

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Alteração de um sistema de corte de cunhas de borracha de pneus

Vasco Lopes Dias



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica
Especialização em Automação

Orientador: Prof. Dr. Joaquim Gabriel Magalhães Mendes

Co-orientador: Eng.º Idílio Gomes

27 de janeiro de 2020

Alteração de um sistema de corte de cunhas de borracha de pneus

Vasco Lopes Dias

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica
Especialização em Automação

Resumo

A dissertação apresentada procura dar resposta à proposta de estágio da Continental Mabor. O objetivo principal do projeto sugerido pela empresa consiste na procura e definição de alterações a realizar ao sistema de corte de cunhas das respetivas máquinas de modo a melhorar a qualidade do corte e a reduzir o número de avarias.

Numa fase inicial, promoveu-se um processo de integração na empresa visando uma contextualização do problema proposto e a consolidação de objetivos intermédios que permitissem fasear e direcionar o trabalho desenvolvido para a sua solução. Foram também analisados diferentes propostas de modo a averiguar qual a solução construtiva que melhor se adequa à aplicação em causa.

O sistema de corte foi então abordado, analisado e estudado, com o intuito de investigar e detetar quais os seus pontos fracos e qual o seu impacto no equipamento. O conjunto de lâminas de corte e contralâminas foi testado nos laboratórios da Faculdade na tentativa de identificar se a origem do problema residiria no seu material. Foi realizado um levantamento das condições de operação do sistema que permitiu redimensionar alguns dos seus componentes e desenvolver propostas de solução que visem mitigar os defeitos previamente encontrados e promover a eficiência do sistema.

Com o intuito de definir qual o caminho a tomar, as propostas de solução para os problemas identificados foram analisadas e comparadas. Procedeu-se à determinação da sua viabilidade e dos custos de implementação associados. Foi então selecionado um conjunto de soluções mecânicas de implementação direta no sistema e a instalação de válvulas de escape rápido, conferindo rapidez e qualidade ao corte realizado evitando a necessidade de ajustes por parte dos operadores.

Por fim, procedeu-se à conceção e instalação de um sistema de monitorização com base numa placa Arduino[®] cuja finalidade reside na obtenção de dados que permitam padronizar o comportamento do sistema, procurando assim reduzir as diferenças encontradas no processo de corte das doze máquinas existentes na fábrica. Os resultados obtidos serão então analisados e permitirão comparar o comportamento das diferentes máquinas instrumentadas e averiguar a viabilidade das soluções propostas.

Abstract

The current dissertation seeks to respond to the internship proposal presented by Continental Mabor. The main objective of the suggested project is set to search and define possible changes to be made in the wedge cutting system of the respective machines, seeking to reduce a high number of flaws that have been felt in recent years.

In an initial phase, an integration process was promoted in the company aiming the contextualization of the proposed problem and consolidation of smaller objectives that would allow for phasing and directing the work developed towards its conclusion. Different solution principles were also analyzed in order to ascertain which constructive solution is best suited for the application in question.

A first approach to the cutting system was realised and the system was analyzed and studied with the aim of investigating and detecting its weaknesses and its impact on the equipment. Blades and counterblades were tested in laboratories in an attempt to identify whether the source of the problem lies in its manufacture. The system's operating conditions were defined. The resizing of some components was then possible and the development of solution proposals began with the aim of reduce previously found defects and to promote the system's efficiency.

In order to define which path to take, the proposed solutions to the identified problems were analyzed and compared. Its feasibility and associated implementation costs were determined. Then, a set of mechanical solutions of direct implementation in the system was selected and the installation of quick escape valves too, providing speed and quality to the cutting process, avoiding the need for adjustments.

Finally, the design and installation of a monitoring system based on an Arduino® board was developed in order to obtain data that allows to standardize the system's behaviour, thus seeking to homogenize the differences found in the cutting process of the twelve machines. The results obtained will then be analyzed and will allow comparing the behaviour of the different instrumented machines and ascertaining the viability of some of the proposed solutions.

Agradecimentos

A dissertação apresentada não estaria completa sem a presença de algumas palavras de apreço a todos os que, direta ou indiretamente, contribuíram de algum modo para que se alcançasse o término tanto do trabalho aqui exposto como do curso em geral.

Dedico um forte agradecimento ao Departamento de Engenharia 3 da Continental Mabor no qual tive o prazer de ser acolhido durante os quatro meses de realização deste estágio. Deixo o meu apreço ao Engenheiro Idálio Gomes, meu orientador na empresa, aos Engenheiros Alberto Pereira e Armando Peixoto, aos senhores Costa e Silva e António Oliveira que constituem a “prata da casa”, ao Filipe e ao Bruno (pelos cafés!) e a todos os restantes técnicos e colaboradores, nomeadamente ao Horácio Cunha, que rapidamente me integraram no meio que os envolve e que tornaram a minha estadia nesta casa na mais agradável possível.

