.

#### *1ª Solução – Robô industrial*

Esta solução consiste na utilização de um robô industrial, sendo possível evidenciar duas variantes:

- O robô possui um órgão terminal onde transporta a ferramenta, e descreve o contorno do sapato, que se encontra fixo (Figura 3.3-a);
- O robô transporta o sapato e roda-o junto à ferramenta, que se encontra fixa, descrevendo um movimento similar ao executado manualmente por um operador (Figura 3.3-b).

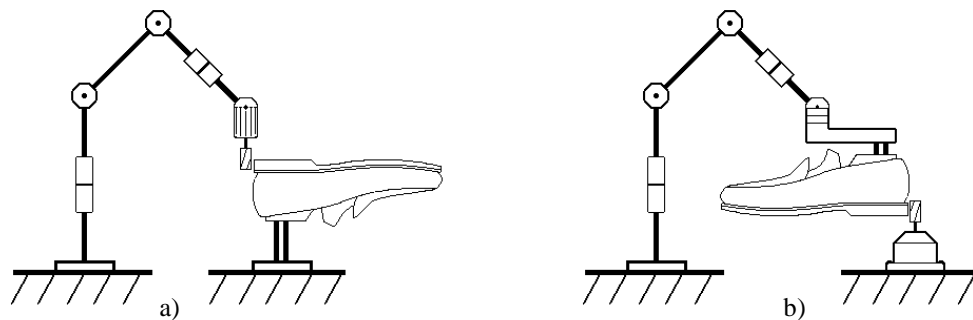


Figura 3.3 – Sistema robótico, com sapato fixo (a) ou com ferramenta fixa (b).

Neste contexto, a solução passa por um controlo híbrido em posição e força ao nível do ponto de contacto da ferramenta com o sapato.

A utilização de um robô industrial para esta operação é sem dúvida válida, possuindo um elevado nível de flexibilidade. No entanto, para uma pequena empresa, o seu custo de aquisição e manutenção pode ser um entrave.

### 2ª Solução – Sistema de dois eixos com o sapato fixo

Nesta solução, apresentada na Figura 3.4, o sapato encontra-se fixo no centro de uma mesa e a ferramenta descreve uma trajectória orbital contendo o contorno de diferentes tamanhos e modelos, sendo necessário que esta possua um segundo movimento relativo, linear, que garanta o encosto da ferramenta ao sapato.

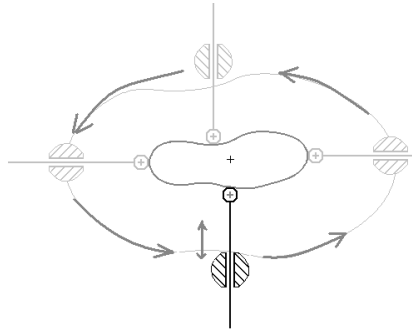


Figura 3.4 – Sistema de dois eixos com o sapato fixo.

A trajectória descrita em torno do sapato pode ser obtida através de uma came periférica com uma forma similar à do sapato. Este movimento transportador da ferramenta transportaria também um sistema de controlo de força, responsável por manter um encosto com uma força constante. Para isso podia-se recorrer a um actuador pneumático.

Alguns problemas são imediatamente visíveis com este sistema. Todo o equipamento que envolve a ferramenta terá de orbitar em torno do sapato. Isto significa que o sistema teria um grande atravancamento, com o sapato no centro, dificultando a sua alimentação e extracção.

### 3ª Solução – Sistema de dois eixos com o sapato móvel

O sistema apresentado na Figura 3.5 possui dois eixos: um movimento de rotação do sapato e um movimento linear de aproximação da ferramenta.

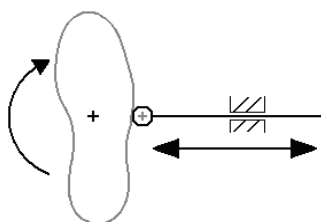


Figura 3.5 – Sistema de dois eixos com o sapato móvel.

O sapato descreve uma rotação completa enquanto a ferramenta tem um movimento de avanço e recuo de forma a garantir o contacto com a sola do sapato.

O movimento de aproximação da ferramenta pode ser activo, controlado em posição através de um modelo pré-programado ou da sensorização do contorno do sapato. Pode também ser um movimento passivo<sup>5</sup>, isto é, controlado em força constante. Este movimento respeita a forma do sapato, resultando num sistema de enorme simplicidade.

Existe, no entanto, um erro angular entre a orientação da ferramenta e a direcção normal à superfície lateral da sola que não pode ser desprezado, ao contrário da solução anterior. Esse erro vai afectar a força que é transmitida entre o sapato e a ferramenta, podendo inclusivamente originar situações de encravamento. Um estudo mais detalhado deste erro é apresentado na secção 3.4.

#### **4ª Solução – Sistema de três eixos, dois lineares e um rotativo**

O sistema consiste numa mesa com dois graus de liberdade lineares segundo X e Y, e uma rotação  $\theta$  em torno do eixo Z, onde é colocado o sapato. A ferramenta roda em torno de um eixo fixo.

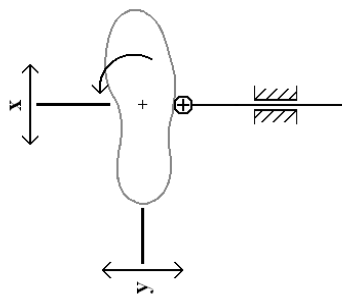


Figura 3.6 – Sistema de três eixos, dois lineares e um rotativo.

O sapato é rodado em torno do eixo Z enquanto os movimentos lineares segundo X e Y garantem o contacto entre a sola do sapato e a ferramenta, reproduzindo com o sapato um movimento similar ao que é executado manualmente por um operador.

---

<sup>5</sup> Entenda-se por movimento passivo como aquele que não é controlado directamente.

## *Estudo de concepção*

Ao concentrar todos os graus de liberdade no sapato, este sistema iria implicar a movimentação de toda a estrutura de fixação do sapato, incluindo os dois motores que lhe transmitem um movimento linear e o movimento rotativo.

### **5ª Solução – Sistema de três eixos, dois rotativos e um linear**

Esta solução surge como uma adaptação da 3ª solução atrás descrita, na medida que permite corrigir o erro da orientação da ferramenta, acrescentando para isso um movimento angular ao suporte da ferramenta.

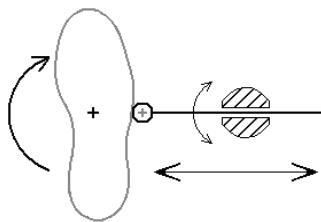


Figura 3.7 – Sistema de três eixos, dois rotativos e um linear.

Esta solução foi considerada como sendo a de mais simples implementação, garantindo por um lado uma força de encosto sensivelmente constante independentemente da orientação do sapato e, por outro lado, distribuindo os diferentes graus de liberdade pelo sapato e pelo suporte da ferramenta. Assim, o suporte da ferramenta rodará em torno de um ponto fixo e o sapato roda também em torno de um ponto fixo. Conhecida a posição angular do sapato, sabe-se com erro reduzido qual deverá ser a posição angular da ferramenta. O movimento de translação desta é conseguido através de um sistema passivo, garantindo uma força de encosto sensivelmente constante.

### 3.4 Definição de trajectória

A solução de arquitectura do sistema recorrendo a dois eixos de movimentação apresentada anteriormente (3ª solução), permite adoptar um movimento linear da ferramenta no sentido da aproximação ao sapato, sendo a sua posição imposta pelo contorno deste. Um apalpador associado ao movimento linear garante a transmissão de uma força sensivelmente constante no ponto de contacto com o contorno do sapato, pelo que o seu avanço ou recuo será passivo e ditado pelo equilíbrio das forças de encosto.

Como é visto na Figura 3.8, o contacto do apalpador com o sapato é feito na linha de união entre a sola e a parte superior do sapato.

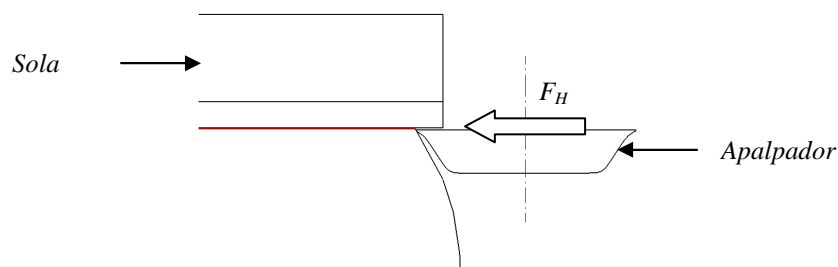


Figura 3.8 – Aplicação da força de encosto ao contorno do sapato.

Para esta solução ser viável, a força transmitida deve ser sensivelmente constante, devendo para isso ter uma direcção aproximadamente perpendicular à direcção tangente ao contorno do sapato. Do estudo gráfico realizado em *SolidWorks* sobre o contorno de um sapato real, de tamanho 40, foi possível concluir que, rodando o sapato e mantendo a ferramenta com orientação constante, é observável um erro angular máximo de 75 graus da direcção da ferramenta relativamente à direcção perpendicular ao contorno da sola (Figura 3.9 e Figura 3.10). Este erro reflecte-se numa variação da força de encosto, podendo representar uma perda máxima de 75% da força aplicada.

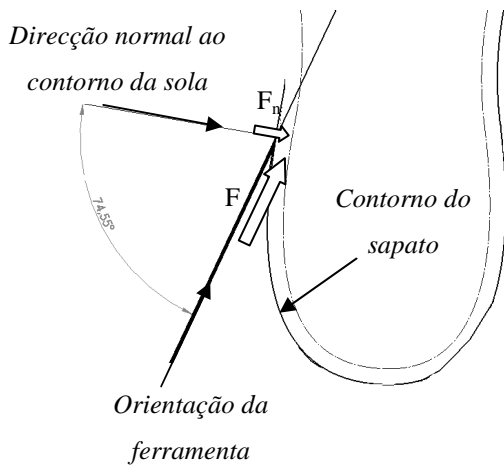


Figura 3.9 – Erro angular entre a direcção da ferramenta e a normal à superfície da sola.

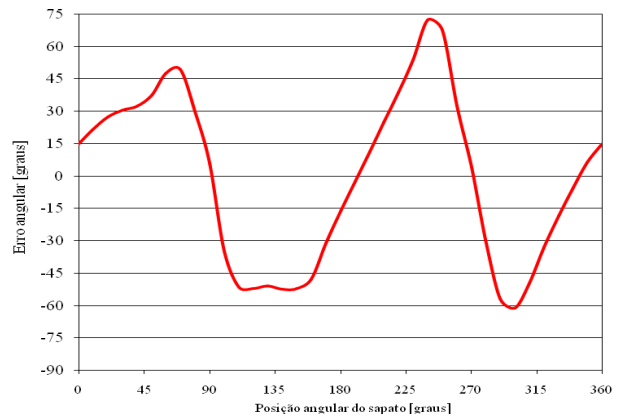


Figura 3.10 – Evolução do erro angular em função da posição angular do sapato.

De forma a minimizar este erro angular, foi tomada a opção de adicionar um movimento angular de correcção à direcção da ferramenta, permitindo mantê-la sensivelmente alinhada com a direcção perpendicular ao contorno da sola, no ponto de contacto.

Esta característica conduziu à definição da 5ª solução estudada e já apresentada. Desta forma, o movimento efectuado pela ferramenta com o fim de garantir o seu posicionamento é um movimento do tipo polar, composto por um movimento de rotação activo, dependente da posição angular do sapato, e um movimento linear passivo de aproximação, imposto pelo contacto com o sapato.

Torna-se necessário controlar em posição o movimento angular da direcção da ferramenta, através da sua sincronização com a posição sapato em cada instante. Isto pode ser conseguido pela definição de uma relação entre as posições dos dois movimentos, configurando o sistema, de forma mecânica ou electrónica, para a cumprir. Estas relações geométricas devem ter em consideração os diferentes tamanhos e os diferentes modelos de sapatos, dando origem a múltiplas tabelas.

Alternativamente, o movimento angular da direcção da ferramenta pode ser conseguido de forma adaptativa, não programada, através da sensorização do contorno do sapato. No entanto, isto iria aumentar a complexidade do controlo dos movimentos, pelo que se optou por uma solução mais simples.

De forma a simplificar o problema de programação e controlo do sistema, a solução encontrada passou pela definição de um contorno de referência elíptico, ao qual a orientação da ferramenta deve ser mantida ortogonal, reconhecendo, no entanto, que esta solução também acarreta a existência de um erro na direcção da ferramenta relativamente à direcção perpendicular ao contorno da sola.

Do estudo geométrico realizado sobre o contorno de um sapato real, de tamanho 40, recorrendo a um contorno elíptico como referência para a orientação da direcção da ferramenta, resultou um erro máximo de  $25^\circ$  na orientação da ferramenta relativamente à direcção normal ao contorno da sola. Este erro reflecte-se numa variação da força de encosto, levando a uma perda máxima de 10 %. Esta diminuição da força é considerada, à partida, como sendo uma variação aceitável para a aplicação em causa. A evolução do erro angular da direcção da ferramenta relativamente à direcção normal à superfície da sola durante uma rotação do sapato, comparando os dois sistemas descritos, pode ser observada na Figura 3.11.

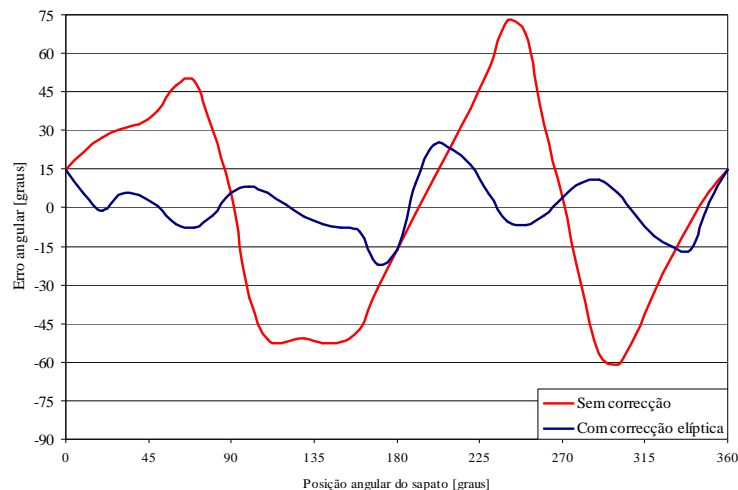


Figura 3.11 – Evolução do erro angular referente à orientação da ferramenta, para um sapato de tamanho 40.

Da análise da Figura 3.11, é de salientar que o erro na orientação da ferramenta com correcção por um contorno elíptico é substancialmente inferior em relação àquela que se obtém sem qualquer correcção.

Foi realizado um estudo matemático com o objectivo de determinar a relação entre a posição angular do sapato e a orientação da ferramenta, de modo a que esta cumpra a condição de ortogonalidade relativamente ao contorno de referência elíptico.

Considerando uma elipse, rodada de um ângulo  $\theta$  (Figura 3.12), os seus pontos são definidos pelas equações paramétricas (3.6) e (3.7).

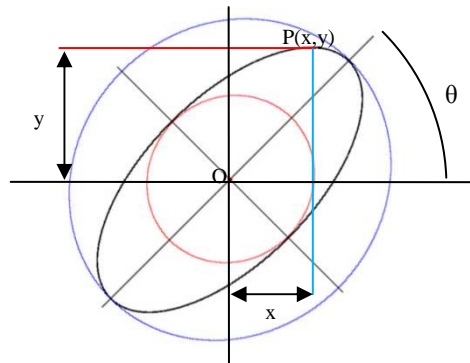


Figura 3.12 – Parametrização de uma elipse rodada.

$$\begin{cases} x = a \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta & (3.6) \\ y = b \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + a \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta & (3.7) \end{cases}$$

Onde:

- a: raio da circunferência que contém a elipse;
- b: raio da circunferência contida pela elipse;
- $\beta$ : parâmetro utilizado para definir um ponto da elipse;
- $\theta$ : ângulo de rotação da elipse.

Podemos então afirmar que a equação (3.8) define a relação entre o ângulo  $\theta$  e o parâmetro  $\beta$ , de um ponto P onde a direcção normal ao contorno da elipse passa por um determinado ponto A, que dista  $l$  do centro da elipse (Figura 3.13).

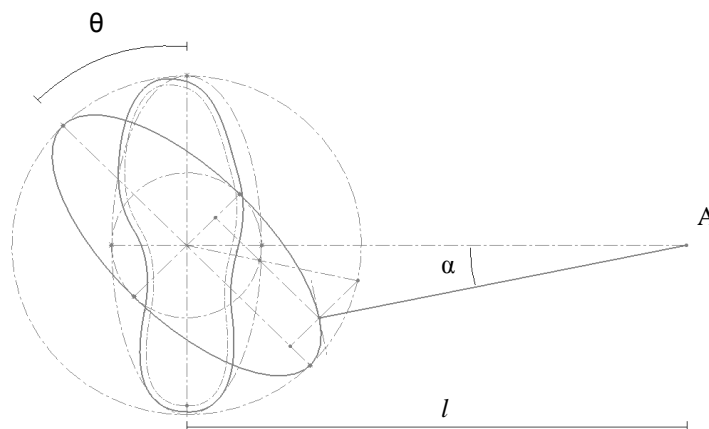


Figura 3.13 – Representação da relação dos movimentos rotativos do sistema.

$$l \cdot (a \cdot \tan\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \sin\theta) - (a^2 - b^2) \cdot \sin\beta = 0 \quad (3.8)$$

Partindo das coordenadas dos pontos P e A, a equação (3.9) define a orientação  $\alpha$  da ferramenta para garantir a condição de ortogonalidade em relação ao contorno da elipse.

$$\alpha = \operatorname{atg} \left( \frac{a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta} \right) \quad (3.9)$$

A Figura 3.14 apresenta as equações (3.8) e (3.9), em função do ângulo  $\theta$  rodado pela elipse no sentido directo.

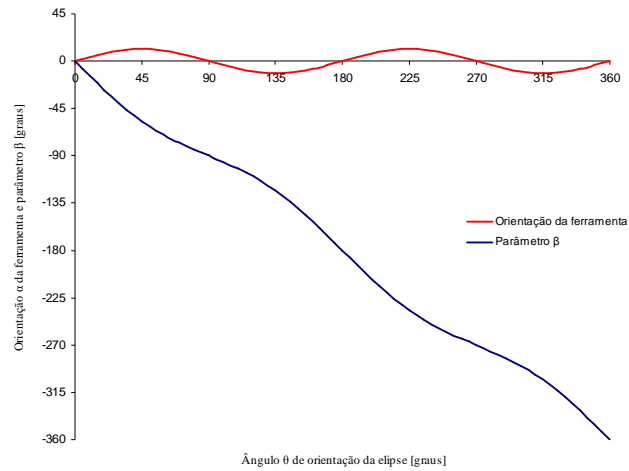


Figura 3.14 – Evolução dos parâmetros  $\alpha$  e  $\beta$  em função do ângulo  $\theta$  de rotação da elipse correspondente a um sapato de tamanho 40 ( $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 140\text{mm}$ ,  $l = 400\text{mm}$ ).

Da Figura 3.14 é possível observar que a curva que relaciona a orientação da ferramenta com o ângulo de rotação da elipse é na realidade muito similar a uma onda sinusoidal, de período  $2 \cdot \theta$  e amplitude  $T$ :

$$\alpha = T \cdot \sin(2 \cdot \theta) \quad (3.10)$$

Onde:

$\alpha$ : orientação da ferramenta [graus];

$\theta$ : ângulo de rotação da elipse [graus];

$T$ : amplitude do movimento angular da ferramenta [graus].

## Estudo de concepção

A Figura 3.15 apresenta a sobreposição das duas curvas, mostrando que estas se sobrepõem completamente.

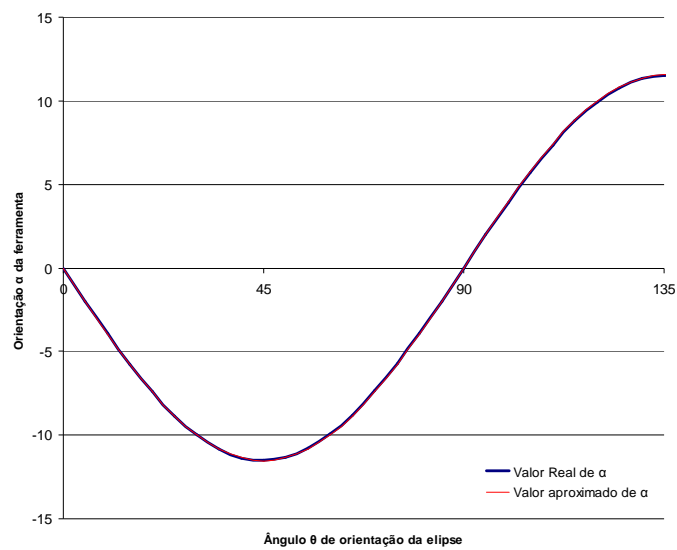


Figura 3.15 – Sobreposição da curva real com a curva aproximada, da orientação da ferramenta em função do ângulo de orientação da elipse correspondente a um sapato de tamanho 40 ( $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 140\text{mm}$ ,  $l = 400\text{mm}$ ).

A Tabela 3.1 apresenta a relação existente entre os vários tamanhos de sapatos, os parâmetros das elipses, bem como a amplitude  $T$  correspondente.

Tabela 3.1 – Parâmetros da elipse em função do tamanho do sapato<sup>6</sup>.

Tamanho	Comprimento do pé [cm]	Parâmetros da elipse		Amplitude T [graus]
		a [mm]	b [mm]	
35	22	53	123	10,1
36	22,5	54	125	10,3
37	23,5	56	130	10,7
38	24	57	133	10,9
39	24,5	58	135	11,1
40	25,5	60	140	11,5
41	26	61	143	11,7
42	27	63	148	12,2
43	27,5	64	150	12,4
44	28	65	153	12,6
45	29	67	158	13
46	29,5	68	160	13,2
47	30	69	163	13,4

<sup>6</sup> As dimensões relativas aos tamanhos dos sapatos foram obtidas no sítio [www.Decathlon.fr](http://www.Decathlon.fr).

*Desenvolvimento de um sistema de acabamento de solas para a indústria do calçado*

48	31	71	168	13,8
49	31,5	72	170	14



## **4 . Projecto e concepção do equipamento**

### **4.1 Introdução**

Após a definição do princípio de funcionamento do sistema, foi realizado o seu projecto mecânico e desenvolvido o sistema de accionamento e controlo.

Neste capítulo é apresentado o resultado das diferentes partes constituintes do projecto do sistema semi-automático de acabamento de solas de sapatos. Numa primeira parte é apresentado o princípio de funcionamento do sistema desenvolvido. Posteriormente, é discutido o projecto mecânico do equipamento. Por fim, serão apresentados os sistemas de accionamento projectados, onde se englobam os sistemas pneumáticos, eléctricos e de controlo.

Na Figura 4.1 podemos ver uma representação do sistema projectado.

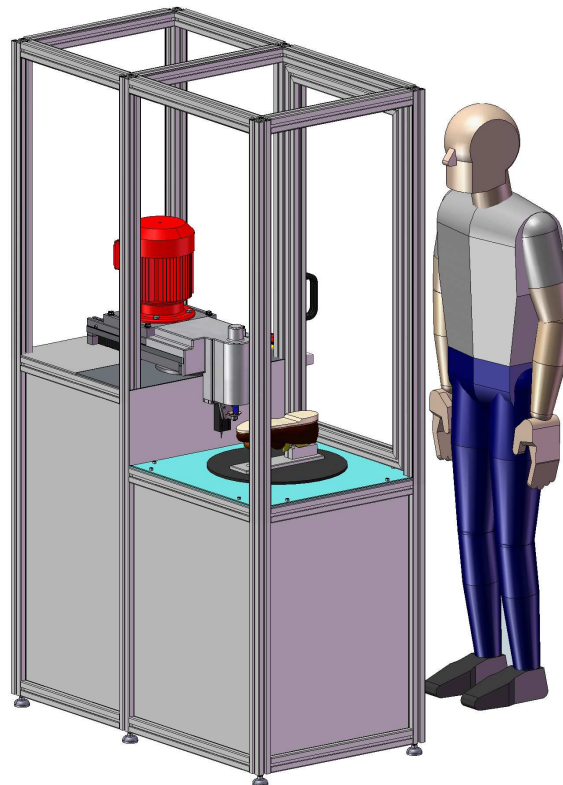


Figura 4.1 – Vista em perspectiva da máquina de acabamento de solas de sapatos.

## 4.2 Princípio de funcionamento

O sistema mecânico desenvolvido é composto por três subconjuntos principais, identificáveis na Figura 4.2:

- O eixo do sapato
  - Responsável pela orientação do sapato, possui um movimento de rotação (Figura 4.3) com velocidade variável de modo a manter constante a velocidade tangencial do sapato relativamente à ferramenta de corte. O seu accionamento é feito por um moto-reductor eléctrico de indução AC.
  
- A cabeça da ferramenta
  - Transporta a ferramenta, possuindo um movimento linear vertical (Figura 4.6) para acompanhar a forma do sapato, sendo accionado mecanicamente pelo contacto entre este e o apalpador. Um actuador linear pneumático, alimentado a pressão constante, garante o encosto compensando, por um lado, o peso próprio da cabeça e garantindo, por outro lado, o encosto do apalpador à sola do sapato.
  
- Mesa porta-ferramenta
  - Este subconjunto é responsável pelo posicionamento da cabeça da ferramenta e transporte da sua motorização. Possui dois movimentos:
    - Um movimento angular destinado a orientar, de forma adequada, a direcção do movimento linear (Figura 4.4). É accionado por um motor de indução AC que sincroniza a sua posição angular com a posição angular do eixo do sapato.
    - Um movimento linear de aproximação da cabeça da ferramenta ao sapato (Figura 4.5), accionado por um actuador linear pneumático, sendo controlado em força de forma passiva.

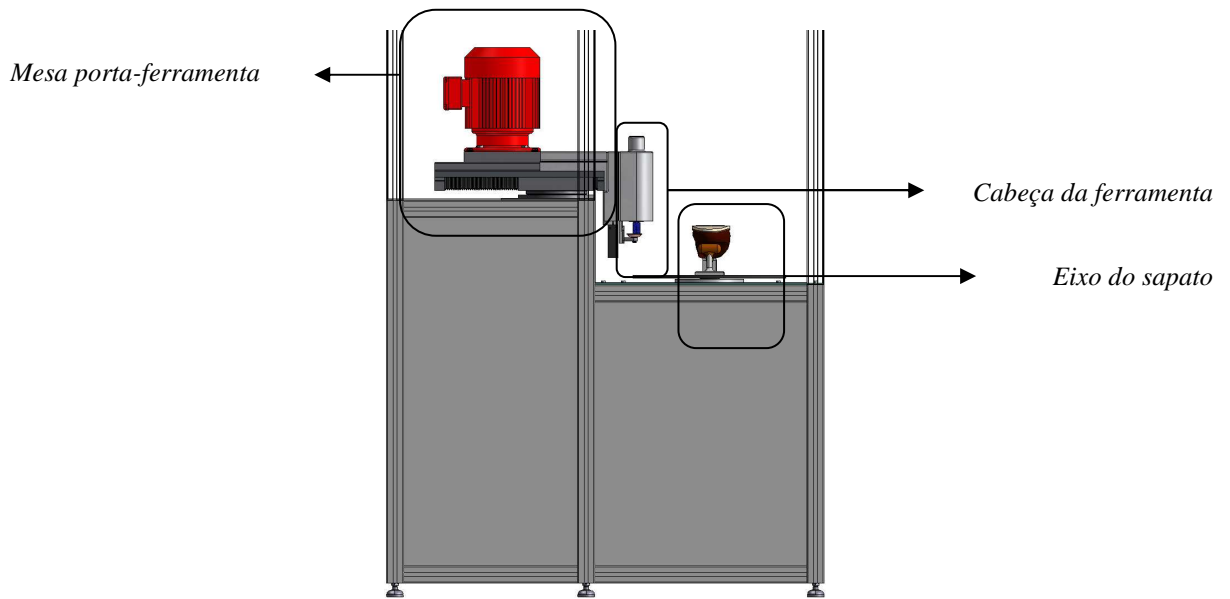


Figura 4.2 – Identificação dos subconjuntos do sistema.

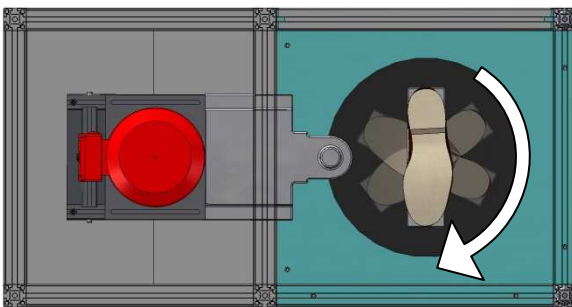


Figura 4.3 – Movimento rotativo do sapato.

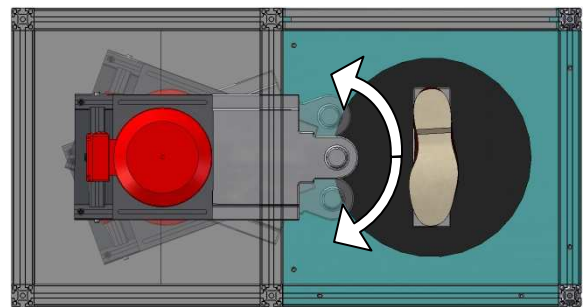


Figura 4.4 – Movimento angular da mesa porta ferramenta.

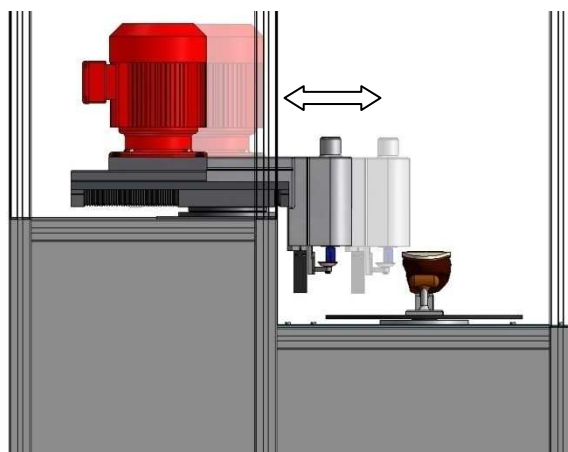


Figura 4.5 – Movimento linear horizontal da mesa porta-ferramenta.

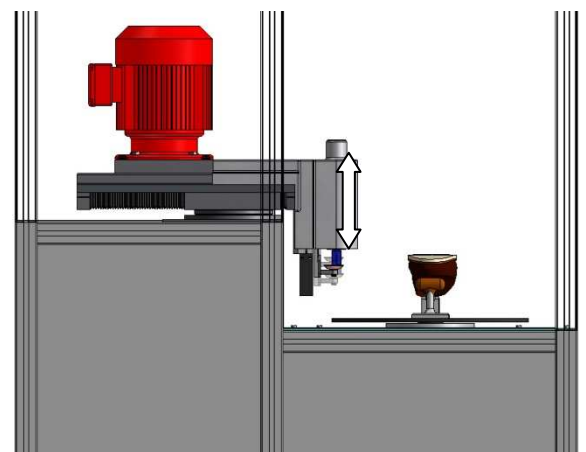


Figura 4.6 – Movimento linear vertical da cabeça da ferramenta.

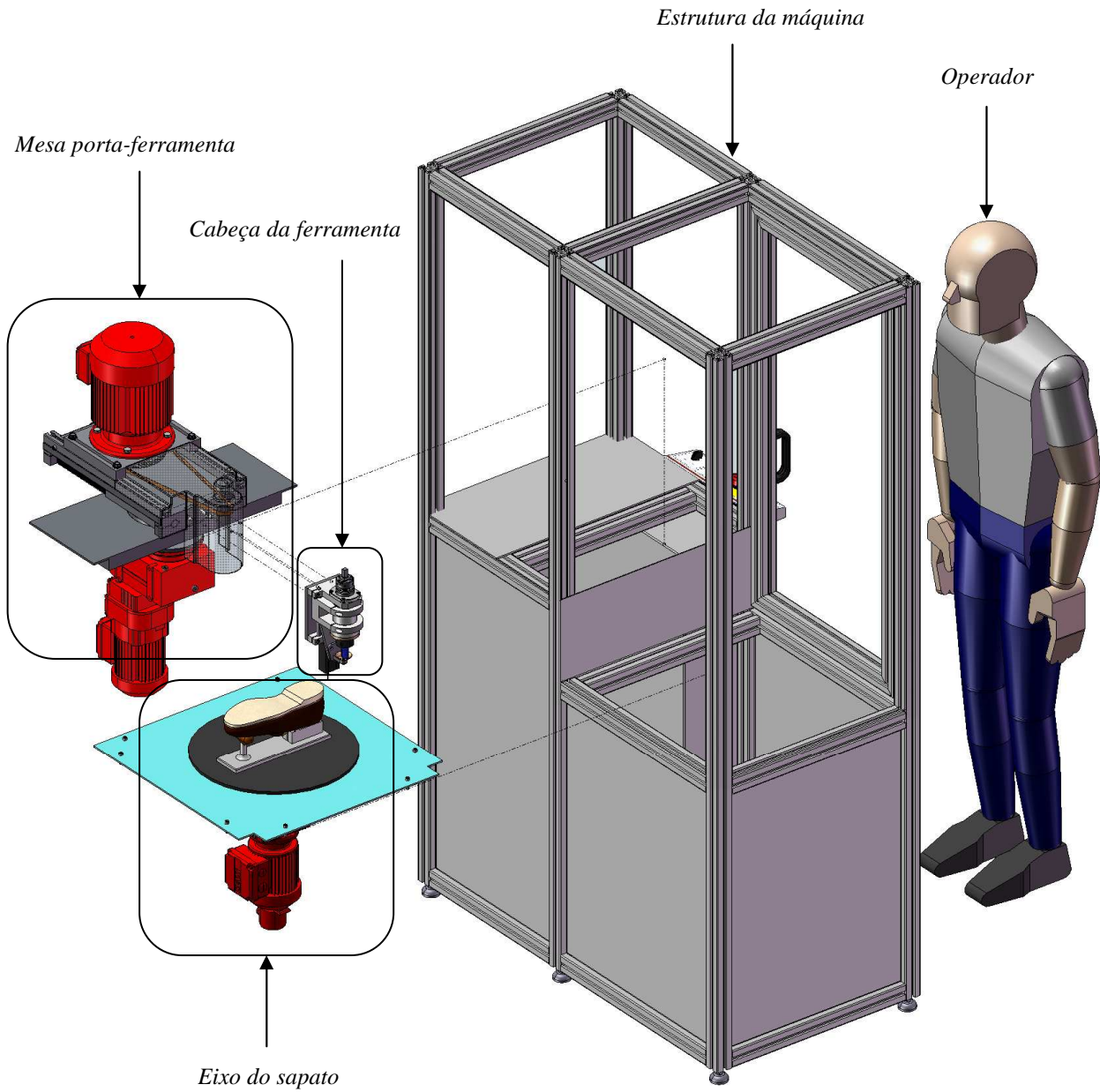


Figura 4.7 – Representação explodida do sistema.

### 4.3 Projecto de subconjuntos mecânicos

#### 4.3.1 Projecto do eixo do sapato

Este subconjunto compreende um sistema de fixação do sapato e um meio de rotação do mesmo (Figura 4.8).

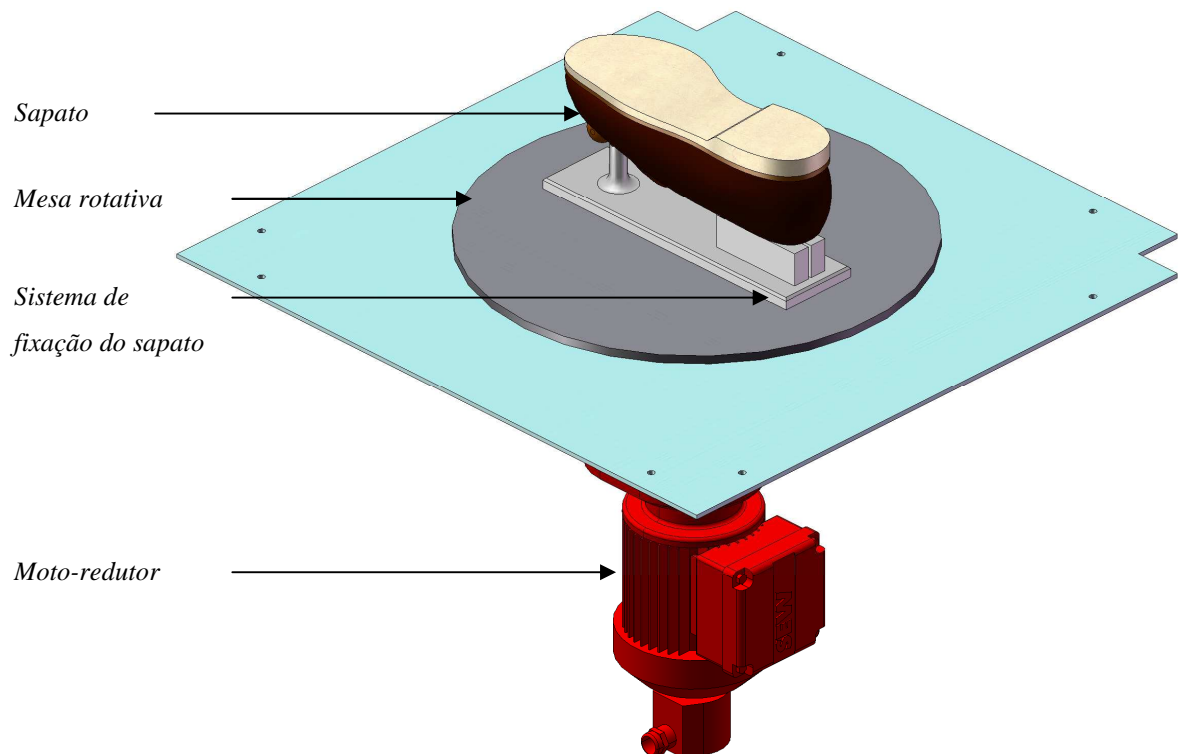


Figura 4.8 – Eixo do sapato.

#### ***Fixação do sapato***

O sistema de fixação do sapato não foi alvo de estudo detalhado neste trabalho, na medida que existem técnicas de fixação usualmente utilizadas na indústria do calçado. São, no entanto, apresentados os pontos principais a ter em consideração.

Durante o processo de montagem, o sapato transporta dentro de si uma forma, geralmente em madeira ou polímero (Figura 4.9). A sua finalidade é, justamente, conferir a forma correcta ao sapato, além de aumentar a sua rigidez e proporcionar um meio de fixação durante as várias etapas do processo de fabrico, uma vez que geralmente possuem um ou mais furos onde é possível inserir um pino.



Figura 4.9 – Forma.

Assim, o sistema de fixação do sapato deve ser capaz de:

- Fixar um sapato pela sua forma e em posição invertida, recorrendo a um mecanismo de prensão manual ou automático;
- Garantir que o sapato seja colocado com a sua sola sempre na vizinhança da mesma cota, nomeadamente o primeiro ponto a ser processado, na lateral do sapato, independentemente do seu tamanho ou forma;
- Garantir que o sapato fica correctamente centrado na mesa, independentemente do seu tamanho ou forma;
- Possuir um meio de sensorização capaz de verificar a presença do sapato.

Na Figura 4.10 é representado um exemplo possível de fixação do sapato: a forma fica guiada pelo pino e apertada por maxilas, actuadas de forma manual ou automática, contribuindo o apoio frontal para dar mais rigidez ao conjunto. É importante ter atenção ao contacto directo com o sapato. Desta forma, o apoio frontal deve ser forrado, por exemplo, a couro, para não ferir a superfície da parte superior do sapato.

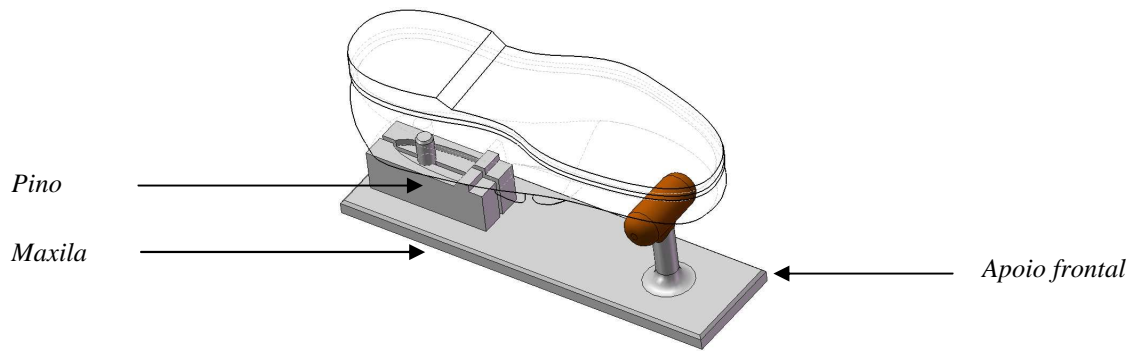


Figura 4.10 – Suporte de fixação do sapato.

### ***Mesa rotativa***

Devido ao baixo peso do conjunto e forças envolvidas no processo, foi decidido fixar a mesa rotativa do sapato directamente ao veio do moto-reductor e suportar todo o conjunto associado ao eixo na base de trabalho (Figura 4.11). Esta é reforçada com nervuras soldadas no seu plano inferior, de forma a aumentar a sua rigidez. Foi então necessário desenhar uma flange que permite fixar o moto-reductor à base de trabalho.

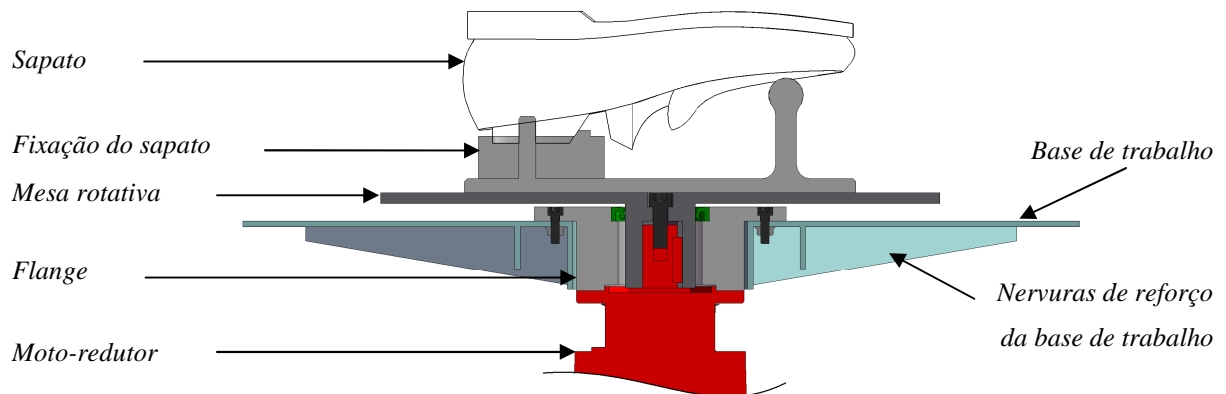


Figura 4.11 – Corte radial do conjunto do eixo do sapato.

Para validar esta opção, foi realizado um estudo das tensões e deformações da base de trabalho quando sujeita a uma carga máxima. A base de trabalho suporta um conjunto com um peso total próximo de 40 kgf. Recorrendo ao *software COSMOSWorks*, a chapa com espessura de 4 mm representada na Figura 4.12 foi testada para uma carga de 70 kgf distribuída pela área central onde apoia a flange de fixação do moto-reductor. Esta carga elevada surge de modo a compensar cargas não previstas, como um possível apoio do operador na mesa de trabalho. Foram aplicadas restrições ao movimento vertical no perímetro

que assenta na estrutura da máquina, assim como ao movimento radial nos furos destinados aos parafusos de fixação à referida estrutura.

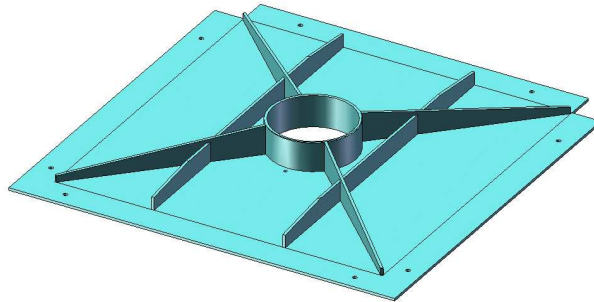


Figura 4.12 – Vista inferior da mesa do eixo do sapato.

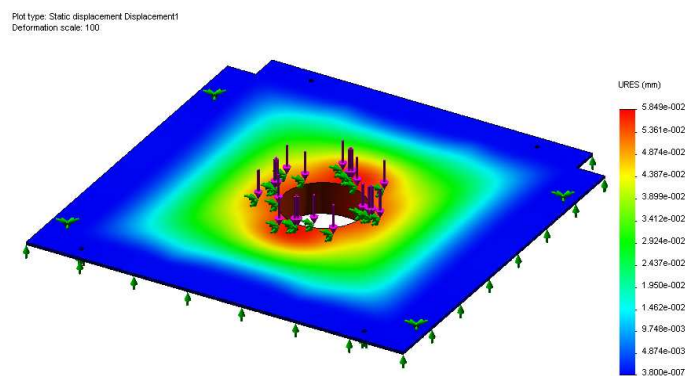


Figura 4.13 – Análise das deformações sofridas pela mesa.

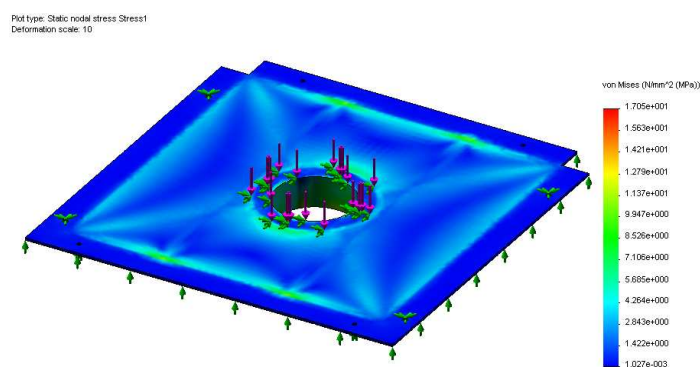


Figura 4.14 – Análise de tensões da mesa.

Os resultados deste estudo, apresentados nas figuras Figura 4.13 e Figura 4.14, apontam para uma deformação máxima inferior a 0,06 mm, ao nível da zona central, onde apoia a flange. A tensão máxima, pelo critério de Von Mises, é de 1,7 MPa e verifica-se nos reforços da mesa. Esta tensão encontra-se bastante abaixo do valor da tensão de limite elástico

do material AISI 1045, 530 MPa, pelo que se confirma a validade da decisão, para as condições consideradas.

### ***Vibração***

Embora não tenha sido estudado em detalhe neste trabalho, deve ser dada atenção ao facto de haver transmissão da vibração do moto-redutor à base de trabalho e através desta, ao resto da estrutura da máquina. É sabido que a vibração pode ter efeitos indesejáveis levando ao aparecimento de fracturas por fadiga, pelo que se deve aplicar algumas medidas preventivas como a aplicação de juntas em material com capacidade de absorção de energia entre componentes, como a base de trabalho e a estrutura, ou a base de trabalho e a flange de fixação do moto-redutor. Outra medida pode passar pelo aumento da rigidez de alguns componentes. É, portanto, sugerido o estudo aprofundado em trabalhos futuros sobre os efeitos da vibração neste sistema e os métodos necessários para os atenuar.

### ***Limpeza***

Visto que o funcionamento do sistema envolve remoção de material, originando resíduos, e por mais eficiente que seja o sistema de aspiração, deve ser dada especial atenção à vedação e limpeza de certas zonas da máquina. Embora o moto-redutor já se encontre protegido por uma vedação dinâmica ao nível do seu veio de saída, foi adicionado um vedante dinâmico, SKF CR-25X35X6-HMSA10-RG para evitar a acumulação de resíduos na zona compreendida entre a mesa rotativa e a flange de fixação do motor (Figura 4.11). Trata-se de uma zona de difícil acesso que pode permitir a entrada e acumulação de resíduos cuja remoção exige a desmontagem da mesa rotativa.

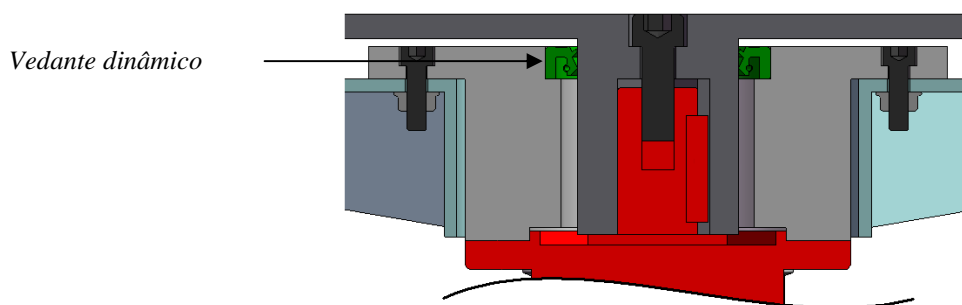


Figura 4.15 – Identificação do vedante dinâmico.