Não poderia deixar de agradecer ao meu orientador, Professor Doutor Joaquim Gabriel, pelos conselhos e acompanhamento prestado ao longo do decorrer deste estágio.

Esta dissertação, apesar de focada no ramo da Automação, abrange ainda outras áreas que contribuíram para o enriquecimento do trabalho desenvolvido. Deixo então um forte agradecimento aos Engenheiros Miguel Figueiredo e Rui Silva pela disponibilidade para a realização dos ensaios de dureza necessários e à Engenheira Emília Soares pelo polimento das amostras que lhe fui apresentando no decorrer deste semestre. Agradeço ainda ao Professor Doutor Pedro Leal Ribeiro também pela disponibilidade, pelo trabalho que realizou na correção do modelo físico apresentado e por todas as sugestões de melhoria que propôs.

Porque uma tese não seria suficiente para me manter ocupado, deixo um agradecimento à professora Teresa Duarte pelo convite para ingressar no Projeto FEUP como monitor. Agradeço ainda ao professor José Ferreira Duarte, pelo acompanhamento e pelos conselhos, e a todos os estudantes da turma 1M06 que, para além dos esporádicos lanches, me obrigaram desde cedo a gerir todo o meu tempo e a manter-me organizado no decorrer deste semestre.

Porque um curso não é só uma tese nem é só trabalho, realço ainda todo o meu apreço pelos meus colegas e amigos mais próximos: à Confraria dos Douradinhos, às Noites da Malta, aos Feios, Porcos e Maus, aos jogos temáticos dos Solteiros contra Casados, ao Dínamo Areosa, a todos os Daniel's e aos Camaradas Canenses, em especial ao Guilherme pela ajuda e pelo interesse. Gostaria ainda de agradecer à minha prima Maria e ao Tiago, meus colegas de casa neste semestre, pela companhia nas poucas horas que em casa passei e pelas refeições, histórias e dramas partilhados nos últimos meses.

Aos meus pais, pelo seu esforço incomensurável e pelo apoio incondicional que se tornou num exemplo de vida. À minha avó Rosa e à minha tia Cristina, deixo um sentido agradecimento pelos almoços de domingo. Aos meus avós Eduarda e Manel, agradeço os almoços de sábado e a alegria com que sempre me receberam. À minha madrinha Emília, deixo também um agradecimento pelas conversas sem fim, pela sua boa disposição para comigo e pelos seus 94 anos. Às minhas irmãs agradeço toda a felicidade proporcionada: à Martinha pela sua inocência (muitas vezes necessária) e à Magda por ter ido de Erasmus (e pelas confidências). Agradeço ainda à Mariana, uma rocha

à qual me segurei quando os tempos se tornaram difíceis. Agradeço sobretudo pela sua paciência para comigo, também pelo apoio e pela presença em todos os momentos mais críticos.

Por fim, agradeço individualmente ao meu falecido avô Quim, que me confessou um orgulho enorme pela minha opção e queda para as engenharias e que se demonstrava ansioso para assistir à conclusão deste mestrado (à qual, infelizmente, não teve oportunidade), e ao meu falecido padrinho e tio Rui, pelo exemplo de superação que se tornou, pela sua força de vontade e dedicação, pelos seus ensinamentos, pelos vinhos e “didais” e pelo seu humor, sempre subtil e carismático. A vocês, que para sempre me acompanharão, dedico todo o trabalho aqui apresentado.

Vasco Dias

*“Eu não sou normal, eu não quero ser igual
Isso é virar um homem que eu não sou”*

Ornatos Violeta

Conteúdo

1	Introdução	1
1.1	Enquadramento e Motivação	1
1.2	Objetivos	2
1.3	Metodologia	2
1.4	Estrutura da Dissertação	3
2	Revisão Bibliográfica	5
2.1	Contexto	5
2.2	Continental Mabor - Indústria de Pneus S.A.	7
2.3	Pneus	8
2.4	Máquinas de corte de cunhas	10
2.5	Princípios de solução	12
2.5.1	Métodos de corte de borracha	13
2.5.2	Comparação entre métodos	21
3	Caraterização do sistema original	23
3.1	Primeiras impressões	23
3.1.1	Solução construtiva	24
3.1.2	Defeitos do sistema	25
3.2	Lâminas de corte	26
3.2.1	Ensaio de dureza	27
3.2.2	Resistências elétricas	33
3.3	Sistema pneumático	35
3.3.1	Cilindros pneumáticos originais	35
3.3.2	Válvulas e tubos pneumáticos originais	53
4	Propostas de solução para os problemas identificados	57
4.1	Alteração do sistema pneumático	58
4.1.1	Variação das forças exercidas em função das variáveis do sistema	58
4.1.2	Redução do comprimento de tubos	67
4.2	Soluções elétricas	67
4.3	Monitorização do sistema de corte	68
4.3.1	Medição da força de corte	69
4.3.2	Medição de caudal	69
4.4	Limitação de ajustes	69