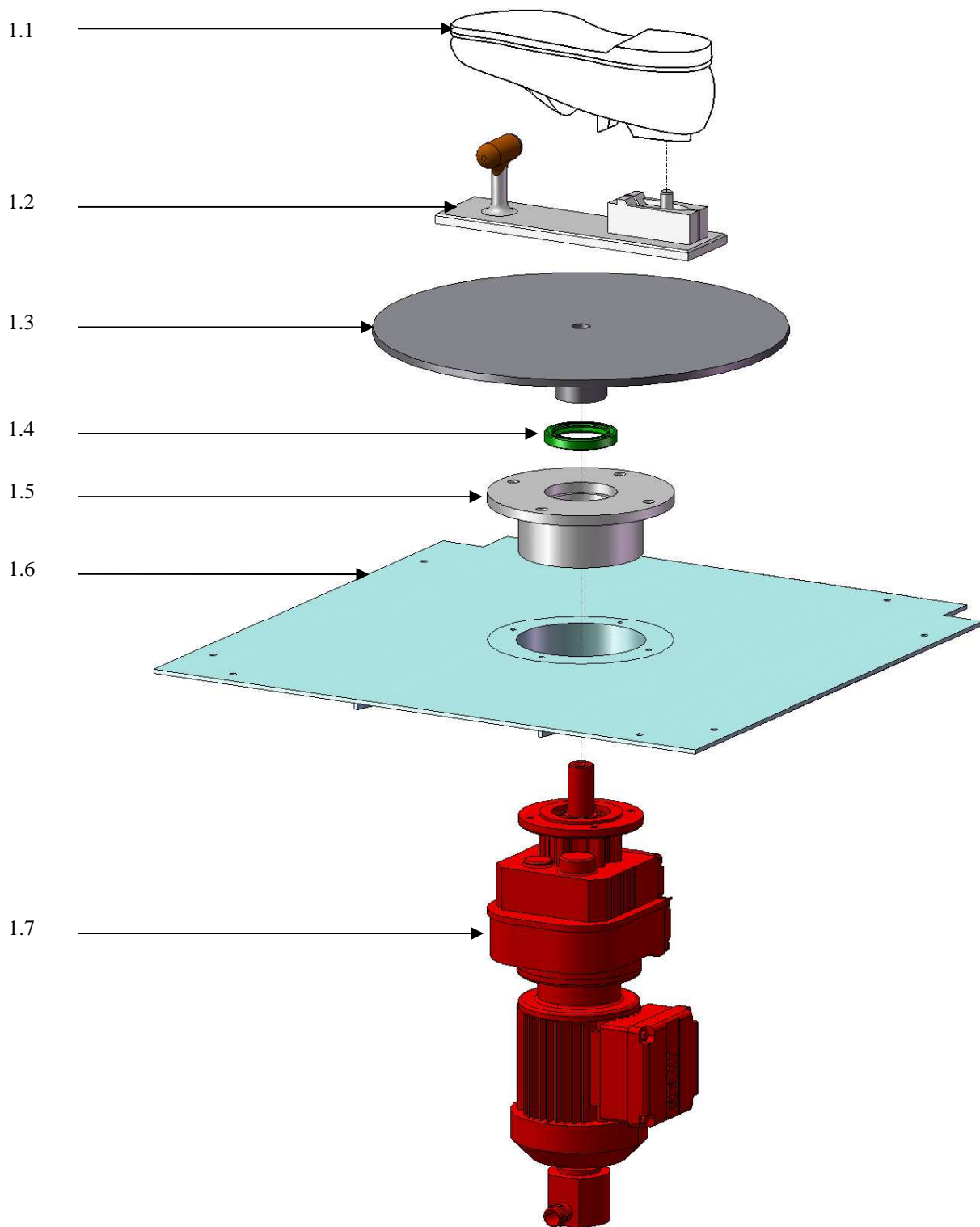


Figura 4.16 – Vista explodida do eixo do sapato.

Tabela 4.1 – Lista de peças do subconjunto do eixo do sapato.

REF. <sup>a</sup>	DESIGNAÇÃO	NORMA OU DESENHO N°	N°
1.1	Conjunto sapato e forma	-	1
1.2	Fixação do sapato	-	1
1.3	Mesa rotativa	-	1
1.4	Vedante de eixo radial SKF CR 50x70x10 HMSA10 RG	-	1
1.5	Flange	-	1
1.6	Base de trabalho	-	1
1.7	Moto-Redutor SEW	-	1

Na Figura 4.16 é apresentada a vista explodida da montagem do eixo de rotação do sapato. A montagem do conjunto deverá ser feita da seguinte forma:

- i. Fora da máquina, a flange (1.5) é fixada na base de trabalho (1.6) por intermédio de quatro parafusos e quatro porcas hexagonais com flange;
- ii. O moto-redutor (1.7) é então ligado à flange (1.5), por intermédio de quatro parafusos;
- iii. A mesa rotativa (1.3) é então fixada ao veio do motor e a fixação do sapato (1.2) assenta sobre esta;

O conjunto é então colocado na estrutura da máquina, apoiado pela base de trabalho e fixado por intermédio de parafusos.

### **4.3.2 Cabeça da ferramenta**

O contorno de um sapato não é contido num plano horizontal. Possui também alguma variação na direcção vertical, tornando-se necessário dotar o sistema de um movimento vertical relativo entre a ferramenta de corte e o sapato.

A opção de movimentar verticalmente o sapato seria pouco interessante, visto que o movimento se pretende passivo. A solução de movimentar toda a mesa porta-ferramenta seria ainda menos adequada, devido à inércia do conjunto associado ao movimento. A solução encontrada passou então pela concepção da cabeça da ferramenta, apresentada na Figura 4.17. Desta forma, este conjunto tem a função de posicionar a ferramenta conferindo-lhe um grau de movimento na direcção axial (vertical), mantendo estacionário o ponto de transmissão de potência.

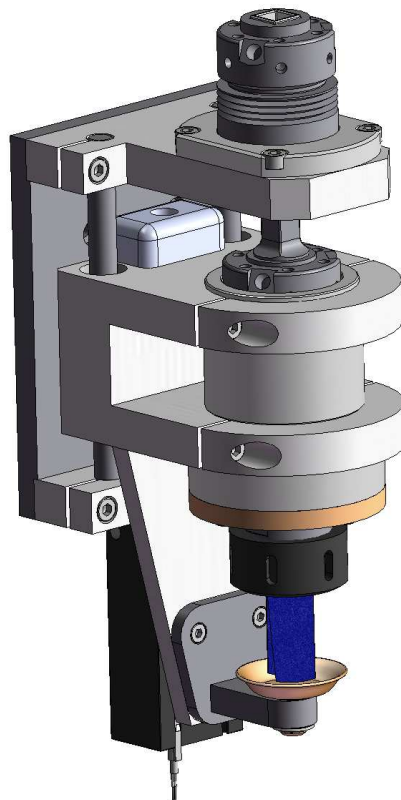


Figura 4.17 – Cabeça da ferramenta.

Para uma melhor análise, o subconjunto da cabeça da ferramenta é dividido em duas partes: a árvore da ferramenta e a sistema de suporte e elevação desta.

### ***A árvore da ferramenta***

A opção de adicionar um movimento vertical passivo apenas à ferramenta exigiu a concepção de uma solução que permite transmitir o movimento de rotação à ferramenta oferecendo, no entanto, reduzida resistência ao movimento de translação imposto pelo contacto do apalpador com a sola do sapato e auxiliado por um cilindro pneumático. Com efeito, a transmissão do movimento vertical ao motor de accionamento da ferramenta não é conveniente, por adicionar inércia a este movimento que se quer com resistência reduzida. Uma vez que a correia não permite grandes desalinhamentos angulares, o movimento axial também não lhe pode ser transmitido. Deste modo, foi concebido um sistema de veio “flutuante” (Figura 4.18), com um curso de 30 mm. Esta denominação deve-se ao facto de o veio não ter restrições ao seu movimento axial.

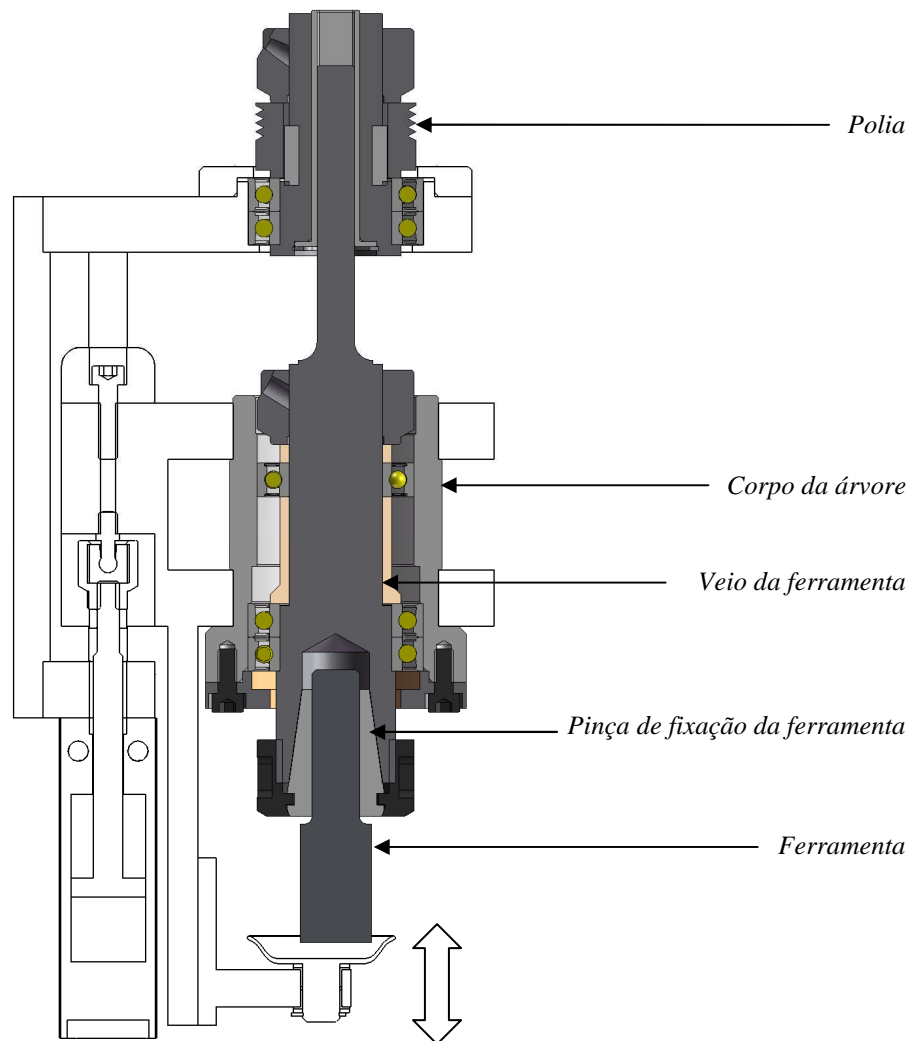


Figura 4.18 – Árvore da ferramenta com a identificação dos principais componentes.

### ***Flutuação da árvore***

O problema do sistema de veio flutuante reside na ligação do veio à polia que deve garantir a transmissão do movimento rotativo mas não do movimento axial.

Soluções similares à pretendida são encontradas em sistemas clássicos como as furadoras de coluna. Geralmente o guiamento é feito por um veio estriado ou com chaveta flutuante, deslizando dentro de um cubo de geometria correspondente. Nestes sistemas, o movimento vertical é geralmente feito através de uma manivela de actuação manual.

Foram exploradas algumas alternativas para a solução flutuante:

- Utilização de rodas dentadas;
- Veio estriado, com ou sem casquilho;
- Veio quadrado, com ou sem casquilho.

A utilização de rodas dentadas consistiria na existência de um segundo andar de transmissão, por rodas dentadas rectas, em que uma podia deslizar axialmente na outra. Esta solução foi posta de parte devido às velocidades praticadas, o que implicaria a lubrificação forçada das rodas, sendo esta necessidade indesejada na aplicação pretendida.

Sendo predominante a preocupação de obter um deslizamento de baixo atrito e baixo custo, optou-se pela utilização de um casquilho de deslizamento linear, em material polimérico de baixo atrito, Teflon ou Nylon. A opção de utilizar uma forma quadrada em detrimento de uma forma estriada destina-se à maior simplicidade do fabrico dos casquilhos e da maquinagem do veio, sendo ela possível graças aos baixos binários a que a ligação está sujeita.

O veio da polia encontra-se fixo axialmente à estrutura e é o veio da ferramenta que desliza axialmente dentro deste (Figura 4.18). O casquilho, que possui uma flange, é montado no veio oco da polia e bloqueado axialmente por um anel elástico (Figura 4.19).

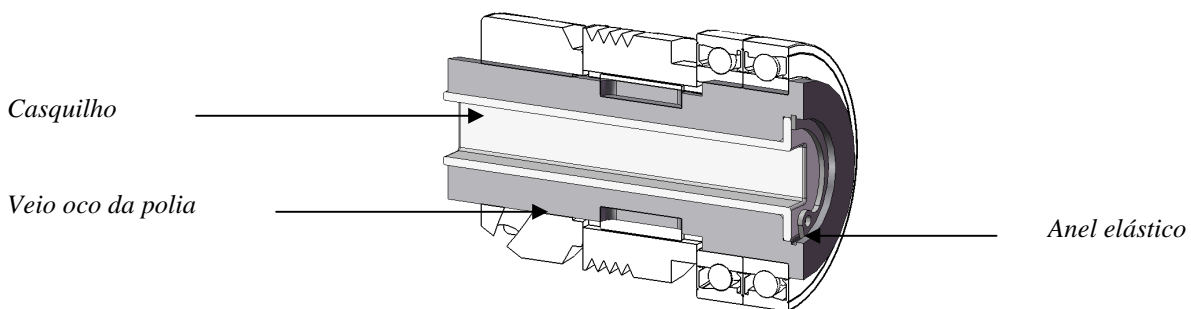


Figura 4.19 – Montagem do casquilho no veio oco da polia.

### ***Fixação da ferramenta ao veio***

Existem no mercado várias soluções de fixação para ferramentas rotativas. A escolha recaiu no uso de uma pinça ER25 DIN6499 (Figura 4.20), por ser uma solução simples e compacta. Esta família de pinças possui a capacidade de fixação para ferramentas com diâmetros compreendidos entre 1 mm e 16 mm.



Figura 4.20 – Pinça de fixação da ferramenta, ER25 DIN 6499.

### ***Veio da ferramenta***

Foi projectado um veio. A parte inferior deste destina-se à fixação da ferramenta de corte, possuindo uma cavidade de dimensões normalizadas para pinças ER25 DIN 6499, e dois rasgos para uma chave que facilita a troca da ferramenta. A parte superior do veio destina-se à transmissão de potência e, pelas razões já apontadas, é de secção quadrada, tendo o comprimento necessário para garantir o contacto com o casquilho em todo o curso do movimento.



Figura 4.21 – Veio da ferramenta.

Foi efectuado um estudo do veio com o objectivo de avaliar o seu comportamento quando sujeito aos esforços previstos. Recorrendo ao software *COSMOSWorks*, solicitou-se o veio na sua extremidade inferior com um momento torsional de 20 Nm, equivalente ao momento resistente previsto quando o veio roda a uma velocidade de 1000 rpm, para a potência de 1,5 kW exigida pelo processo. Foi restringido o movimento radial e rotativo da

extremidade superior, destinada à transmissão de potência, e ao movimento axial ao nível do contacto com os rolamentos.

Os resultados deste estudo, apresentados na Figura 4.22, permitem verificar que o veio sofre um deslocamento máximo de 0,022 mm na sua extremidade inferior e apresenta uma tensão máxima de 222 MPa. A tensão de limite elástico do material utilizado, AISI 1045, é de 530 MPa, pelo que se considera que o veio se encontra bem dimensionado para as solicitações estáticas consideradas.

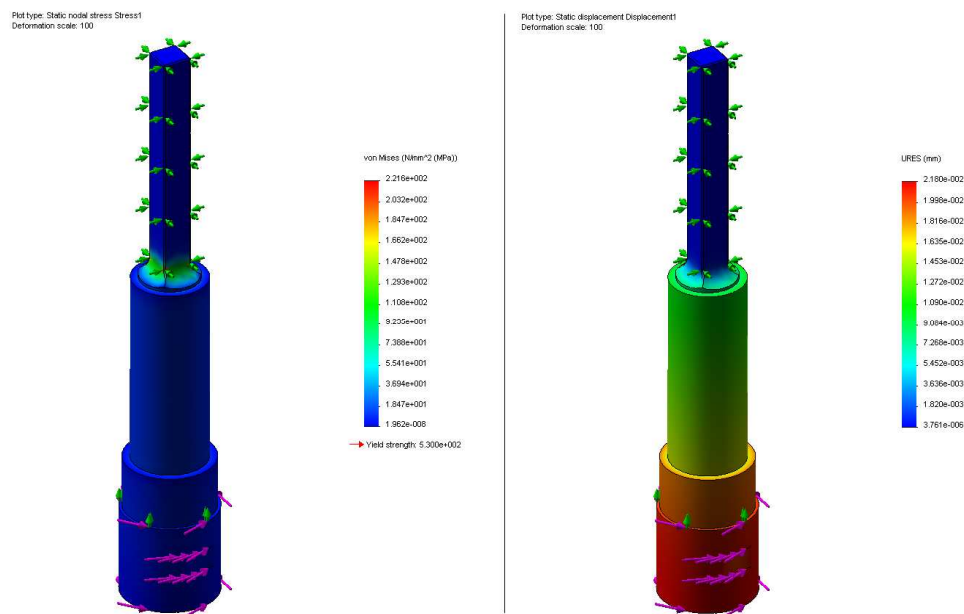


Figura 4.22 – Estudo de deformações e tensões do veio.

### ***Rolamentos***

Na selecção dos rolamentos para a árvore da ferramenta foram consideradas as altas velocidades necessárias para o processo, as forças envolvidas e necessidade de manutenção reduzida.

Assim, para o veio da ferramenta foi seleccionado um par de rolamentos de contacto angular selados, do fabricante SKF, referência S71906 ACD HCP4A que permitem atingir velocidades elevadas (até 32.000 rpm) sem o recurso a lubrificação por óleo e sem necessidade de manutenção. Foi seleccionado um rolamento radial de esferas do mesmo fabricante, 61905-2RZ, no outro extremo do veio, para lidar com as solicitações radiais.

### *Desenvolvimento de um sistema de acabamento de solas para a indústria do calçado*

Para o veio da polia foi escolhido um par de rolamentos de contacto angular SKF S71906 ACD HCP4A, a fim de evitar a transmissão das forças derivadas da tensão da correia ao veio da ferramenta.

Os rolamentos seleccionados foram verificados e validados pelo *software* disponibilizado no sítio do fabricante SKF.

Os rolamentos de contacto angular necessitam de uma pré-carga aquando da instalação para aumentar a rigidez, reduzir o ruído e aumentar o tempo de vida do conjunto. Foram assim seleccionadas para o efeito porcas SKF KMTA 5, com capacidade de bloqueio.

Na Figura 4.23 é apresentada uma vista explodida da árvore da ferramenta, constando a identificação dos seus componentes na Tabela 4.2.

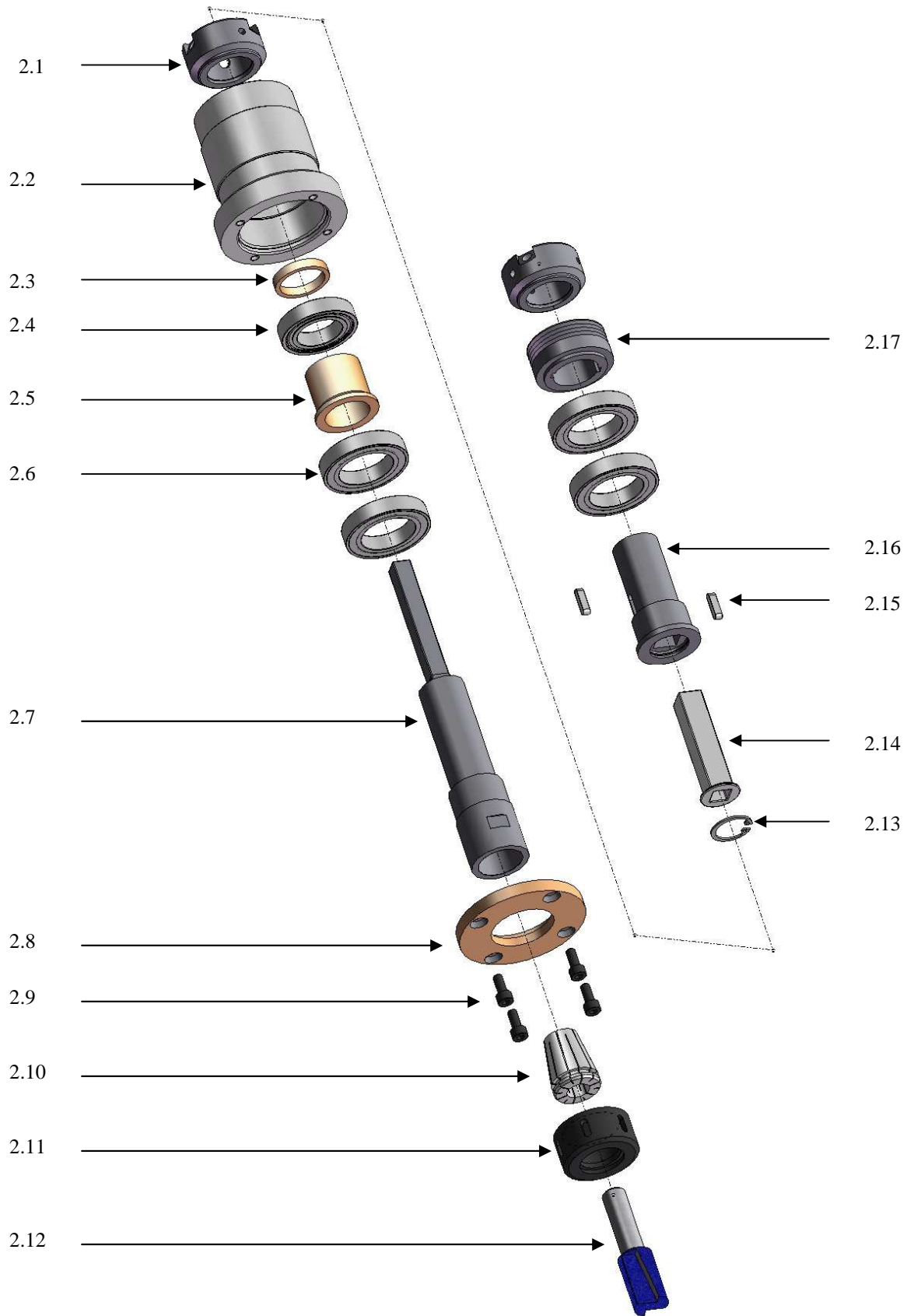


Figura 4.23 – Vista explodida da árvore da ferramenta.

Tabela 4.2 – Lista de peças da árvore da ferramenta.

REF. <sup>a</sup>	DESIGNAÇÃO	NORMA OU DESENHO N°	N°
2.1	Porca SKF KMTA 5		2
2.2	Corpo da árvore		1
2.3	Casquilho espaçador		1
2.4	Rolamento SKF 61905-2RZ		1
2.5	Casquilho espaçador		1
2.6	Rolamento SKF S71906 ACD HCP4A		4
2.7	Veio da ferramenta		1
2.8	Tampa da árvore		1
2.9	Parafuso C HC M5x12	ISO 4762	4
2.10	Pinça ER25	DIN 6499	1
2.11	Porca de aperto da pinça	DIN 6499	1
2.12	Fresa Bosch 85265M		1
2.13	Anel elástico para furos 22x1	DIN 472	1
2.14	Casquilho deslizante quadrado		1
2.15	Chaveta paralela A 4x4x16	DIN 6885	2
2.16	Veio da polia		1
2.17	Polia SIT 4 PJ 40		1

**Sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta**

Este sistema tem a funcionalidade de suportar a árvore da ferramenta e permitir a sua elevação, por intermédio do contacto do apalpador com o sapato, sendo auxiliado por um cilindro pneumático.

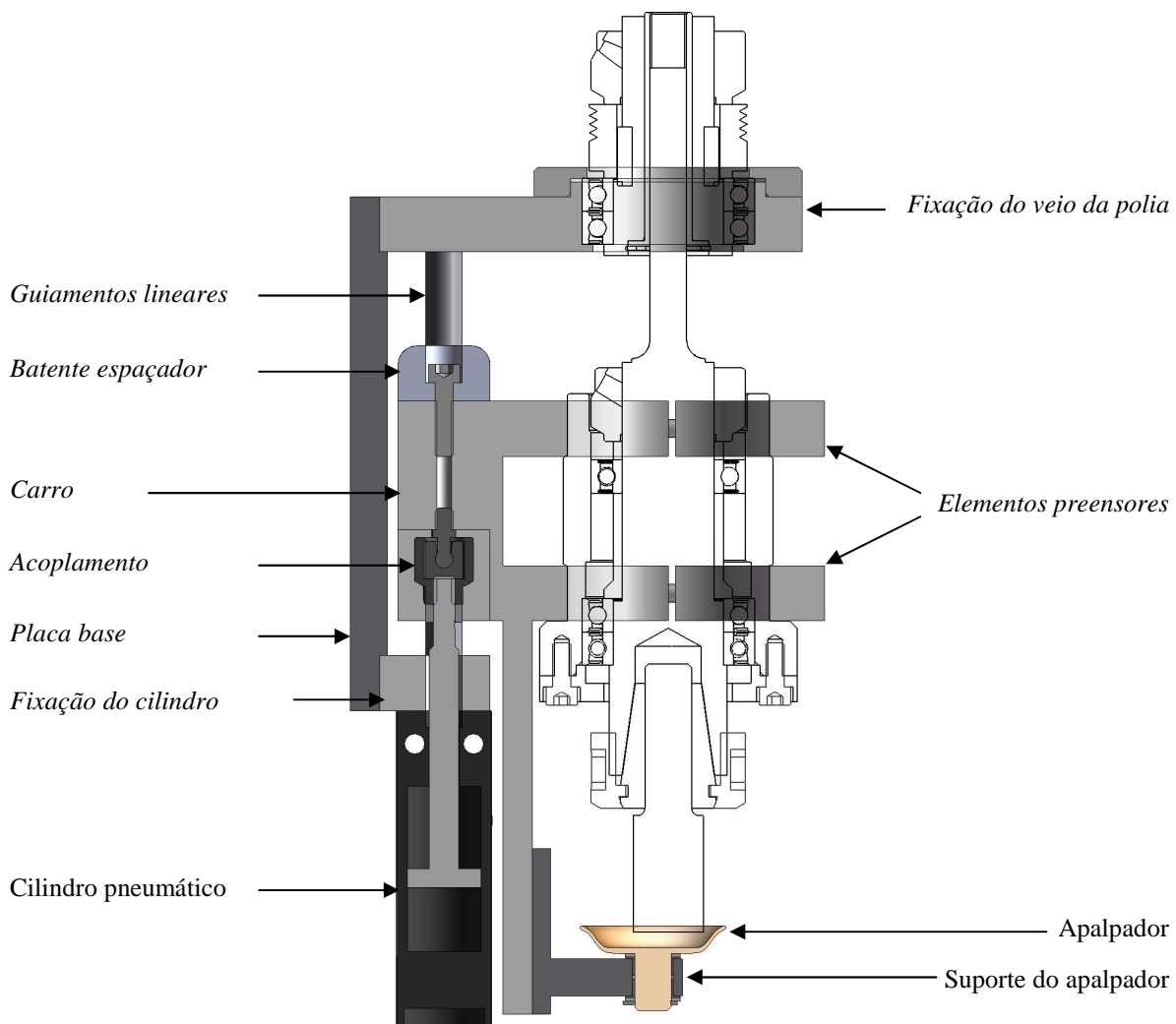


Figura 4.24 – Vista em corte do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta.

### ***Preensão da árvore da ferramenta***

A preensão da árvore da ferramenta é conseguida ao nível do corpo da árvore, através do aperto dos elementos preensores, sendo este obtido pelo aperto de quatro parafusos.

### ***Fixação do veio da polia***

A fixação axial e radial do veio da polia é conseguida por intermédio dos seus dois rolamentos. Estes são alojados numa caixa, no bloco de fixação dos veios de guiamento, e o seu deslocamento axial é travado por uma tampa.

### ***Actuador pneumático***

O actuador pneumático é responsável por suportar o peso da árvore e fornecer ao apalpador uma força vertical ascendente de forma a garantir o seu encosto ao sapato. Encontra-se fixo pelo seu corpo ao bloco de fixação dos veios de guiamento e ligado pela sua haste ao carro. O cilindro não se encontra sujeito a esforços radiais. Estes são suportados pelos veios de guiamento e os pequenos desalinhamentos serão compensados por um acoplamento SMC JB20-5-080, capaz de absorver desvios angulares até 5° e de excentricidade até 0,5mm.

### ***Guiamentos lineares***

O movimento axial da árvore da ferramenta é feito com velocidade reduzida mas, a natureza do seu accionamento exige um sistema de guiamento que garanta um movimento suave e de resistência reduzida. Assim, são utilizados quatro rolamentos lineares compactos Bosch R065821040, para guiar o conjunto em dois veios de guiamento de 10 mm de diâmetro. A posição axial dos rolamentos lineares no carro é travada por anéis elásticos.

A solução utilizada, com três eixos guiados, os dois veios de guiamento e o veio da ferramenta, obriga a tolerâncias de posição apertadas na furação dos vários componentes. Para contornar este problema, os elementos preensores e os blocos de fixação dos guiamentos devem ser furados ao mesmo tempo, sendo obtidos a partir do mesmo bloco de material. Assim, a primeira operação será a furação de um bloco (Figura 4.25), a partir do qual são extraídos os elementos e executadas as restantes operações necessárias a cada um.

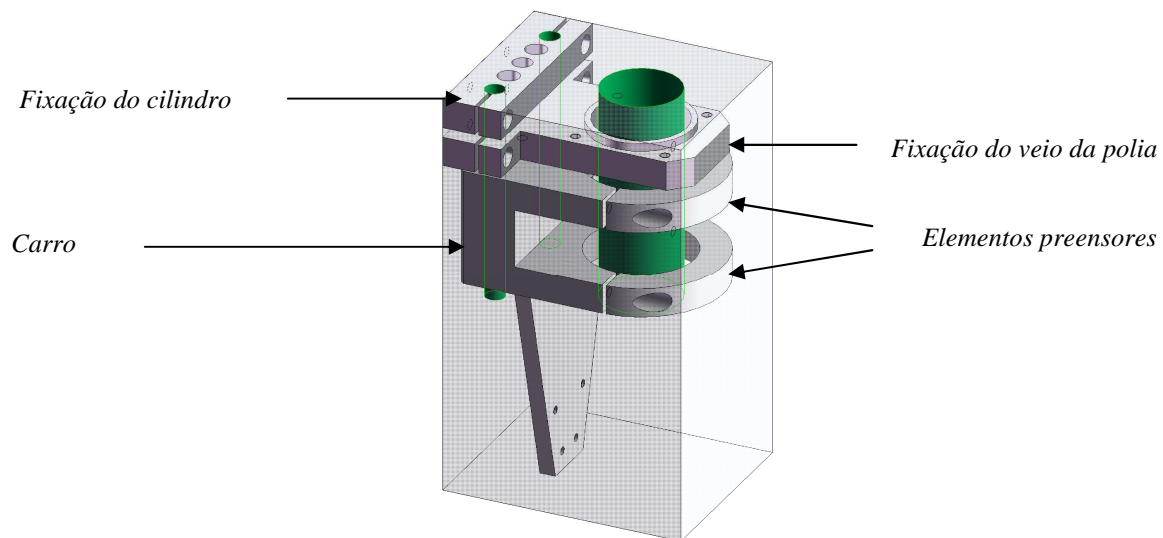


Figura 4.25 – Furação simultânea das peças para garantir o posicionamento dos furos.

### ***O contacto da máquina com o sapato – O apalpador***

Um elemento importante neste sistema é, sem dúvida, o apalpador (Figura 4.26). Este transmite a força de encosto ao sapato em duas direcções ortogonais, garantindo o posicionamento da ferramenta junto da sua sola. Por outro lado, permite também proteger a parte superior do sapato do contacto com a ferramenta, evitando que esta o danifique.



Figura 4.26 – Apalpador.

Este apalpador possui uma forma em sino, sendo a sua superfície interior desenhada tendo em conta a necessidade de recobrimento da ferramenta de corte, e a superfície exterior tendo em conta a necessidade de garantir o contacto com o sapato apenas no seu bordo. Possui também uma ponta de veio que permite a sua fixação com um grau de liberdade, rotativo, para evitar o atrito de deslizamento no sapato. É produzido em aço maquinado, sendo que o seu bordo deve ser temperado com o objectivo de aumentar a sua dureza. Deve-se, no entanto, ter o cuidado para que este não seja cortante.

A sua velocidade de rotação é ditada pela velocidade de avanço definida para o processo. Assim, e para uma velocidade periférica de 24 mm/s e um diâmetro do apalpador de 40 mm, a sua velocidade angular será de 12 rpm.

O apalpador encosta ao sapato ao nível da linha de união entre a parte superior do sapato e a sola, como se pode ver na Figura 4.27. Para garantir o encosto horizontal e vertical, o apalpador tem que transmitir uma força horizontal na zona de contacto com a linha de união e uma força vertical ao bordo da sola, de forma a garantir o seu contacto.

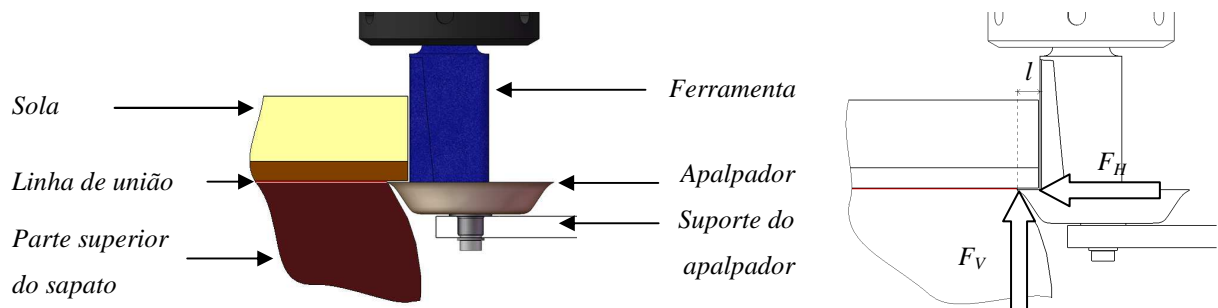


Figura 4.27 – Contacto do apalpador com o sapato e forças aplicadas.

O diâmetro do apalpador  $D$  garante um bordo lateral da sola com a largura  $l$  pretendida, praticamente constante ao longo do perímetro do sapato (Figura 4.28). A distância  $e$ , entre o eixo do apalpador e o eixo da ferramenta, permite que seja utilizado um apalpador de maior diâmetro, o que resulta não só num maior afastamento relativamente à ferramenta, como também evita o contacto do suporte do apalpador com o sapato.

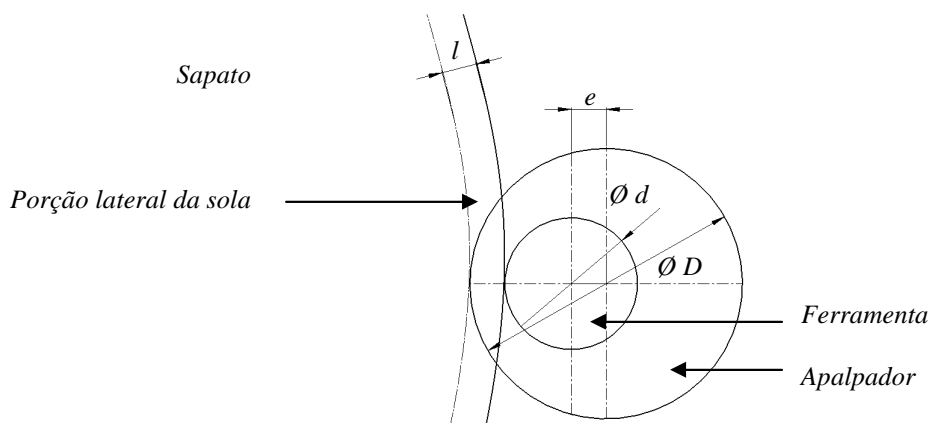


Figura 4.28 – Desenho esquemático das dimensões do apalpador.

É possível dispor de apalpadores de diferentes dimensões, escolhidos de acordo com o modelo de sapato e gama de tamanhos, sendo a troca de apalpadores realizada de forma expedita, atendendo à solução construtiva adoptada.

### ***Suporte do apalpador***

A fixação do apalpador pretende-se rígida e com um grau de liberdade rotativo, de atrito reduzido. Conforme pode ser observado na Figura 4.29, o apalpador encontra-se fixo axial e radialmente no seu suporte, através da sua ponta de veio. O movimento de rotação é realizado em dois casquilhos poliméricos com flange *IGUS IGLIDUR GFM-1012-05*, em detrimento de um par de rolamentos. Esta solução é a mais compacta e a sua utilização é possível tendo em conta as cargas e velocidades envolvidas. De modo a facilitar o deslizamento do conjunto relativamente aos casquilhos, assim como evitar o seu desgaste prematuro, as faces que encostam e deslizam nas suas flanges devem ser rectificadas. São então introduzidas duas anilhas com uma face rectificada, nomeadamente aquela que contacta com a flange do casquilho, para esse efeito.

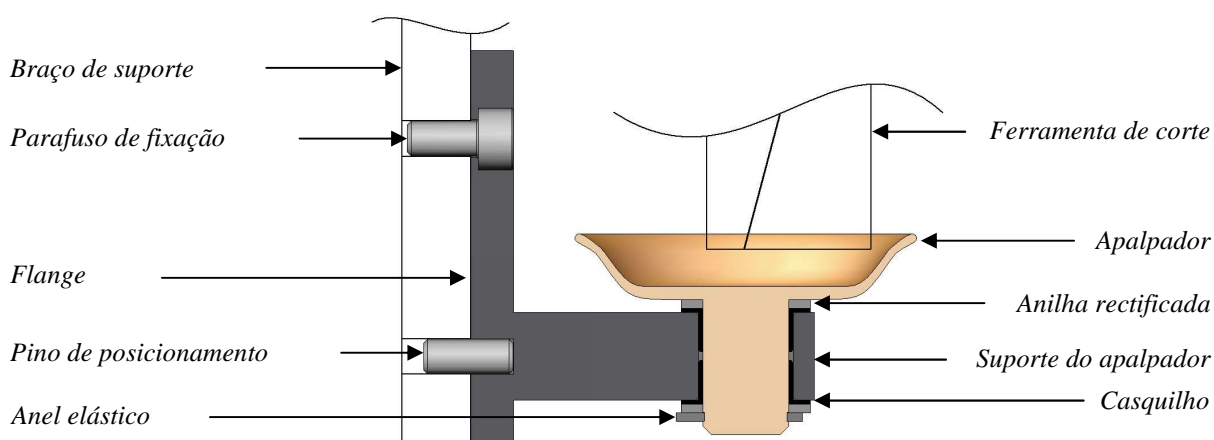


Figura 4.29 – Fixação do apalpador.

O conjunto do suporte e apalpador pode ser trocado quando se pretende alterar a largura do bordo da sola, ou retirado para a substituição da ferramenta, pelo que a sua montagem é feita de forma simples. Conforme observado na Figura 4.29, a fixação do suporte do apalpador ao braço é feita por intermédio de uma flange, com dois pinos para fazer o seu correcto posicionamento e dois parafusos para a fixação.

Foi feito um estudo do comportamento da estrutura de fixação do apalpador, quando sujeita a duas cargas de 3 kgf, ortogonais na zona de contacto com o apalpador, equivalentes às forças de encosto com o sapato. Considerando a estrutura estática, com restrições ao nível dos furos de guiamento e no contacto com a haste do cilindro, os resultados apresentados na Figura 4.30 apontam para uma deformação máxima ligeiramente inferior a 0,1 mm, na zona do apalpador, e tensões máximas de 4,9 MPa, valor muito baixo relativamente aos 450 MPa da tensão de cedência do material considerado, Duralumínio, pelo que se conclui que o componente se encontra sobredimensionado.

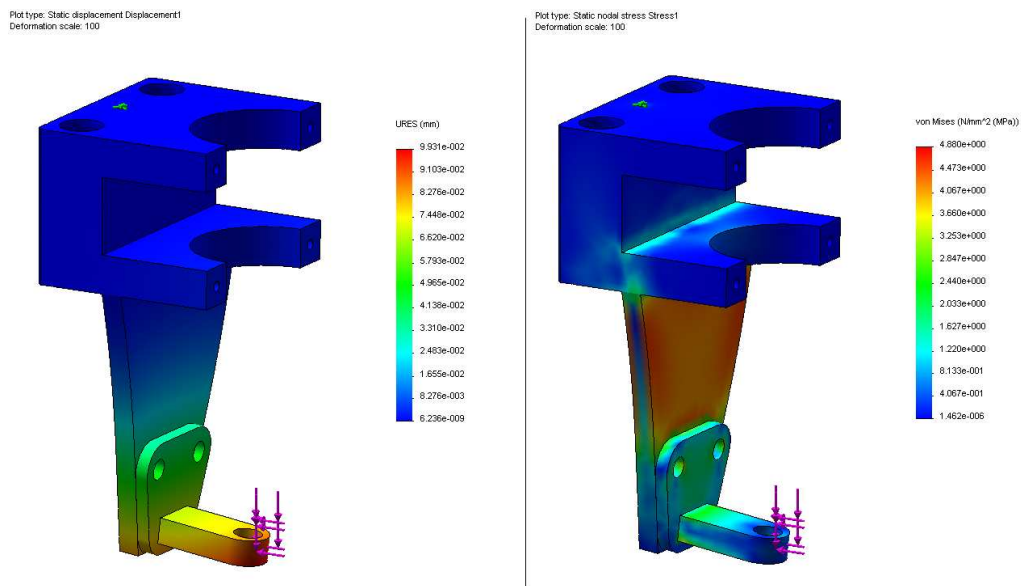


Figura 4.30 – Estudo de deformações e tensões da estrutura de fixação do apalpador.

A Figura 4.31 apresenta a vista explodida do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta, sendo a identificação dos seus componentes feita na

Tabela 4.3. Os parafusos foram excluídos da figura com o objectivo de reduzir a sua complexidade.

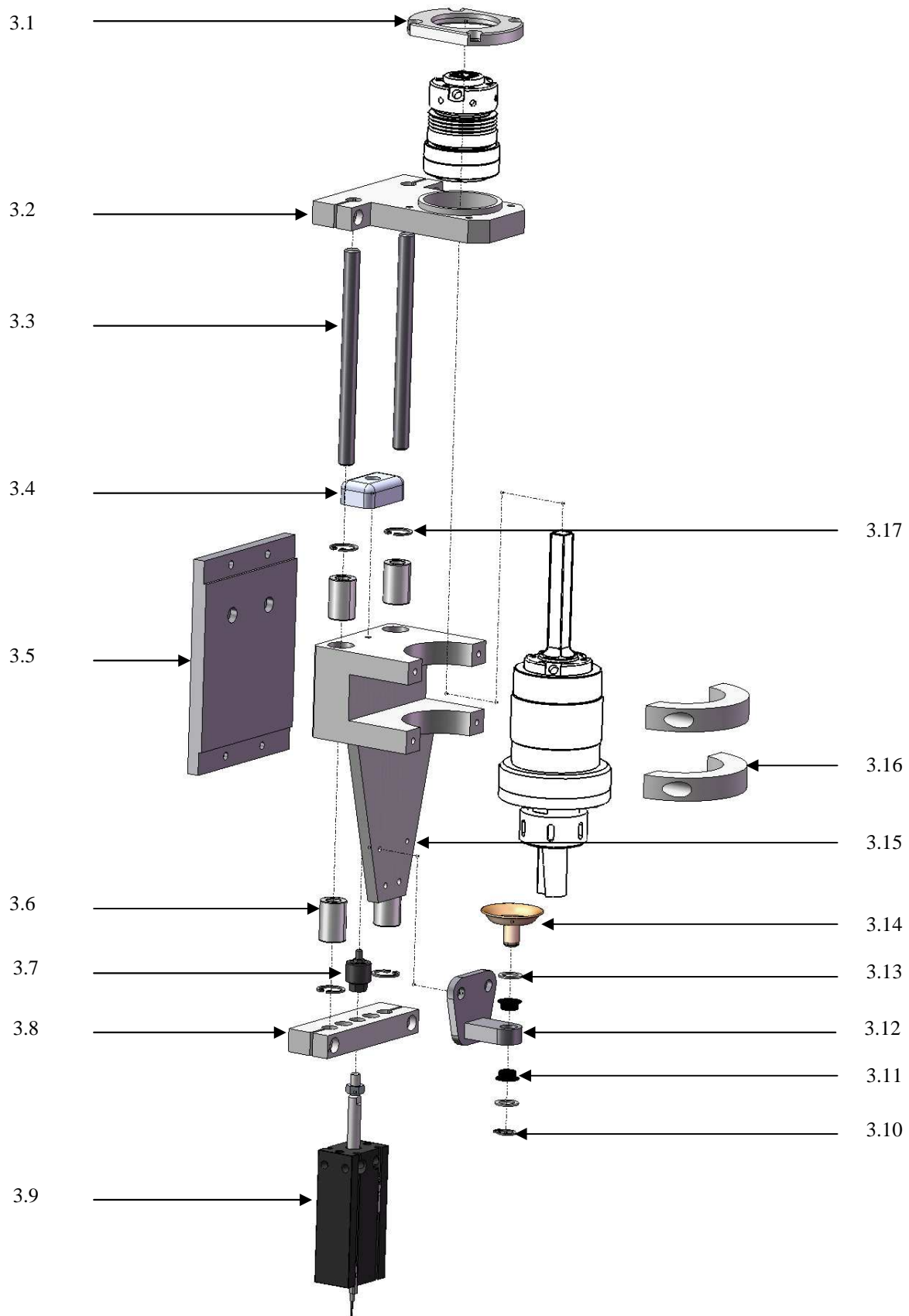


Figura 4.31 – Vista explodida do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta.

Tabela 4.3 – Lista de peças do sistema de suporte e elevação da árvore da ferramenta.

REF. <sup>a</sup>	DESIGNAÇÃO	NORMA OU DESENHO N°	N°
3.1	Tampa de rolamentos		1
3.2	Bloco de fixação da polia		1
3.3	Veio de guiamento		2
3.4	Batente espaçador		1
3.5	Placa base		1
3.6	Rolamento linear BOSCH R065821040		4
3.7	Acoplamento SMC JB20-5-080		1
3.8	Bloco de fixação do cilindro pneumático		1
3.9	Cilindro pneumático SMC CDUX 20-40		1
3.10	Anel elástico para veios, 10x1	DIN 471	1
3.11	Casquilho <i>IGUS IGLIDUR GFM-1012-05</i>		2
3.12	Suporte do apalpador		1
3.13	Anilha rectificada		2
3.14	Apalpador		1
3.15	Carro		1
3.16	Elemento de fixação		2
3.17	Anel elástico para furos, 17x1	DIN 472	4

### 4.3.3 Mesa porta-ferramenta

A mesa porta-ferramenta é responsável pela aproximação e orientação da cabeça da ferramenta relativamente à sola do sapato. Para esse efeito, o conjunto possui dois graus de liberdade, sendo um linear e o outro angular (Figura 4.32).

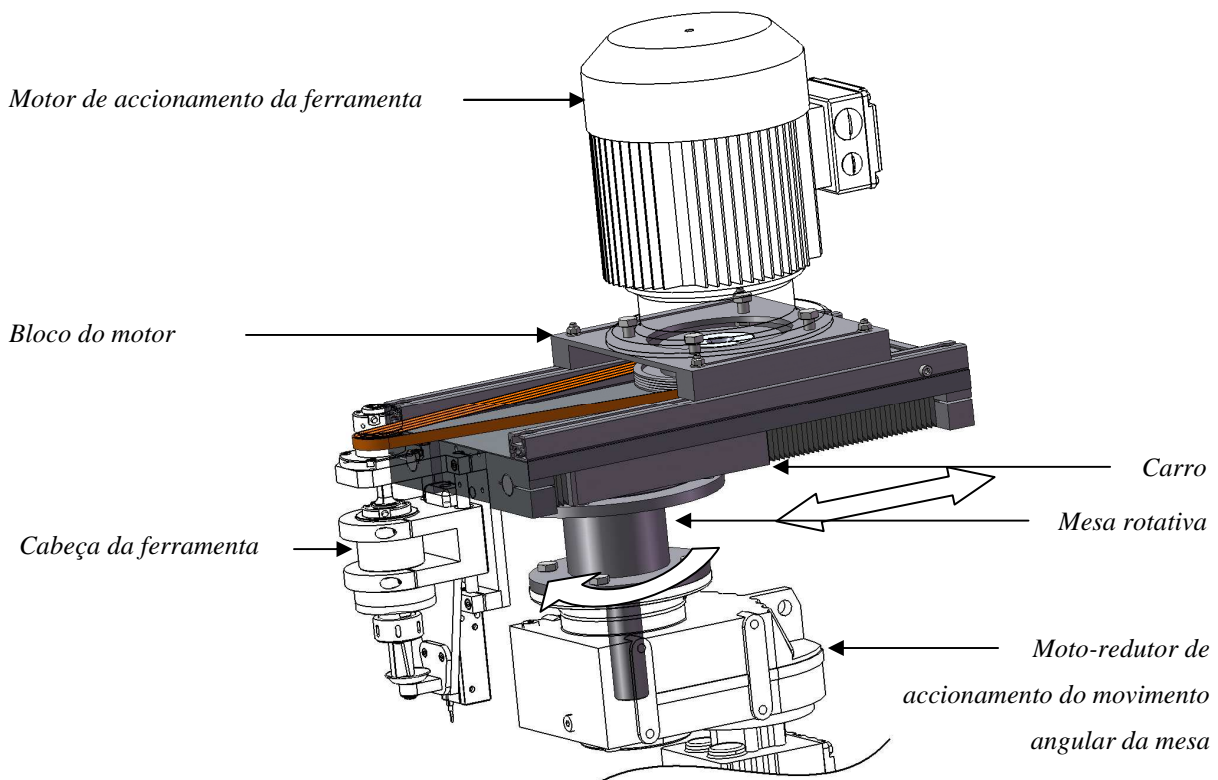


Figura 4.32 – Mesa porta-ferramenta.

O movimento linear da mesa porta-ferramenta, com um curso de 200 mm, é assegurado por um sistema de guiamento linear do tipo mesa linear, ficando o carro estacionário e, a restante estrutura, veios de guiamento e blocos de fixação, móvel (Figura 4.33). Este sistema suporta a cabeça da ferramenta e o motor de accionamento da ferramenta, perfazendo uma massa total móvel que ronda os 40 kg.

O accionamento do movimento linear da mesa porta-ferramenta é realizado por um cilindro pneumático que se encontra no interior do carro, fixo na placa frontal. A sua haste encontra-se ligada ao bloco de fixação dos veios de guiamento por intermédio de um

acoplamento, referência SMC JB20-5-080, com capacidade de absorver desvios angulares até 5° e de excentricidade até 0,5mm.

O movimento linear conta com dois detectores mecânicos de fim de curso e dois amortecedores pneumáticos para dissipar energia na paragem, reduzindo as forças de impacto. Enquanto que um destes conjuntos se encontra activo aquando do recuo da mesa, durante um ciclo normal de operação, o outro apenas é actuado em caso de mau funcionamento, uma vez que não se pretende que a mesa atinja o seu avanço total em qualquer circunstância.

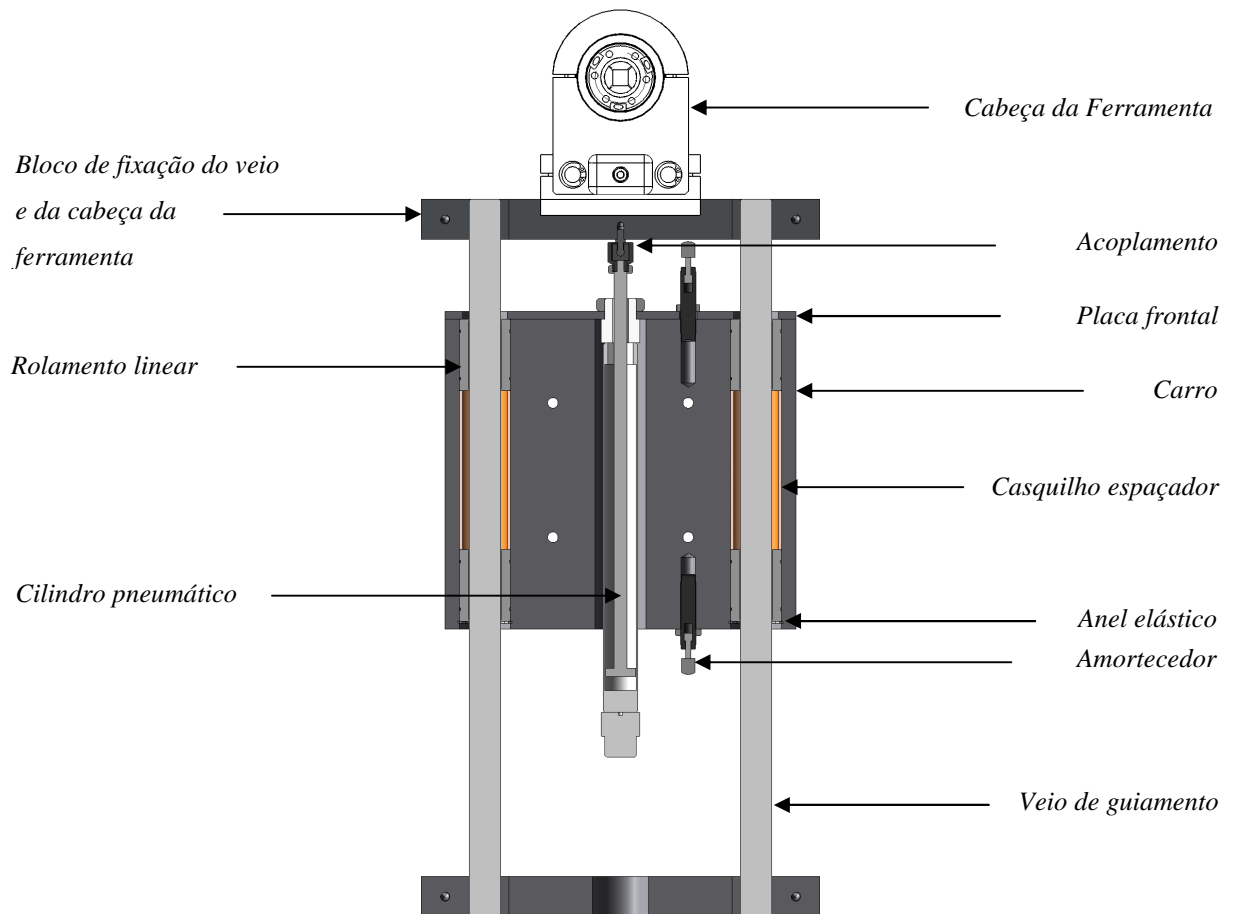


Figura 4.33 – Vista em corte longitudinal da mesa linear.

A cabeça da ferramenta encontra-se fixa ao bloco de fixação dos veios de guiamento, através do aperto de quatro parafusos.

### **Guiamentos**

A velocidade máxima para este movimento, quando em trabalho, é de 55 mm/s, enquanto a carga suportada pelos guiamentos é de aproximadamente 40 kgf. Com base nestes

parâmetros, foi seleccionado um sistema de guiamento por veio cilíndrico de 20 mm de diâmetro e rolamentos lineares Bosch R060202010, pela sua relação custo/performance e pelo seu baixo atrito relativamente a soluções de casquilhos lineares em polímero. Estes rolamentos lineares são bloqueados axialmente no carro por um anel elástico, um casquilho espaçador e pela placa frontal.

### ***Protecção contra a contaminação dos guiamentos e cilindro***

A contaminação dos veios de guiamento e da haste do cilindro pneumático por poeiras e resíduos pode prejudicar o seu funcionamento, reduzindo o seu tempo de vida. Os componentes seleccionados possuem vedação para este problema de contaminação, ao nível dos rolamentos lineares e do próprio corpo do cilindro. Com a finalidade de reforçar essa protecção a um nível mais exterior, utiliza-se uma chapa quinada na parte superior e dois foles na parte inferior da mesa.

### ***Afastamento do motor – tensão da correia***

Para garantir o funcionamento correcto da correia, esta deve ser mantida com uma determinada tensão, de forma a assegurar a transmissão da potência desejada e evitar o seu desgaste prematuro. Esta tensão pode ser mantida por um esticador lateral ou através do afastamento dos eixos (Figura 4.34).

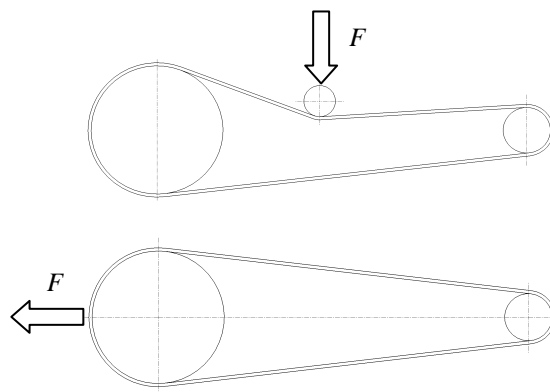


Figura 4.34 – Dois métodos para garantir a tensão de uma correia.

Por ser uma opção válida e pela simplicidade de concepção, optou-se por fazer o tensionamento da correia através do deslocamento do eixo do motor.

O motor encontra-se fixo sobre um bloco, através do qual é colocado na mesa porta-ferramenta, com o seu eixo a 350 mm do eixo da árvore da ferramenta, de forma a equilibrar o

centro de massa do conjunto. A posição do bloco do motor é ajustada pelo aperto de um parafuso, sendo guiado por dois perfis laterais e imobilizado por quatro parafusos e blocos corredeiros.

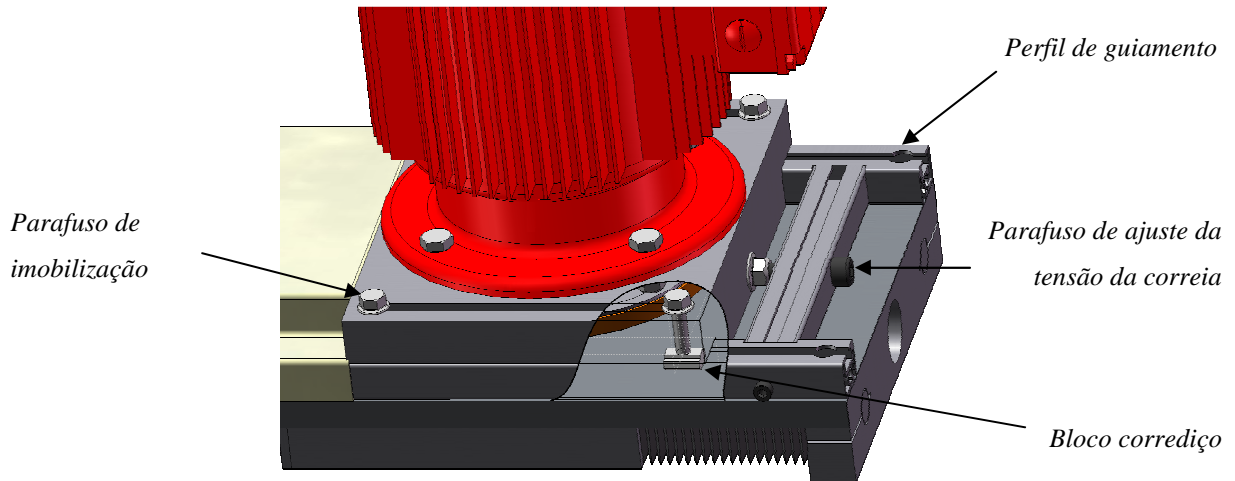


Figura 4.35 – Solução de ajuste da tensão da correia e fixação do bloco do motor.

### ***Mesa rotativa***

Todo o conjunto associado ao movimento linear é suportado, através do carro, por uma mesa com um grau de movimento angular (Figura 4.36). Este movimento é accionado por um motor eléctrico de indução trifásico, sendo a sua posição definida em função da posição do eixo do sapato.

A mesa porta-ferramenta movimenta-se angularmente com uma amplitude máxima de  $15^\circ$ , relativamente à sua posição central. Por uma questão de segurança, são colocados dois detectores de fim de curso mecânicos a  $\pm 20^\circ$  da posição central e dois batentes pneumáticos a  $\pm 25^\circ$ , para limitar fisicamente o movimento de forma a minimizar as forças de impacto no caso de mau funcionamento, evitando danos no equipamento.

### ***Rolamentos***

Foram seleccionados dois rolamentos de rolos cónicos SKF 32007J2Q, montados no veio da mesa e fixos axialmente por uma porca SKF KM7 com anilha de bloqueio SKF MB7. A vedação da mesa, pela sua parte superior, é garantida por um vedante dinâmico SKF CR50x75x10HMSA10V.

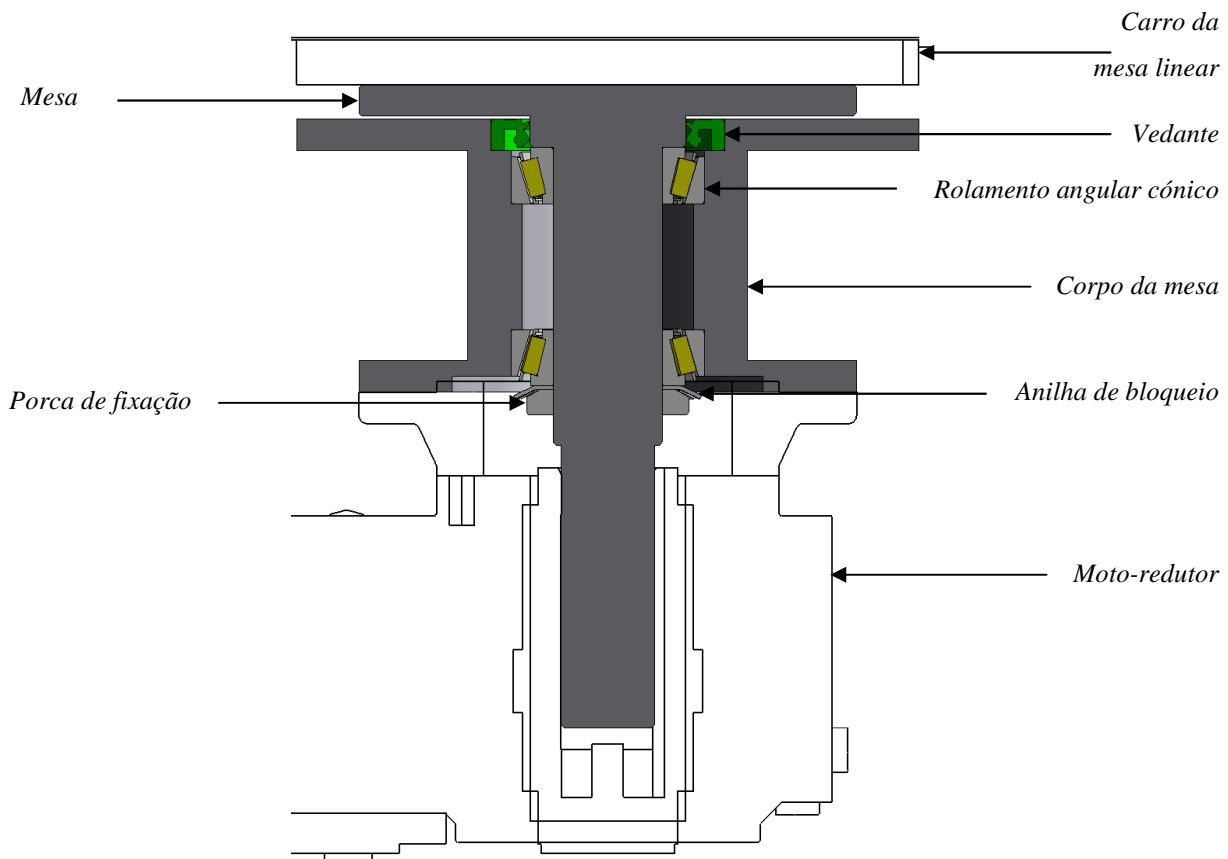


Figura 4.36 – Vista em corte da mesa rotativa.

O moto-reductor que acciona este movimento possui uma flange, pela qual é fixo à mesa rotativa. O veio de saída do reductor é oco e tem capacidade para absorver desalinhamentos angulares e radiais do veio da mesa rotativa.

Todo o conjunto da mesa porta-ferramenta é suportado por uma chapa reforçada, com 5 mm de espessura e a geometria que se apresenta na Figura 4.37.

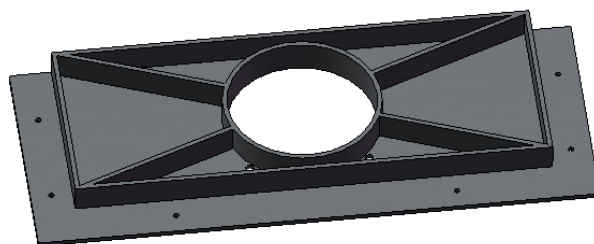


Figura 4.37 – Chapa suporte da mesa porta-ferramenta.

Foi feito um estudo de tensões e deformações para esta chapa, cujos resultados são apresentados nas Figura 4.38 e Figura 4.39, respectivamente.

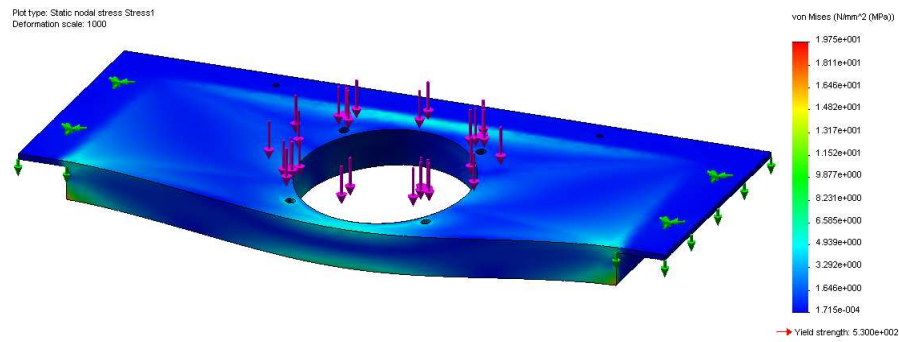


Figura 4.38 – Análise de tensões da chapa que suporta a mesa porta-ferramenta.

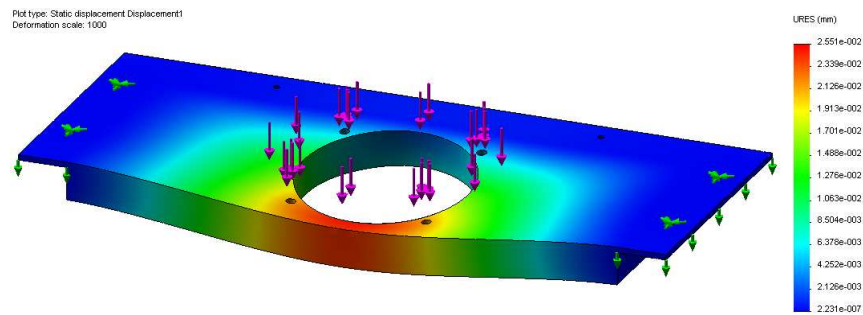


Figura 4.39 – Análise de deformações da chapa que suporta a mesa porta-ferramenta.

Foi considerada uma carga de 100 kgf, distribuída na área que suporta a flange do corpo da mesa rotativa. Foram impostas restrições ao movimento vertical nas abas da chapa, onde esta é suportada pela estrutura, e ao movimento horizontal nos furos destinados aos parafusos de fixação à estrutura. Observaram-se tensões na ordem de 20 MPa e uma deformação máxima da ordem de 0,026 mm na zona frontal da chapa, podendo implicar um deslocamento máximo de 0,07 mm na cabeça da ferramenta. Sendo a chapa em aço AISI 1045, com uma tensão de cedência na ordem de 530 MPa, conclui-se que esta solução é válida, face às solicitações estáticas previstas.

A Figura 4.38 apresenta a vista explodida da mesa porta-ferramenta. Os seus componentes são identificados na Tabela 4.4. Mais uma vez, os elementos de fixação, parafusos e porcas, foram omitidos da imagem com o objectivo de facilitar a compreensão.

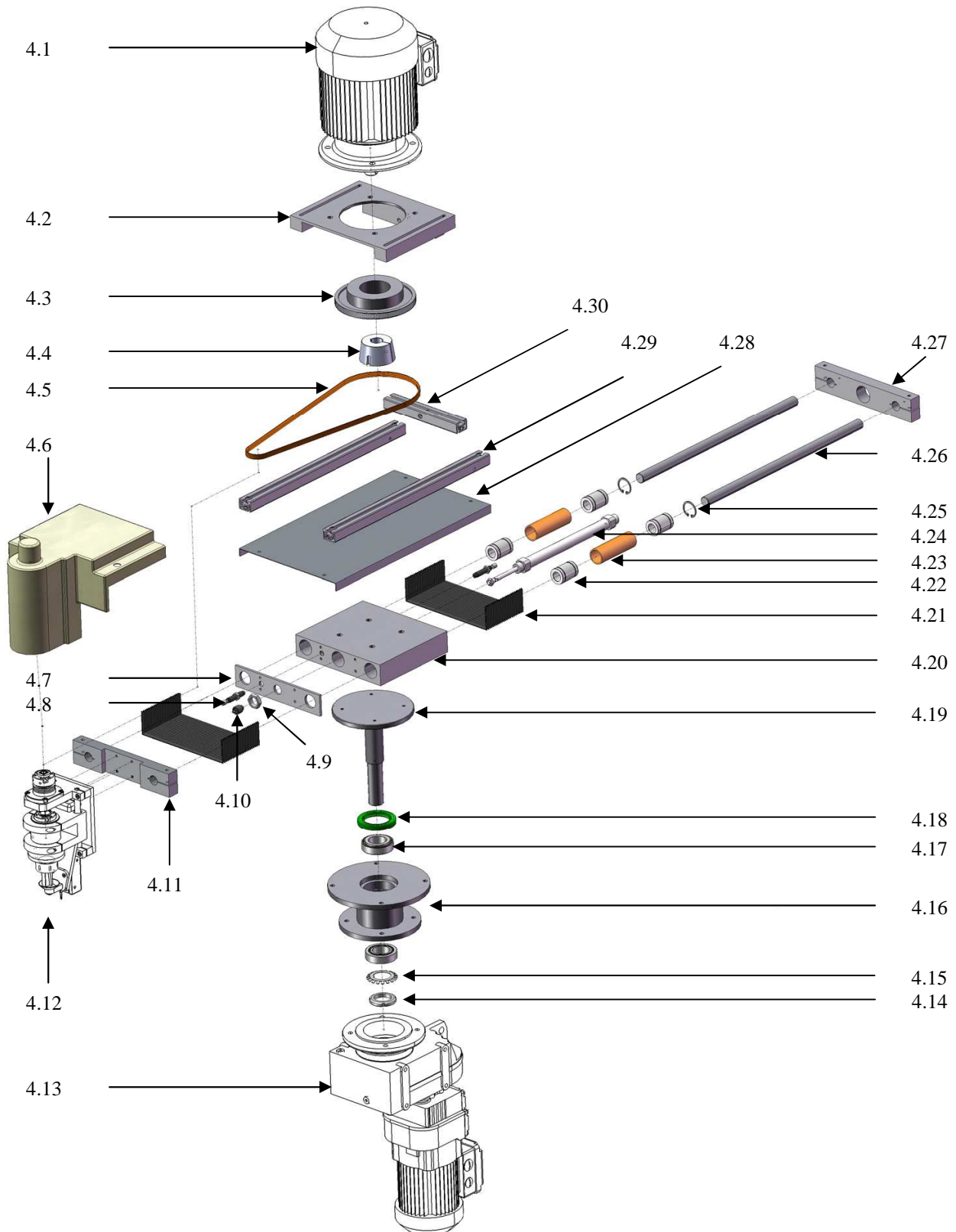


Figura 4.40 – Vista explodida da mesa porta-ferramenta.

Tabela 4.4 – Lista de peças da mesa porta-ferramenta.

REF. <sup>a</sup>	DESIGNAÇÃO	NORMA OU DESENHO N°	N°
4.1	Motor de indução SEW DFT90L2		1
4.2	Bloco de suporte do motor		1
4.3	Polia SIT 4PJ160		1
4.4	Pinça da polia SIT TL2517		1
4.5	Correia SIT 4PJ1041		1
4.6	Cobertura da cabeça da ferramenta		1
4.7	Placa frontal		1
4.8	Amortecedor pneumático		2
4.9	Porca de fixação do cilindro pneumático		1
4.10	Acoplamento		1
4.11	Bloco frontal de fixação dos veios de guiamento		1
4.12	Cabeça da ferramenta		1
4.13	Moto-reductor SEW FAF37RR17DR63S4		1
4.14	Porca SKF KM7		1
4.15	Anilha de bloqueio SKF MB7		1
4.16	Corpo da mesa rotativa		1
4.17	Rolamento de rolos cónicos SKF 32007J2Q		2
4.18	Vedante dinâmico SKF CR50x75x10HMSA10V		1
4.19	Mesa rotativa		1
4.20	Carro		1
4.21	Fole		2
4.22	Rolamento linear Bosch R060202010		4
4.23	Casquilho espaçador		2
4.24	Cilindro pneumático SMC CM2X-20-200		1
4.25	Anel elástico para furos, 32 x 1,2	DIN 472	2
4.26	Veio de guiamento, 20 mm		2
4.27	Bloco traseiro de fixação dos veios de guiamento		1
4.28	Chapa quinada de protecção dos veios de guiamento		1
4.29	Perfil de guiamento e fixação do bloco do motor		2
4.30	Perfil para o ajuste da tensão da correia		1

#### **4.3.4 Estrutura**

A estrutura do equipamento foi desenhada utilizando perfis em Alumínio, do fabricante Rexroth, de secção quadrada de 45mm e painéis de protecção.

A estrutura desenhada é apresentada na Figura 4.41 e inclui uma porta para acesso ao espaço de trabalho, painéis de protecção em Policarbonato na parte superior da máquina, permitindo uma boa visibilidade do processo, e painéis em Polipropileno na parte inferior.

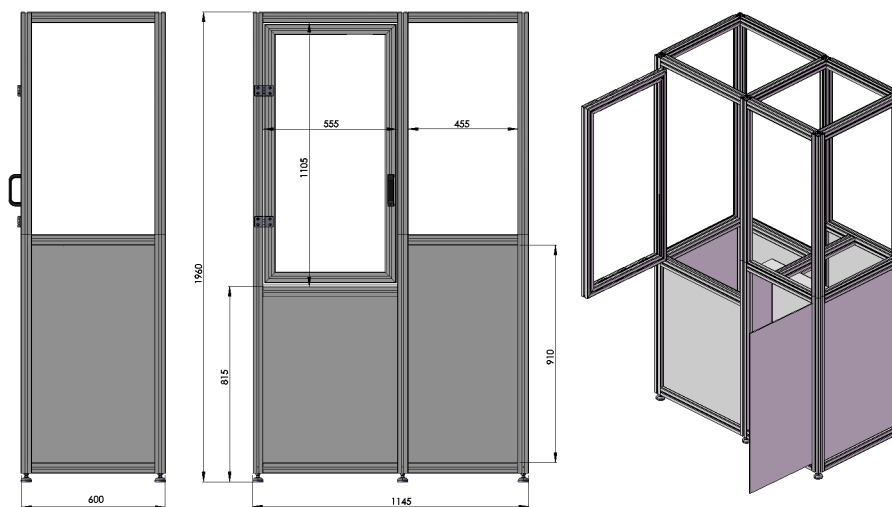


Figura 4.41 – Estrutura do equipamento.

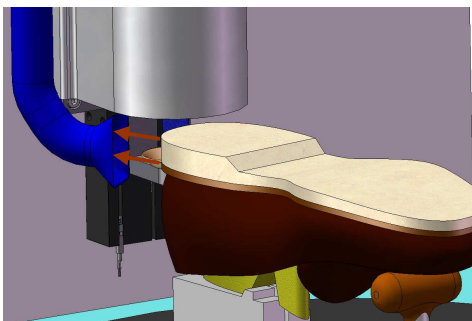
Foi também previsto um local para a instalação do quadro eléctrico, localizado ao lado da porta de acesso, como se pode ver na Figura 4.41.

### **4.3.5 Sistema de aspiração de resíduos e extracção de fumos**

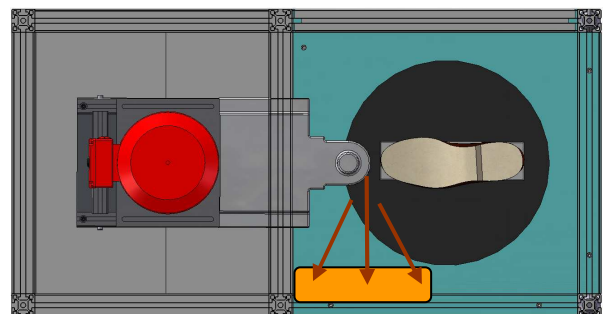
Um sistema de aspiração é essencial em equipamentos cujo funcionamento envolve a geração de resíduos, na medida em que estes resíduos se podem instalar em zonas sensíveis do equipamento, podendo provocar um mau funcionamento deste, ou até mesmo por razões de saúde dos operadores. Uma vez que muitas empresas possuem sistemas centralizados de aspiração, este trabalho não abordou o estudo de um sistema dedicado a este fim.

No entanto, podem ser apontados os locais mais indicados para a colocação dos bocais. Deve existir um primeiro local de aspiração de pequenas dimensões junto da ferramenta de corte para captar uma parte dos resíduos do processo (Figura 4.42.a). Deve também existir um segundo bocal de dimensões mais generosas na trajectória dos resíduos. Partindo do princípio de que a trajectória dos resíduos será tangencial à ferramenta no ponto em que é feito o corte, o bocal deverá ser colocado no lado oposto à porta, indicado na Figura 4.42.b. Deve também ser considerada a inclusão de sistemas para uma rápida limpeza da máquina como, por exemplo, uma pistola de ar comprimido.

O sobreaquecimento do material devido a velocidades de corte demasiado elevadas provoca a emissão de fumos que podem representar uma séria ameaça à saúde do operador, pelo que pode ser necessário instalar um sistema de extracção de fumos sobre o espaço de trabalho. No processo em causa, parte-se do princípio de que o sobreaquecimento da superfície compromete o acabamento superficial da sola do sapato, pelo que antes de mais este deve ser evitado. Assim, o estudo experimental do processo de corte de solas de sapatos, sugerido como trabalho futuro, deve também abordar a verificação da emissão de fumos a fim de concluir quanto à necessidade de um sistema para a sua extracção.



a)



b)

Figura 4.42 – Locais de aspiração: a) junto à ferramenta; b) na trajectória dos resíduos.

#### **4.4 Projecto de sistemas de accionamento e controlo**

A solução adoptada para o accionamento dos movimentos do sistema de acabamento de solas de sapatos combina sistemas pneumáticos e sistemas eléctricos.

O sistema de accionamento pneumático é responsável pelos movimentos lineares de posicionamento da ferramenta de corte relativamente à sola do sapato. Estes movimentos são controlados em força, de forma a garantir o contacto permanente do apalpador com o sapato.

Os sistemas de accionamento eléctricos são responsáveis pelo movimento rotativo da mesa que suporta o sapato, controlado em velocidade, e pelo controlo da posição angular da mesa porta-ferramenta em função da posição angular do sapato. A ferramenta de corte é também accionada por um motor eléctrico, a velocidade constante.

##### **4.4.1 Sistema pneumático**

O sistema pneumático, de accionamento dos movimentos lineares de posicionamento da ferramenta de corte relativamente à sola do sapato, deve ser capaz de garantir quatro modos de funcionamento independentes aos seus dois actuadores: avanço, recuo, trabalho e paragem.

Os movimentos de avanço e recuo dos cilindros devem ser feitos com velocidade reduzida, a fim de atenuar forças de impacto, sendo que o avanço do cilindro horizontal deve também ser feito com força reduzida. Em trabalho, os cilindros devem aplicar uma força constante, sendo alimentados em pressão diferencial constante. Quando em modo de paragem, quer seja em paragem normal ou em estado de emergência, o cilindro horizontal deve ficar livre, sendo possível movê-lo manualmente e com força reduzida e o cilindro vertical deve parar na vizinhança da sua última posição, de forma a evitar estragos no sapato.

O estudo destes requisitos possibilitou o desenho do circuito apresentado na Figura 4.43.

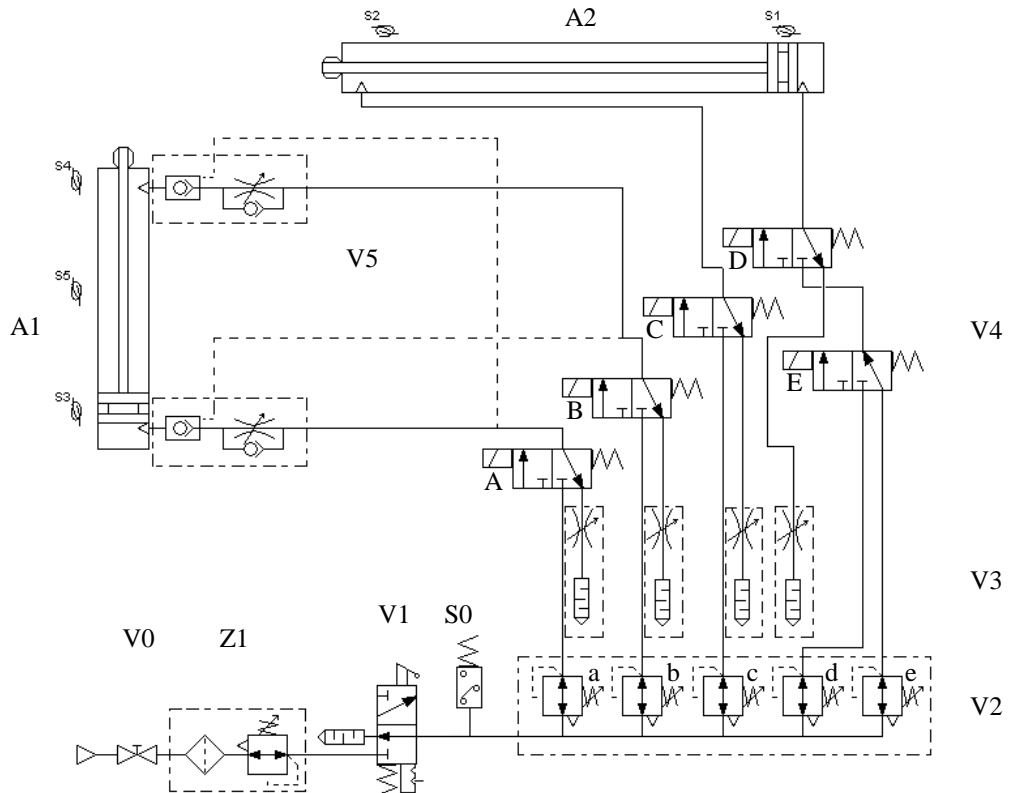


Figura 4.43 – Circuito Pneumático.

Tabela 4.5 – Identificação dos elementos pneumáticos.

Nº	Descrição	Qty.	Referência
Z1	Filtro Regulador	1	SMC AW20-F02BG-2
S0	Pressostato	1	SMC IS1000E-20F02
V0	Válvula de fecho	1	
V1	Válvula de descarga	1	SMC VHS20F02RZ
V2	Válvulas reguladoras de pressão de 3 orifícios, ajustáveis	4	SMC ARM5AA1-407-A
V3	Válvulas reguladoras de caudal, ajustáveis, com silenciador	4	SMC ASN2-01
V4	Válvulas direccionais 3/2, normalmente fechadas	4	SMC V124
V5	Controlador de velocidade com válvula de retenção pilotada <sup>7</sup>	2	SMC ASP330F-01-06S
A1	Actuador pneumático de baixo atrito	1	SMC CDUX-20-40
A2	Actuador pneumático de baixo atrito	1	SMC CM2X-20-200
S3,4,5	Sensores de proximidade magnéticos para cilindro	3	D-A93

<sup>7</sup> O Controlador de velocidade com válvula de retenção pilotada é usado apenas pela sua componente de retenção pilotada, por não existir uma válvula apenas com essa função no fabricante SMC. Desta forma, para ter o comportamento desejado, a componente de regulação de caudal deve estar completamente aberta.

### ***Controlo de força em pressão diferencial***

O funcionamento em trabalho é feito com as quatro válvulas direccionais actuadas, resultando num controlo de força em pressão diferencial. A força de encosto é definida manualmente pelo operador, regulando a pressão de cada câmara através da válvula reguladora de pressão correspondente. O funcionamento em pressão diferencial permite usar um cilindro de maior dimensão e pressões mais elevadas, permitindo um ajuste mais fino da força aplicada em trabalho e diferentes forças para os diferentes modos de funcionamento.

### ***Paragem***

A paragem dos cilindros, quer seja em funcionamento normal ou no caso de o sistema entrar em estado de emergência, é feita comutando as válvulas direccionais para a posição de escape. Este procedimento permite que o cilindro horizontal fique livre, através da depressurização das suas câmaras, e que o cilindro vertical permaneça na vizinhança da cota a que estava, devido à obturação das suas câmaras.

Do ponto de vista da segurança, o circuito possui uma válvula de descarga manual para eliminar pressões residuais existentes quando o circuito está desligado. Porém, a pressão contida no cilindro vertical não é eliminada. Quando o sistema se encontra em funcionamento, em caso de falha de pressão no circuito, o sinal do pressostato é utilizado para forçar a paragem do sistema.

Existem no entanto alguns pontos em que este circuito pode necessitar de ajustes:

- As válvulas de retenção pilotadas podem apresentar um comportamento defeituoso no caso de haver pressões residuais nas suas linhas de pilotagem, devido à presença das válvulas reductoras de caudal. Em alternativa, pode ser usada uma válvula direccional 2/2 de assento axial actuada por solenoide, para garantir a obturação de cada saída do cilindro vertical.
- A histerese das válvulas reguladoras de pressão não é conhecida para as condições de funcionamento pretendidas. No caso de não ser compatível com o desempenho pretendido, será necessário procurar uma solução alternativa ou complementar a estas válvulas.

### **Seleção de actuadores**

Pelas razões já apontadas nas secções anteriores, o baixo atrito foi uma preocupação no projecto dos movimentos lineares e, por consequência, também na selecção dos actuadores pneumáticos. As forças e cursos exigidos foram factores igualmente importantes.

Para o cilindro horizontal é necessário um curso de 200 mm. Foi feito um estudo<sup>8</sup> para estimar um perfil de velocidades próximo daquele que é esperado. A Figura 4.44 apresenta os dois perfis de velocidades extremos, para os tamanhos 35 e 49. É possível verificar que a velocidade máxima do cilindro é de aproximadamente 55 mm/s.

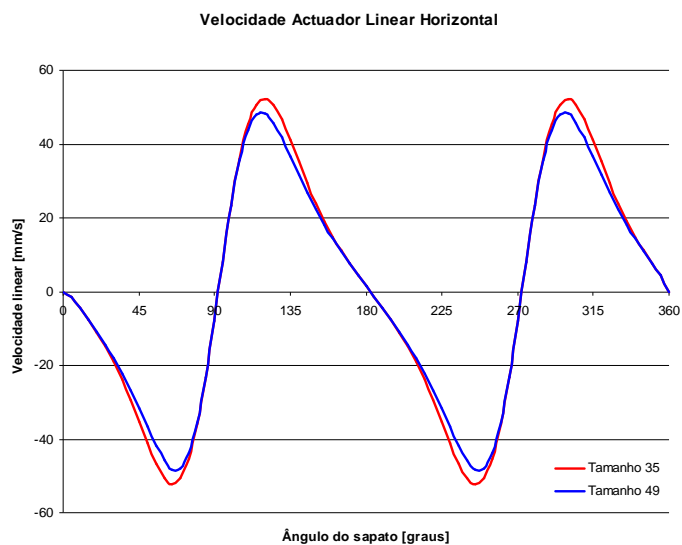


Figura 4.44 – Perfis de velocidades do cilindro horizontal para os tamanhos extremos.

Foi escolhido um cilindro de baixo atrito para operar a baixa velocidade, do fabricante SMC, com as seguintes características principais:

- Curso de 200 mm;
- Diâmetro do êmbolo: 20 mm;
- Velocidade de funcionamento: entre 0,5 e 300 mm/s;
- Pressão de funcionamento: de 0,25 a 10 bar.

---

<sup>8</sup> Ver cálculos em Anexo A.



Figura 4.45 – Actuador linear de baixa velocidade SMC CM2X.

No caso do actuador vertical, o curso necessário é pequeno (menor do que 20 mm) e a velocidade a que se irá mover é muito baixa. Este actuador tem a necessidade de exercer uma força que garanta, por um lado, a sustentação da árvore da ferramenta e, por outro, o encosto do apalpador à sola do sapato, sendo esta força da ordem dos 5 kgf. Assim, foi escolhido um cilindro de baixo atrito e para funcionamento a baixas velocidades, do mesmo fabricante e com as seguintes características principais:

- Curso: 40 mm;
- Diâmetro do êmbolo: 20 mm;
- Velocidade de funcionamento: entre 0,5 e 300 mm/s;
- Pressão de funcionamento: de 0,5 a 7 bar.

Este actuador tem um corpo que possibilita uma montagem simples e compacta dos sensores assim como do próprio actuador, dispensando acessórios de fixação.

O curso escolhido é superior ao necessário, por uma questão de capacidade de adaptação a outros modelos de sapatos ou condições de funcionamento.



Figura 4.46 – Actuador linear de baixa velocidade CUX.

### ***Outros componentes do circuito pneumático***

O sistema não requer caudais ou pressões muito elevadas. A própria dinâmica de comutação das válvulas não é também um factor crítico. Pela velocidade máxima do cilindro horizontal, podemos calcular o seu consumo máximo em 1 l/min. Assim, a selecção dos restantes componentes não apresenta dificuldades dignas de referência.

### ***Pressões de funcionamento***

Como foi já referido, o cilindro vertical deve realizar uma força da ordem dos 5 kgf, enquanto que o cilindro horizontal deve produzir uma força de encosto de 2 kgf. Assim, a Tabela 4.6 apresenta as pressões para cada modo de funcionamento e as suas forças resultantes, sendo de sinal negativo quando se afastam do sapato. São também indicadas as válvulas reguladoras nas quais essas pressões devem ser reguladas, assim como as válvulas direccionais a actuar em cada modo de funcionamento.

Tabela 4.6 – Pressões e forças de funcionamento do sistema pneumático.

	Modo de funcionamento	Câmara principal [bar]	Válvula de regulação	Câmara secundária [bar]	Válvula de regulação	Força Resultante [N]	Válvulas direccionais actuadas
Cilindro horizontal	Avanço	0,5	e	-	-	15	D
	Recuo	-		3,63	c	-96	C
	Trabalho	4	d	3,63	c	30	D+C
	Paragem	-	-	-	-	-	-
Cilindro vertical	Avanço	4	a	-		125	A
	Recuo	-		2,9	b	-76	B
	Trabalho	4	a	2,9	b	50	A+B
	Paragem	-	-	-	-	-	-

#### **4.4.2 Sistemas eléctricos**

Os sistemas de accionamento eléctricos considerados para o sistema de acabamento de solas de sapatos são responsáveis pelos movimentos angulares do sapato, da mesa porta-ferramenta e da própria ferramenta de corte.

##### ***Accionamento da ferramenta de corte***

O accionamento da ferramenta de corte deve ser capaz de garantir os parâmetros de velocidade e potência exigidos pelo processo de corte, 16.000 rpm e 1,4kW respectivamente, estimados na secção ***Processo de acabamento***, funcionando num ciclo de trabalho de 50%.

A primeira aproximação ao problema passou pela utilização de um motor de elevada velocidade, específico para operações de maquinagem e com ataque directo à ferramenta de corte. Esta seria uma solução dispendiosa e exigente, no que toca ao seu arrefecimento e ciclos de trabalho.

Foi traçado um outro caminho, com o objectivo de uniformizar as tecnologias dos vários accionamentos, através da selecção de um motor eléctrico de indução trifásico SEW DFT90L2. Este motor, de dois pólos, possui uma velocidade nominal de 3.000 rpm, podendo ser alimentado a uma frequência aproximada de 67 Hz, para uma velocidade 4.000 rpm que, com uma multiplicação 1:4 feita por correia perfaz a velocidade exigida pelo processo, 16.000 rpm.

Características principais do motor DFT90L2:

- Velocidade nominal: 3.000 rpm;
- Potência nominal: 2,2 kW;
- Binário nominal: 7,5 Nm;
- Massa: 18 kg.

Este motor é controlado em velocidade constante por um variador de frequência, de referência ***MOVIDRIVE B MDX61B0015***, que, por sua vez, é controlado por um autómato através das suas entradas binárias.

### ***Transmissão por Correia***

A transmissão do movimento do motor para a ferramenta é feita através de uma correia (Figura 4.47). Esta opção permite operar a velocidades elevadas, com ruído reduzido.

Os factores a ter em consideração na selecção de uma correia são a sua velocidade periférica, potência a transmitir, distância entre polias e o diâmetro destas. A correia a seleccionar deve ser capaz de transmitir uma potência de 2,2 kW com uma distância entre eixos de 350 mm. A polia mais pequena tem 40 mm de diâmetro e roda a uma velocidade de 16.000 rpm, a polia maior roda a 4000 rpm. Com base nestes factores, foi seleccionada uma correia estriada, com quatro estrias, de referência SIT 4PJ1041, ligada a duas polias em aço de referência 4 PJ 160-TL2517 (do lado do motor) e 4 PJ 40 (do lado da ferramenta).

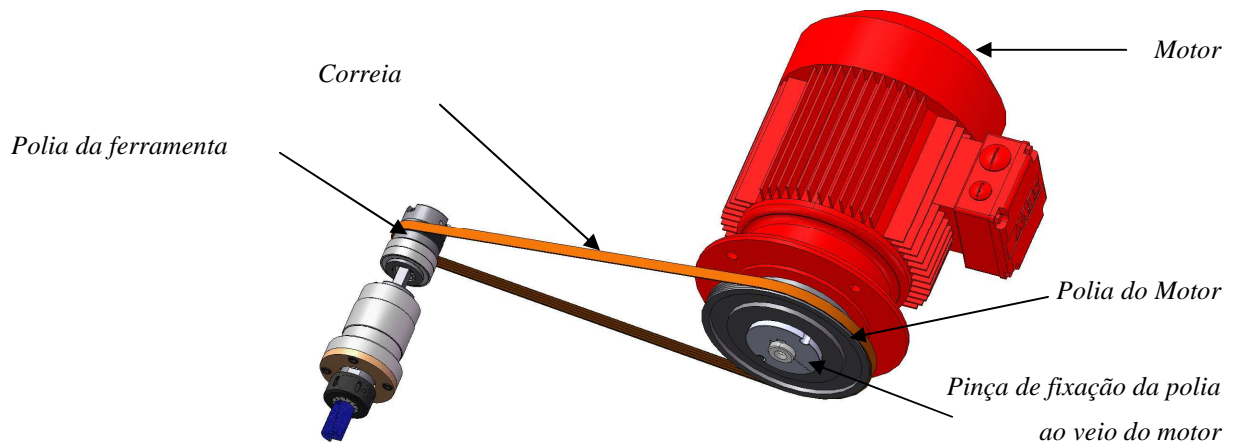


Figura 4.47 – Transmissão de potência do motor à ferramenta de corte, por correia.

De forma a garantir a transmissão de potência, dado que esta se faz por atrito entre a correia e as polias, é necessário garantir que esta trabalha sempre sob uma determinada tensão. Esta tensão é dada através do ajuste da posição do eixo do motor, que ataca directamente a polia, conforme foi apresentado na secção de projecto mecânico, mantendo-a próxima de 142 N quando nova, e 96 N após algum uso.

### ***Accionamento do eixo do sapato***

A solução de accionamento do eixo do sapato deve garantir um movimento contínuo de rotação do sapato com velocidade variável, de acordo com um perfil de velocidades que é função do tamanho do sapato a processar. A solução deve, portanto, permitir a programação de tantos perfis de velocidades quantas as gamas de tamanhos.

A velocidade máxima estimada para este eixo é de 15 rpm, conforme cálculos apresentados no Anexo A. Tendo presente que a força de corte estimada é de 66 N, e considerando a força de encosto de 2 kgf, o máximo binário resistente ao movimento de rotação do sapato é de aproximadamente 12 Nm, para o maior sapato admissível.

Face às dimensões da mesa e ao binário resistente introduzido pelas forças de corte e forças de encosto, foi seleccionado um moto-redutor de indução trifásico do fabricante *SEW*, de referência *RF17-DR63S4*, com as seguintes características:

- Potência: 120 W;
- Relação de transmissão: 70,39;
- Velocidade de saída: 21 rpm;
- Binário de saída: 58 Nm;
- Massa do conjunto: 7,5 kg.

Convém referir que o redutor possui uma construção especial para redução de folgas.

Esta solução é dotada de um *encoder* para a medição da posição angular do veio do motor. Este destina-se à realimentação da sua posição ao variador de frequência, assim como fornecer essa informação ao eixo de rotação da mesa porta-ferramenta, possibilitando a sincronização entre os dois eixos.

Este moto-redutor é controlado em velocidade por um variador de frequência *MOVIDRIVE B MDX61B0005*, com capacidade para programação de várias curvas de velocidade. Este variador é, por sua vez, controlado por um autómato através de uma comunicação RS-485.

As curvas de velocidade são introduzidas no variador como uma lista de pontos (Figura 4.48).

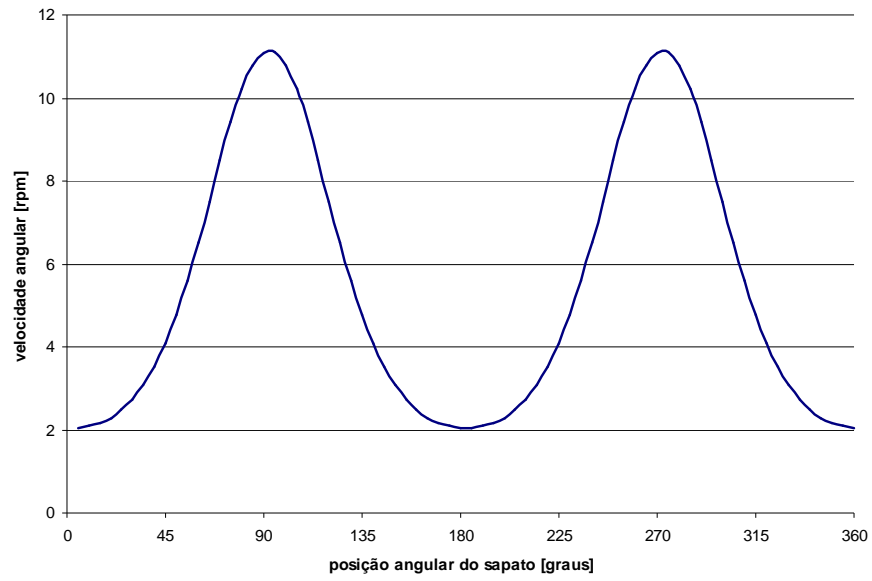


Figura 4.48 – Perfil de velocidade angular do movimento do sapato, para um tamanho 40.

### ***Accionamento do movimento angular da mesa porta-ferramenta***

A solução de arquitectura seleccionada para o equipamento implica que o movimento de rotação da mesa porta-ferramenta seja controlado em posição, sendo esta função da posição angular do sapato.

Uma primeira solução seria a transmissão do movimento do eixo do sapato ao eixo da mesa porta-ferramenta através de uma came mecânica (Figura 4.49). Seria uma solução “simples”, podendo ser adaptável a diferentes tamanhos de sapatos apenas através de um ajuste de escala. No entanto, o processamento de diferentes modelos de sapatos poderia implicar a mudança de elementos da came.

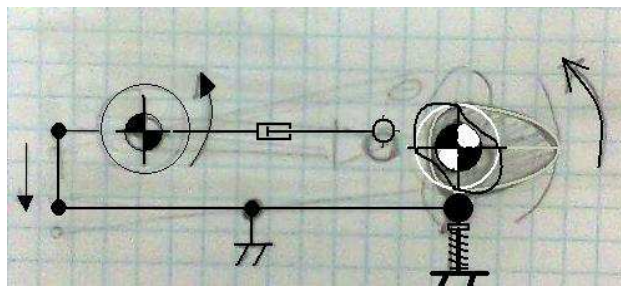


Figura 4.49 – Came mecânica de accionamento e sincronização dos movimentos rotativos.

Apesar de ser uma solução válida, foi descartada em benefício de uma solução com um princípio equivalente mas tecnologicamente mais avançada. Assim, este eixo é accionado por um motor eléctrico de indução trifásico, sincronizado com o movimento do sapato por via electrónica.

A amplitude máxima deste movimento é de  $30^\circ$  ( $\pm 15^\circ$  relativamente à posição inicial), sendo a sua velocidade máxima da ordem das 5 rpm e a sua aceleração máxima de  $0,8 \text{ rad/s}^2$ . O binário resistente máximo que o processo pode provocar neste eixo é de 26,5 Nm e o momento de inércia máximo deste eixo é de  $1,21 \text{ kg.m}^2$  (com o braço totalmente avançado).

Com base nos dados apresentados, foi seleccionado um Moto-reductor de indução trifásico de veios paralelos, do fabricante SEW, com a referência FAF37RR17DR63S4, com as seguintes características principais:

- Potência: 120 W;
- Relação de transmissão: 278
- Velocidade de saída: 5 rpm;

- Binário de saída: 192 Nm;
- Massa do conjunto: 22 kg.

O redutor possui uma montagem especial para garantir uma folga angular reduzida. Esta característica é importante na medida em que o veio de saída do redutor vai usar apenas oito por cento do seu perímetro, propiciando o aparecimento de folgas.

O motor possui também um *encoder* para a realimentação da sua posição angular no variador de frequência.

Este moto-redutor é controlado em posição por um variador de frequência *MOVIDRIVE B MDX61B0005*, em função da posição do eixo do sapato, recorrendo a uma aplicação tecnológica denominada de *Came Electrónica*. À semelhança do que acontece no accionamento do eixo de rotação do sapato, este variador é controlado por um autómato, através de uma comunicação RS-485.

Para a programação da *Came Electrónica* é necessário gerar e introduzir no variador do eixo escravo (o eixo da mesa porta-ferramenta) uma curva de pontos que representa a posição deste eixo em função da posição de um eixo mestre (o eixo do sapato). Na Figura 4.50 representa-se um exemplo de ciclo de funcionamento para a sincronização de dois eixos.

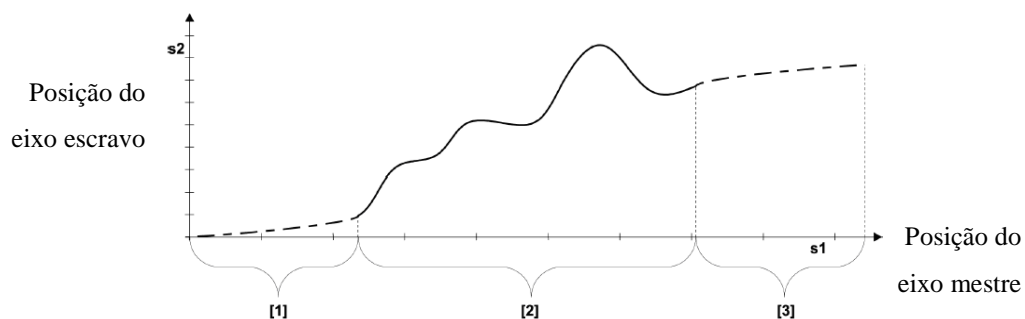


Figura 4.50 – Perfil da came electrónica.

Um ciclo de funcionamento pode incluir três etapas: arranque, curva principal e paragem.

A fase de arranque [1] permite ao eixo escravo uma sincronização mais suave com o eixo mestre. O ciclo de arranque consiste numa curva com 256 pontos. Se desejado, é possível prescindir deste ciclo.

Na fase da curva principal, ou de sincronização [2] o eixo escravo segue o eixo mestre de acordo com os pontos da curva programada. O ciclo será repetido até haver uma ordem de

paragem. A curva principal programada pode ter 256 pontos ou 512 pontos, no caso de se dispensar a curva de arranque.

A fase de paragem [3] permite abandonar a curva principal numa posição particular. Após completar esta fase, o eixo escravo deixa de seguir a posição do eixo mestre.

O arranque pode ser feito de três formas: através da mudança de uma entrada binária no variador com ou sem temporização, ou manualmente através de uma consola. No presente caso, considera-se mais adequada a activação do ciclo através da mudança da entrada binária no variador, sem temporização (Figura 4.51).

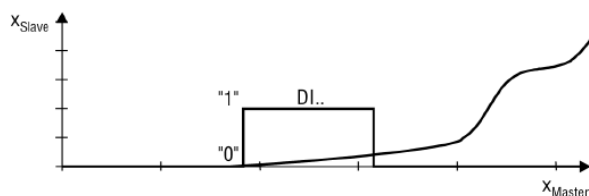


Figura 4.51 – Arranque do ciclo através da mudança de uma entrada binária.

A paragem, ou fim da sincronização, pode ser feita por várias formas: manualmente, automaticamente ao fim de um número de ciclos pré-determinado ou através da mudança de uma entrada binária no controlador. Para o funcionamento desejado do equipamento, o modo mais adequado para a paragem é após um único ciclo de funcionamento.

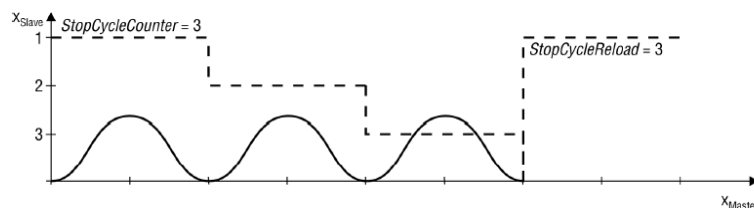


Figura 4.52 – Paragem após um determinado número de ciclos.

A programação do sistema é feita a partir de um computador, recorrendo ao *Software* do fabricante *SEW*, *MoviTools*, e permite a construção de curvas por junção de blocos de vários tipos: linear, seno, polinomial, parábola, importação de valores, entre outros. Uma vez que na secção *Definição de trajectória* foi identificada uma função sinusoidal para a sincronização entre os dois movimentos rotativos, o modo de *seno* é o mais interessante. Pode assim ser inserida a curva já apresentada na referida secção:

$$\alpha = T \cdot \sin(2 \cdot \theta)$$

Sendo:

$\alpha$  : posição angular do eixo escravo [graus];

$\theta$  : posição angular do eixo mestre [graus];

T : parâmetro dependente do tamanho do sapato [graus].

A aplicação permite programar até um máximo de 6 curvas. No entanto, no presente caso revela-se mais interessante a opção de programar uma curva, juntamente com vários factores de escala, podendo estes ser seleccionados em função da informação dada pelo automático.

Os parâmetros T são inseridos no variador de frequência, como factores de escala para a curva de sincronização. A Tabela 4.7 apresenta o valor dos parâmetros T em função do programa de funcionamento do sistema, assim como os tamanhos de sapatos abrangidos por cada programa.

Tabela 4.7 – Valor de T em função do programa de funcionamento e tamanhos abrangidos.

Programa	Tamanhos			T <sup>9</sup>
1	35	36	37	10,3
2	38	39	40	11,1
3	41	42	43	12,2
4	44	45	46	13,0
5	47	48	49	13,8

A ligação entre os variadores é feita ao nível das suas portas X14, através de um cabo cujo esquema de ligação é apresentado na Figura 4.53.

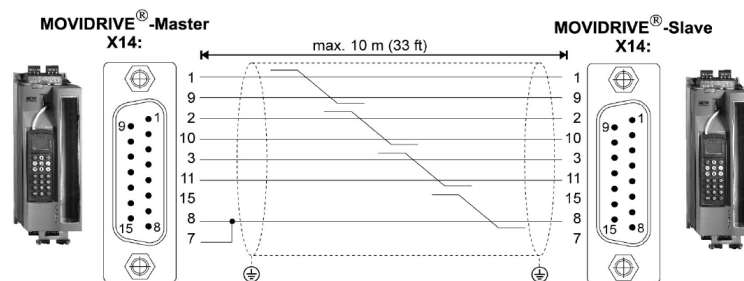


Figura 4.53 – Ligação entre os variadores mestre e escravo.

<sup>9</sup> Os parâmetros T apresentados relacionam as posições dos veios de saída dos moto-redutores. Uma vez que os *encoders* se localizam nos veios dos motores, os parâmetros T devem ser modificados de modo a relacionar as posições desses veios.

### **4.4.3 Sistema de controlo**

O sistema de controlo do equipamento deve ser capaz de garantir o seu bom funcionamento, baseando-se na informação proveniente dos seus sensores e das ordens dadas pelo operador. Deve, para isso, apresentar uma interface amigável e intuitiva ao operador e possuir um sistema de sensorização completo e eficiente.

O sistema deve fazer a selecção automática dos parâmetros de funcionamento da máquina em função do tamanho do sapato seleccionado pelo operador.

O sistema de controlo deve, acima de tudo, garantir a segurança de operadores e equipamento, respeitando as normas vigentes.

Para a implementação do sistema de controlo, adoptou-se uma arquitectura de controlo distribuído baseada em autómato programável e variadores de frequência (Figura 4.54).

Será, portanto, necessária a comunicação entre o *PLC* e os variadores de frequência, podendo ser utilizada uma conexão RS-485. Dado que os *PLC* da gama seleccionada, Siemens S7-200, não permitem comunicações multiponto (*MPI*) como mestres, e a gama superior acarreta uma subida no custo, é condição necessária que este possua duas portas RS-485. Assim, foi seleccionado um *PLC*, Siemens Simatic S7-200, CPU 226, com as principais características:

- CPU com 24 entradas e 16 saídas digitais;
- Até 7 módulos de expansão para um máximo de 256 entradas/saídas;
- 2 portas RS-485;
- Corrente máxima por saída: 750 mA;
- Consumo por entrada: 2,5 mA;
- Alimentação 24 VDC.

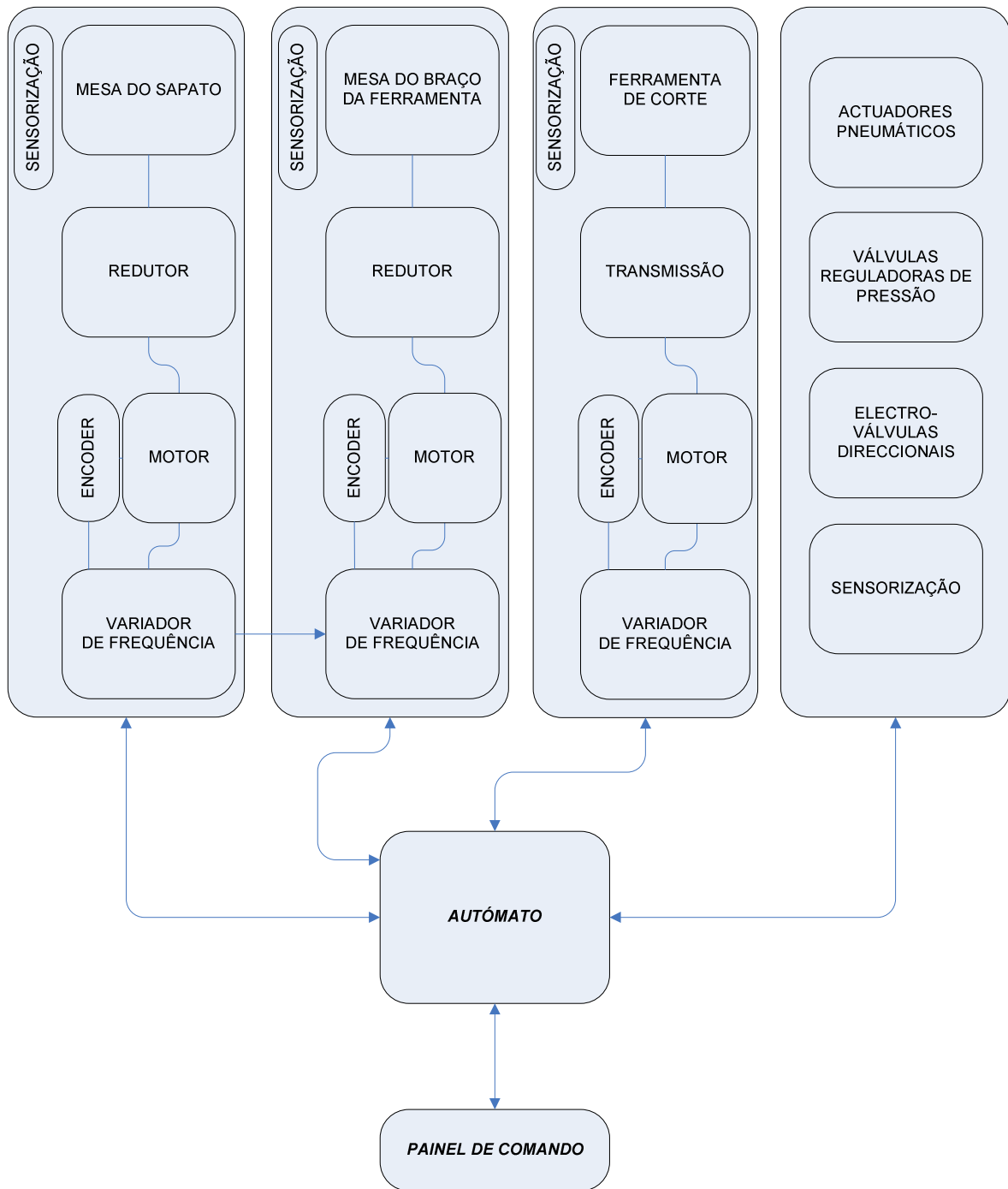


Figura 4.54 – Arquitectura de controlo distribuído.

#### **4.4.4 Sequência de funcionamento do equipamento**

A sequência de funcionamento do equipamento envolve os seguintes passos:

Com a máquina em espera, o operador abre a porta de acesso ao plano de trabalho, coloca um sapato e fecha a porta. Se o tamanho do sapato for diferente do anterior, o operador deve seleccionar o programa adequado. O operador dá então a ordem de arranque ao sistema, premindo um botão.

O sistema pneumático faz o posicionamento inicial semi-automático da ferramenta de corte junto ao ponto de partida. O cilindro vertical é automaticamente movido até à periferia da altura da sola, definida por um sensor magnético de posição ajustável ao longo do cilindro. O cilindro horizontal deve então avançar até encostar ao sapato.

O operador, por inspecção visual, valida o posicionamento actuando um botão; caso contrário, se verificar alguma anomalia no posicionamento da ferramenta de corte, deve alterar o modo de posicionamento do sistema para manual, abrir a porta e corrigir manualmente o posicionamento, pelo que os cilindros devem estar em estado semi-livre<sup>10</sup>. Esta etapa inicial de posicionamento da ferramenta de corte pode ser logo realizada manualmente se o operador assim o entender. Estando a ferramenta posicionada correctamente, o operador deve fechar a porta e validar o posicionamento carregando no botão de validação

A validação do posicionamento dá origem ao funcionamento automático do processo de acabamento de solas. É accionada a ferramenta de corte e em seguida é dada ordem aos motores para iniciar o seu ciclo de trabalho, que se estima de duração próxima de 15 segundos.

Findo o ciclo de trabalho, os motores de movimentação são inibidos, assim como o da ferramenta e o operador pode então voltar a abrir a porta e trocar o sapato, repetindo a sequência.

---

<sup>10</sup> O estado semi-livre dos cilindros pneumáticos é caracterizado pela despressurização das câmaras do cilindro horizontal, colocando-o num estado livre, e a pressurização das câmaras do cilindro vertical, colocando-o no estado de trabalho. Este procedimento permite sendo possível movê-los manualmente, com força reduzida. De notar que a despressurização das câmaras do cilindro vertical coloca-o num estado de imobilização, pela obturação das saídas.

#### **4.4.5 Sistemas de comando**

A interface homem – máquina para o comando do sistema deve incluir:

##### ***Botão de arranque***

Com a finalidade de dar início ao ciclo de funcionamento da máquina.

##### ***Botão de reinício***

Para restabelecer o funcionamento do sistema após paragem de emergência.

##### ***Meio de selecção do programa correspondente ao tamanho do sapato a processar***

É utilizado um selector de 5 posições para seleccionar o programa correspondente ao tamanho do sapato a processar, conforme exposto na Tabela 4.7.

##### ***Botões para a fase de posicionamento da ferramenta.***

O funcionamento pretendido para o sistema requer três botões destinados à paragem do cilindro horizontal, validação do posicionamento e comutação de modo de posicionamento de semi-automático para totalmente manual.

##### ***Botão de Emergência***

Deve existir em local bem visível e acessível, um botão de emergência, para o operador provocar a entrada em estado de emergência.

##### ***Sinalização luminosa do estado do sistema***

O sistema deve conter um sinalizador luminoso que dê a conhecer ao operador em que estado se encontra o sistema. Este sinalizador deve ser de cor verde quando o sistema se encontra em espera, de cor amarela quando se encontra em trabalho, e de cor vermelha quando se encontra em estado de emergência.

Na Figura 4.55 é apresentada uma representação do painel de comando.

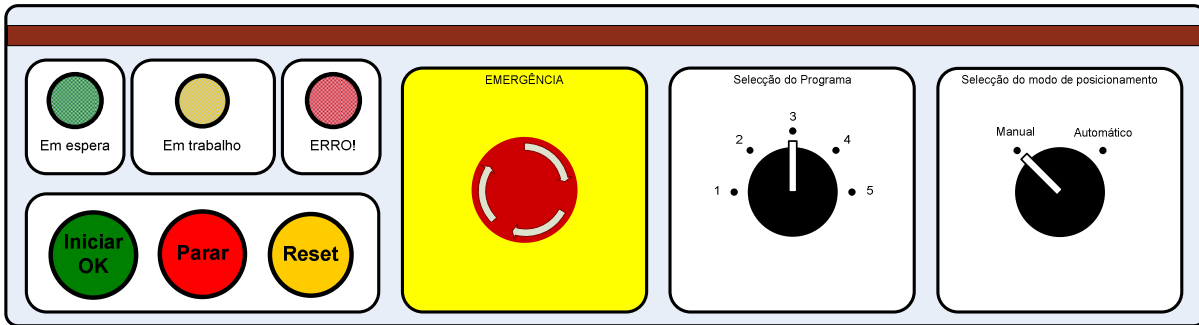


Figura 4.55 – Painel de comando.

### *Localização do painel de comando*

O painel de comando do equipamento deve localizar-se numa zona facilmente acessível ao operador. Desta forma, este localiza-se ao lado direito da porta de acesso ao espaço de trabalho, favorecendo os operários destros.

#### **4.4.6 Sensorização**

O sistema de sensorização é essencial para um sistema automático, na medida em que permite garantir o seu correcto funcionamento assim como a segurança de pessoas e equipamento.

Nesta secção são apresentados os sensores seleccionados para o funcionamento do sistema.

##### ***Movimento linear vertical***

Uma vez que o êmbolo do actuador é magnético, foram adoptados três sensores magnéticos (Figura 4.56), dois deles nos fins de curso e o outro a meio curso. Estes sensores possuem uma forma cilíndrica, possibilitando a sua instalação nas ranhuras no actuador. A fixação é feita mediante o aperto de um parafuso.

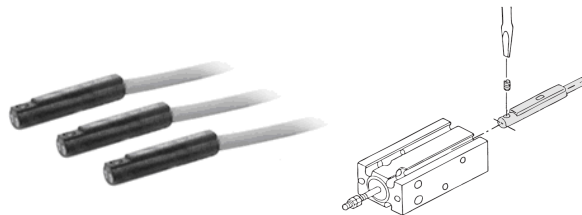


Figura 4.56 – Sensores D-A93 e montagem dos sensores no actuador.

##### ***Movimento linear da mesa porta-ferramenta***

Foi inicialmente pensada a montagem de dois fins de curso magnéticos no corpo do cilindro horizontal. No entanto, devido às suas dimensões, estes obrigariam a um maior trabalho de maquinagem do carro. Por este motivo, a escolha recaiu sobre a utilização de dois detectores mecânicos de fim de curso com rolete regulável (Figura 4.57), montados na lateral do carro.

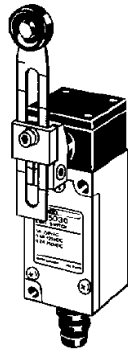


Figura 4.57 – Sensor de fim de curso *Omron HL 5030*.

### ***Movimento angular da mesa porta-ferramenta***

O movimento angular da mesa porta-ferramenta possui dois detectores de fim de curso mecânicos, idênticos aos referidos para o movimento linear, permitindo detectar um comportamento irregular. Este movimento tem uma amplitude máxima inferior a 15°, relativamente à sua posição central, pelo que os detectores são colocados para um limite de 20° para cada sentido de rotação.

Este movimento possui ainda um sensor indutivo na sua posição central, a fim de a detectar aquando do regresso ao estado inicial do sistema, após paragem de emergência.



Figura 4.58 – Sensor indutivo *Omron E2S-W2*.

### ***Movimento rotativo do sapato***

Este movimento possui um sensor indutivo, idêntico ao utilizado no movimento angular da mesa porta-ferramenta, para detecção da posição inicial da mesa.

### ***Porta***

A porta de acesso ao espaço de trabalho possui um detector mecânico, idêntico aos referidos para os dois movimentos da mesa porta-ferramenta, permitindo detectar a sua abertura ou fecho.

### ***Circuito pneumático***

Foi seleccionado um pressostato para detectar a presença de pressão no circuito pneumático (Figura 4.59). Este localiza-se à entrada do circuito pneumático, após a válvula de descarga, conforme foi visto na secção de pneumática.



Figura 4.59 – Pressostato SMC IS1000E.

### 4.4.7 Grafcet

Para a sequência de funcionamento pretendida (exposta no ponto 4.4.4) foram desenvolvidos os Grafcet de funcionamento do sistema apresentados na Figura 4.60.

A entrada em estado de emergência é provocada manualmente, através do botão de emergência, ou automaticamente nos seguintes casos:

- Erro no variador de frequência de qualquer um dos motores;
- Actuação de qualquer fim de curso, quando o sistema se encontra em modo de trabalho;
- Abertura da porta de acesso ao espaço de trabalho, quando o sistema se encontra em modo de trabalho;
- Falha de pressão no sistema pneumático, quando o sistema se encontra em modo de trabalho.

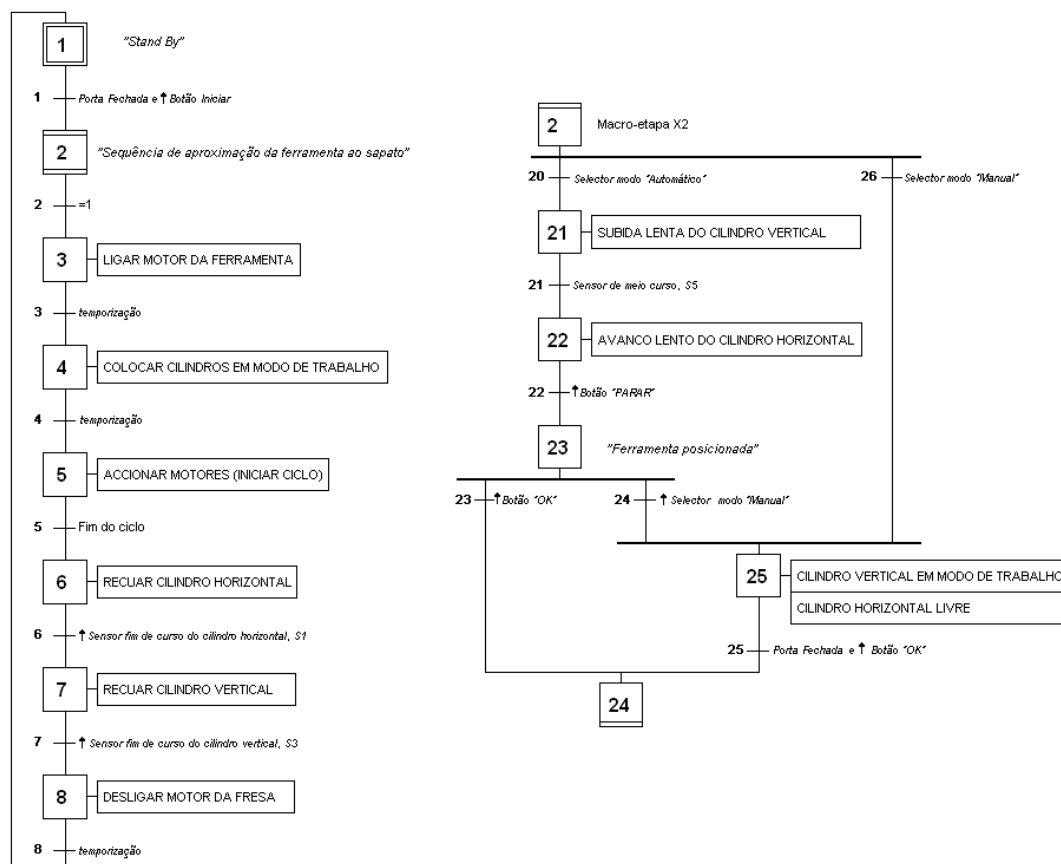


Figura 4.60 – Grafcet do funcionamento do sistema.

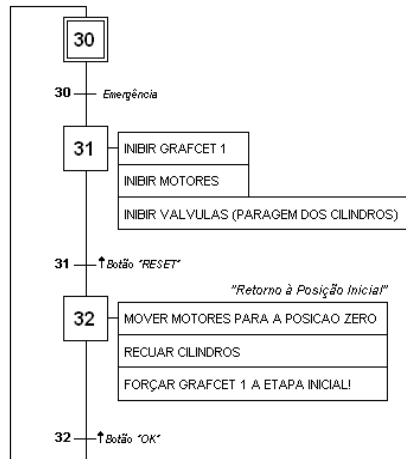


Figura 4.61 – Grafcet do estado de emergência do sistema.

O sinal de emergência, usado por uma questão de simplificação na transição 30, do Grafcet da Figura 4.61 circunscreve as seguintes situações:

- Actuação do Botão de Emergência, em qualquer etapa;
- Abertura da porta quando em funcionamento. Excepção para as etapas 1, 25 e 31;
- Actuação de qualquer fim de curso, nas etapas 4, 5, 21 e 22;
- Erro nos variadores;
- Falha de pressão detectada pelo pressostato, em trabalho.



## **5 . Conclusões e trabalhos futuros**

Este trabalho envolveu o estudo e desenvolvimento de uma solução para o acabamento de solas de sapatos para a indústria do calçado.

A pesquisa por equipamentos similares no mercado, assim como do processo de acabamento de solas de sapatos, revelou-se decepcionante, devido à escassez de resultados obtidos.

Foi analisado o processo de acabamento de solas e proposta a utilização de uma fresa a operar a alta velocidade.

Foi concebido um sistema com quatro graus de liberdade, dois lineares e dois rotativos, repartidos por diferentes eixos, de modo a garantir uma maior rigidez, assim como uma maior versatilidade para futuras evoluções, usando sempre que possível um controlo do tipo passivo, isto é, não servocontrolado, e tendo como principal objectivo poder ser utilizado e afinado por qualquer operador, independentemente da sua formação ou experiência.

Assim, a arquitectura do sistema requer que o sapato seja fixo a uma mesa que possui um movimento de rotação, ao mesmo tempo que a cabeça da ferramenta faz a aproximação ao bordo do sapato, em duas direcções perpendiculares, sendo uma delas dependente da orientação do sapato. De modo a garantir uma velocidade de avanço constante por parte da ferramenta de corte, a mesa de rotação do sapato é controlada em velocidade seguindo um perfil pré seleccionado em função do tamanho do sapato.

São utilizados motores eléctricos de indução para implementar os movimentos rotativos do eixo do sapato, da mesa da ferramenta e da ferramenta de corte, enquanto que os dois movimentos lineares da cabeça da ferramenta utilizam accionamentos pneumáticos.

A configuração do sistema permite que este seja facilmente ajustado para diferentes tamanhos, diferentes geometrias do contorno do sapato. A substituição da ferramenta de corte e do apalpador pode ser realizada de forma expedita, assim como o ajuste das pressões de funcionamento do circuito pneumático.

***Sugestão de trabalhos futuros***

Deve ser construído um protótipo do sistema, ou dos seus subconjuntos, a fim de validar o princípio de funcionamento adoptado.

A realização de um estudo experimental aprofundado sobre o processo de acabamento de solas de sapatos deverá ser levada a cabo com o objectivo de o validar e otimizar os seus parâmetros, assim como para averiguar a libertação de fumos da borracha.

Dever-se-á levar a cabo a concepção de um sistema automático de fixação de sapatos e de alimentação da máquina, assim como a melhoria da eficiência do pré-posicionamento da ferramenta.

## **6 . Bibliografia**

- APICCAPS – *Indústria do Calçado - Plano Estratégico 2007-2013*. 2007.
- Marques, W. – *Sector do calçado - Comércio Internacional* – Boletim Mensal do Comércio Internacional, do Ministério da Economia e da Inovação, Abril de 2006.
- [Shih, et al.] Shih, A. J., Lewis, M. A., Strenkowski, J. S. – *End Milling of Elastomers - Fixture Design and Tool Effectiveness for Material Removal*. ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, Vol. 126, No. 1, pp. 115-123, 2004.
- Shih, A. J., Lewis, M. A., Luo, J., Strenkowski, J. S. – *Chip Morphology and Forces in End Milling of Elastomers*, ASME Journal of Manufacturing Science and Engineering, 2004.
- Gerling, H. – *À volta da máquina-ferramenta: um estudo técnico*. Torres, 1967.
- Derby, S. J. – *Design of automatic machinery*. Marcel Dekker, cop. 2005.
- Morais, J. M. S. – *Desenho técnico básico 3*. 23ª ed, Porto Editora.
- Ferraresi, D. – *Usinagem dos metais*. Editora Edgard Blucher, cop. 1995.
- Niemann, G. – *Elementos de máquinas*. Editora Edgard Blucher, 1996.
- SEW – *Gearmotors – Catalog*. SEW, 2006.
- SEW – *MoviDrive MDX60B/61B – System Manual*. SEW, 2008.
- SEW – *MoviDrive Electronic Cam – Manual*. SEW, 2004.
- Sítios de patentes:
  - [www.freepatentsonline.com](http://www.freepatentsonline.com)
  - [www.patentstorm.us](http://www.patentstorm.us)

## *Bibliografia*

## **Anexos**



## **Anexo A – Cálculo de trajectória elíptica**

Uma forma elíptica roda em torno do seu centro geométrico  $O(0,0)$ , com velocidade angular variável. Pretende-se definir a direcção normal ao contorno da elipse que passa num ponto A, fixo a uma distância  $l$  do ponto central da elipse, em cada momento (Figura A.1).

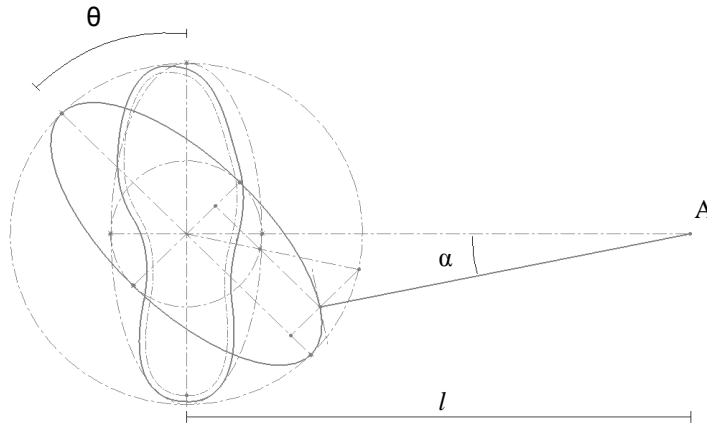


Figura A.1 – Desenho esquemático do problema.

A forma paramétrica de uma Elipse, com centro em  $O(0,0)$ , pode ser definida como representado na Figura A.2.

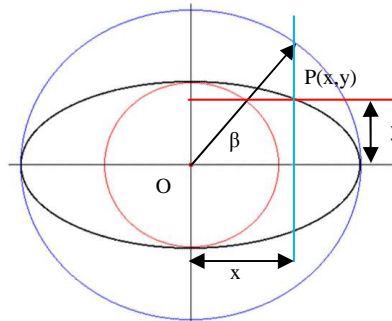


Figura A.2 – Elipse.

$$\left\{ \begin{array}{l} x = a \cdot \cos\beta \\ y = b \cdot \sin\beta \end{array} \right. \quad \begin{array}{l} \text{(A.1)} \\ \text{(A.2)} \end{array}$$

Onde:

a: raio da circunferência que contém a elipse;

b: raio da circunferência contida pela elipse;

$\beta$ : parâmetro utilizado para definir um ponto da elipse.

## Anexo A – Cálculo de trajetória elíptica

Partindo das equações (A.1) e (A.2), é possível obter a forma paramétrica de uma Elipse com centro em  $O(0,0)$  rodada de um ângulo  $\theta$ , representada na Figura A.3:

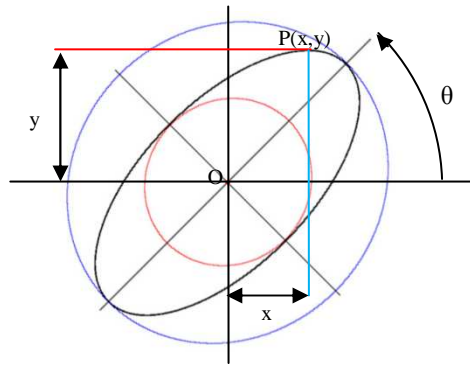


Figura A.3 – Elipse rodada por um ângulo  $\theta$ .

$$\begin{cases} x = a \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta & (A.3) \\ y = b \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + a \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta & (A.4) \end{cases}$$

Onde:

a: raio da circunferência que contém a elipse;

b: raio da circunferência contida pela elipse;

$\beta$ : parâmetro utilizado para definir um ponto da elipse;

$\theta$ : ângulo de rotação da elipse.

O declive da recta tangente a uma curva definida por equações paramétricas, num determinado ponto, é dado por:

$$m_T = \frac{dy}{dx} = \frac{dy/d\beta}{dx/d\beta} \quad (A.5)$$

Derivando as equações paramétricas (A.3) e (A.4) em função do parâmetro  $\beta$  e substituindo em (A.5):

$$m_T = \frac{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta}{-a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta - b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta} \quad (A.6)$$

O declive da recta normal à elipse pode ser obtido através do declive da recta tangente:

$$m_N = -\frac{1}{m_T} \quad (\text{A.7})$$

$$m_N = \frac{a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta} \quad (\text{A.8})$$

Sendo P o ponto em que a normal à elipse passa pelo ponto A, é possível determinar o declive desta direcção a partir das coordenadas dos dois pontos (Figura A.4).

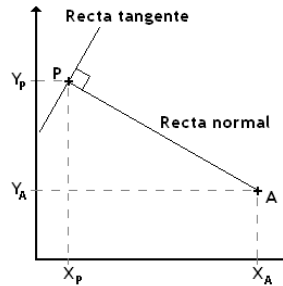


Figura A.4 – Recta normal à forma elíptica no ponto P e que passa no ponto A.

$$m_N = \frac{\Delta y}{\Delta x} = \frac{y_P - y_A}{x_P - x_A} \quad (\text{A.9})$$

Igualando as equações (A.7) e (A.9), obtém-se a seguinte equação:

$$\frac{y_P - 0}{x_P - l} = \frac{a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta} \quad (\text{A.10})$$

Substituindo os valores  $y_p$  e  $x_p$ , pelas coordenadas paramétricas do ponto da elipse, (A.3) (A.4) obtém-se:

$$\frac{b \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + a \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{a \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta - l} = \frac{a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta} \quad (\text{A.11})$$

Resolvendo a Equação (A.11):

$$\begin{aligned} & (b \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + a \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta) \cdot (b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta) \\ & = (a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta) \cdot (a \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - b \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta - l) \end{aligned}$$

## Anexo A – Cálculo de trajectória elíptica

$$\begin{aligned}
 & b^2 \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \cdot \cos^2\theta - a \cdot b \cdot \sin^2\beta \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta + a \cdot b \cdot \cos^2\beta \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta - a^2 \\
 & \quad \cdot \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot \sin^2\theta - a^2 \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta \cdot \cos^2\theta + a \cdot b \cdot \sin^2\beta \cdot \cos\theta \cdot \sin\theta \\
 & \quad + l \cdot (a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta) - a \cdot b \cdot \cos^2\beta \cdot \sin\theta \cdot \cos\theta + b^2 \\
 & \quad \cdot \cos\beta \cdot \sin\beta \cdot \sin^2\theta = 0
 \end{aligned}$$

$$l \cdot (a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta) - (a^2 - b^2) \cdot \sin\beta \cdot \cos\beta = 0$$

$$l \cdot (a \cdot \tan\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \sin\theta) - (a^2 - b^2) \cdot \sin\beta = 0 \quad (\text{A.12})$$

O parâmetro  $\beta$ , do ponto P onde a normal à elipse passa por A em cada momento, pode ser obtido pela equação (A.12). Em conjunto com as equações (A.3) e (A.4), permite obter as coordenadas cartesianas do ponto P.

Da observação da Figura A.5 é possível constatar que dois pontos respeitam a condição acima, pelo que é necessário cumprir mais uma condição: o ponto P é aquele que se encontra mais próximo da A. Na Figura A.5, é aquele que se encontra no semi-plano das abcissas positivas, P1.

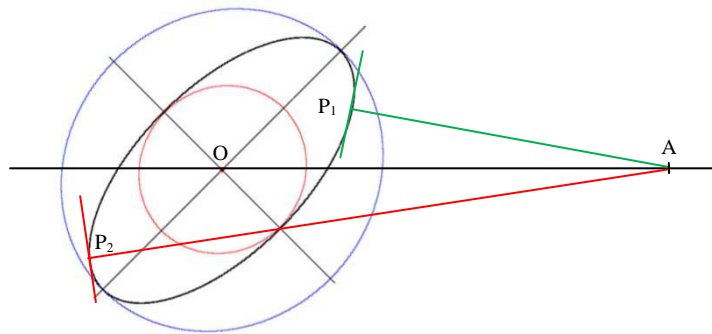


Figura A.5 – Os dois pontos da elipse onde a sua normal passa também pelo ponto A.

Resta agora encontrar a equação que relaciona o ângulo  $\alpha$ , o parâmetro  $\beta$  e o ângulo  $\theta$ .

Sabendo que o declive de uma recta, encontrado em (A.7), é igual à tangente do seu ângulo em relação à direcção horizontal:

$$m_N = tg\alpha = \frac{a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta} \quad (A.13)$$

Obtém-se assim a equação que define o ângulo  $\alpha$  com  $\beta$  e  $\theta$ :

$$\alpha = atg\left(\frac{a \cdot \sin\beta \cdot \cos\theta + b \cdot \cos\beta \cdot \sin\theta}{b \cdot \cos\beta \cdot \cos\theta - a \cdot \sin\beta \cdot \sin\theta}\right) \quad (A.14)$$

Com as duas equações (A.12) e (A.14) é possível definir o ângulo  $\alpha$  a partir do ângulo de rotação  $\theta$  de uma elipse com parâmetros  $a$ ,  $b$  e  $l$  conhecidos.

No Figura A.6 pode ser observada a relação entre os ângulos  $\alpha$ ,  $\beta$  e  $\theta$ , para os parâmetros  $a = 140 \text{ mm}$  e  $b = 60 \text{ mm}$  da elipse e um afastamento do ponto A,  $l = 400 \text{ mm}$ .

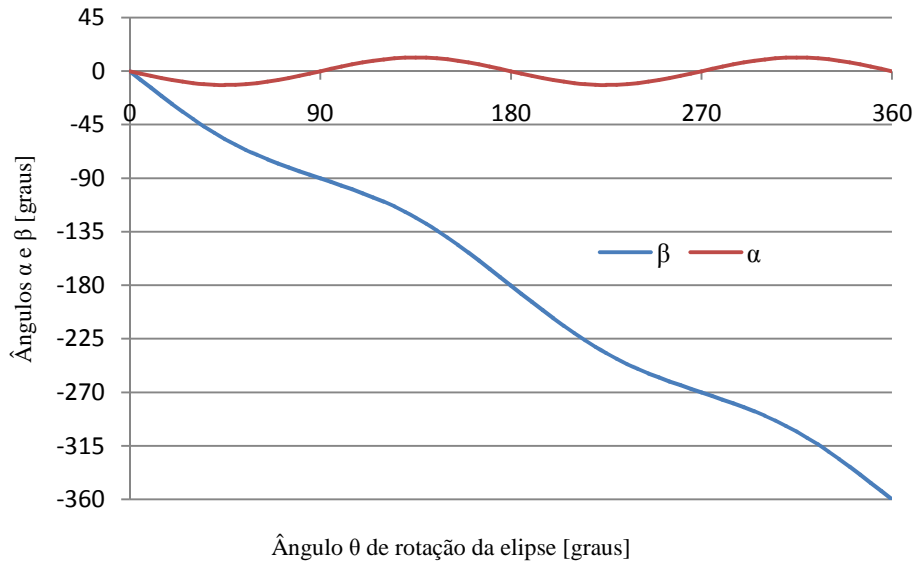


Figura A.6 – Relação dos ângulos  $\alpha$  e  $\theta$  ( $a = 140 \text{ mm}$ ;  $b = 60 \text{ mm}$ ;  $l = 400 \text{ mm}$ ).

Da observação da Figura A.6 é possível concluir que, para os parâmetros considerados, a curva que relaciona o ângulo  $\alpha$  com o ângulo  $\theta$  pode ser aproximada por:

$$\alpha = -T \cdot \sin(2 \cdot \theta) \quad (A.15)$$

Sendo que  $T$  é a amplitude da curva de  $\alpha$ , está dependente dos parâmetros  $a$  e  $b$  da elipse.

É também possível estabelecer a relação entre  $\beta$  e  $\theta$  da seguinte forma:

$$\beta = -\theta - T \cdot \sin(2 \cdot \theta) \quad (A.16)$$

***Cálculo da velocidade de rotação da elipse***

A aplicação em causa exige que a velocidade periférica do ponto P seja constante, pelo que a velocidade de rotação da elipse será variável.

Se se considerar pequenas variações do ângulo de rotação da elipse, é possível afirmar, com um erro reduzido, que a velocidade do ponto P é igual à velocidade média entre dois instantes consecutivos.

Recorrendo a uma folha de cálculo, e através das coordenadas cartesianas dos sucessivos pontos P no referencial da elipse, dados pelas equações (A.1) e (A.2), podemos calcular o tempo que essa transição demora de modo a garantir a velocidade periférica desejada; dessa forma é possível construir o perfil de velocidades do eixo da elipse.

$$v_p = \frac{P_k - P_{k-1}}{\Delta t_k} = \frac{\sqrt{(x_k - x_{k-1})^2 + (y_k - y_{k-1})^2}}{(t_k - t_{k-1})} \quad (\text{A.17})$$

A velocidade angular do movimento de rotação da elipse pode ser obtida através da equação:

$$\omega_k^\theta = \frac{\Delta \theta_k}{\Delta t_k} = \frac{(\theta_k - \theta_{k-1})}{(t_k - t_{k-1})} \text{ [rad/s]} \quad (\text{A.18})$$

Da mesma forma, é possível obter a velocidade angular da recta AP, para cada instante:

$$\omega_k^\alpha = \frac{\Delta \alpha_k}{\Delta t_k} = \frac{(\alpha_k - \alpha_{k-1})}{(t_k - t_{k-1})} \text{ [rad/s]} \quad (\text{A.19})$$

A Figura A.7 apresenta a evolução das velocidades da elipse e da direcção AP, em função do ângulo rodado pela elipse. A partir da sua observação, pode-se concluir que a posição inicial considerada, em que o ponto P inicial é o mais distante da origem, não é a mais favorável devido às acelerações angulares necessárias para garantir o cumprimento da velocidade periférica desejada. Assim, a posição mais favorável para iniciar o movimento é aquela a que corresponde a  $\theta = 90^\circ$  ou seja, aquela em que o ponto P se encontra mais próximo da origem.

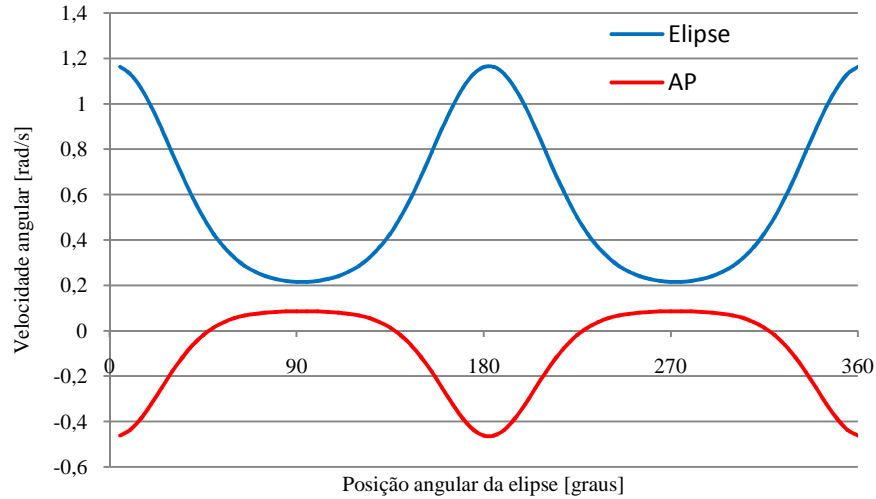


Figura A.7 – Velocidades angulares da elipse e da direcção AP (a =140 mm; b =60 mm; l =400 mm).

### ***Cálculo da distância entre os pontos A e P***

Para a aplicação em causa, é necessário calcular a velocidade linear da aproximação ou afastamento dos pontos A e P. A distância entre os pontos é dada por:

$$\overline{AP} = \sqrt{(x_k^P - x_k^A)^2 + (y_k^P - y_k^A)^2} \quad [mm] \quad (A.20)$$

Pode-se assim calcular a velocidade de aproximação ou afastamento do ponto P em relação ao ponto A, em cada instante:

$$v_{lin} = \frac{\Delta \overline{AP}_k}{\Delta t_k} = \frac{(\overline{AP}_k - \overline{AP}_{k-1})}{(t_k - t_{k-1})} \quad [mm/s] \quad (A.21)$$

A Figura A.8 apresenta a evolução da velocidade linear AP em função do ângulo rodado pela elipse. Mais uma vez se pode constatar que a posição inicial mais favorável, desta vez no que respeita às acelerações lineares, é aquela que corresponde a  $\theta = 90^\circ$ .

# Anexo A – Cálculo de trajetória elíptica

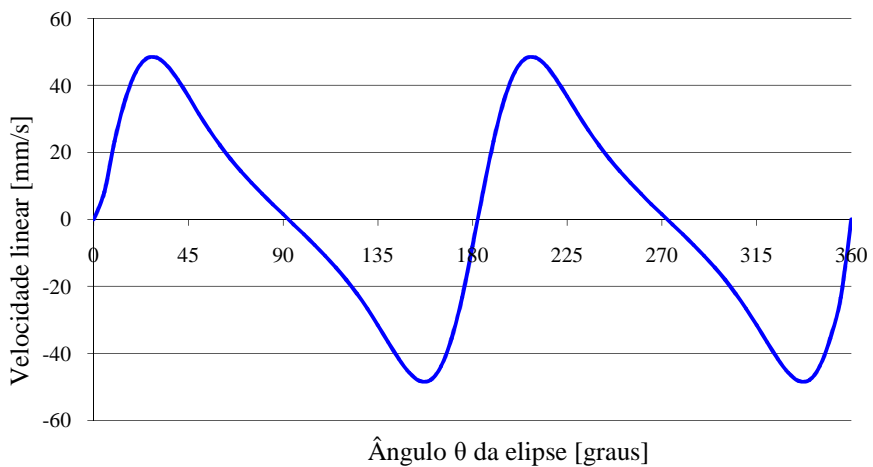


Figura A.8 – Velocidade linear de aproximação ou afastamento de A e P ( $a=140$  mm;  $b=60$  mm;  $l=400$  mm).