5	Implementação de soluções	71
5.1	Alterações no sistema	71
5.2	Solução pneumática	73
5.2.1	Componentes	73
5.2.2	Custo	75
5.3	Monitorização do sistema de corte	75
5.3.1	Esquema elétrico	75
5.3.2	Componentes principais	77
5.3.3	Custo e listagem de peças	82
5.3.4	Programação Arduino®	82
5.4	Resumo	89
6	Resultados	91
6.1	Ensaio de dureza	91
6.2	Alterações no sistema	92
6.3	Monitorização do sistema de corte	92
6.3.1	Estimativa da força de corte	93
6.3.2	Consumo volumétrico por ciclo	99
7	Conclusões e Trabalhos Futuros	101
7.1	Satisfação dos Objetivos	101
7.2	Trabalho Futuro	103
	Referências	105
A	Desenho mecânico do sistema	109
B	Funcionamento dos cilindros pneumáticos do sistema original	113
C	Lista de componentes do sistema de monitorização e custo associado	121

Lista de Figuras

2.1	Vista aérea das instalações da empresa Continental Mabor [8]	7
2.2	Núcleo do talão [8]	8
2.3	Cunha do talão [8]	8
2.4	Camada interna (<i>innerliner</i>) [8]	8
2.5	Tela têxtil [8]	8
2.6	Cinta metálica (<i>breaker</i>) [8]	9
2.7	<i>Cap ply</i> [8]	9
2.8	Reforço do talão (<i>flipper</i>) [8]	9
2.9	Parede lateral [8]	10
2.10	Piso [8]	10
2.11	Esquema de uma máquina de corte de cunhas [3]	11
2.12	Ilustração de uma metodologia de corte reto tipo guilhotina [17]	14
2.13	Ilustração de uma metodologia de corte reto transversal [12]	14
2.14	Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha com separação das extremidades [18]	14
2.15	Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha, num plano inclinado, com separação das extremidades [16]	15
2.16	Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha, num plano inclinado, com controlo de comprimento [19]	15
2.17	Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha, enrolada num tambor, num plano inclinado, com separação das extremidades [20]	16
2.18	Ilustração de uma metodologia de corte rotativo num plano inclinado [11]	17
2.19	Ilustração de uma metodologia de corte rotativo de borracha, num plano inclinado, com separação das extremidades [21]	18
2.20	Ilustração de uma metodologia de corte rotativo de borracha, num plano inclinado, com separação das extremidades, aproximado [21]	18
2.21	Ilustração de uma metodologia de corte rotativo com mecanismo de transmissão [23]	18
2.22	Máquina de corte a jato [25]	19
2.23	Estudo sobre a profundidade de corte a jato [25]	20
3.1	Esquema de montagem do sistema de corte	24
3.2	Desenho de uma lâmina de corte utilizada nas máquinas de corte de cunhas	26
3.3	Acumulação de borracha numa das lâminas	27
3.4	Lâmina 4 oxidada	27
3.5	Referência da máquina de ensaios de dureza utilizada	28
3.6	Esquematisação de um ensaio <i>Vickers</i> - baseado em [30, 31]	29
3.7	Medição das diagonais d_1 e d_2 após carregamento - baseado em [30, 31]	29
3.8	Designação do valor de dureza - adaptado de [31]	30

3.9	Distribuição dos resultados obtidos nos ensaios de dureza na escala <i>Rockwell C</i>	31
3.10	Diagrama de têmpera da liga DIN 90 MnCrV 8 - adaptado de [26]	32
3.11	Resistências de contacto ROTFIL [�] utilizadas [35]	33
3.12	Esquematzat�o da montagem do sistema conjunto de lâminas, suportes e resistências	34
3.13	Lâmina em estado novo	35
3.14	Lâmina gasta	35
3.15	Eficiência de cilindros pneumáticos e hidráulicos para vários diâmetros e pressões nominais - Adaptado de [36]	37
3.16	Diagrama de forças num cilindro de amortecimento FESTO [�] DSN-25-25	38
3.17	Diagrama de forças para determina�o da equa�o de momentos do sistema de amortecimento	39
3.18	Diagrama de forças num cilindro de corte FESTO [�] DSW-40-100	44
3.19	Diagrama de forças num cilindro de posicionamento FESTO [�] DNC-63-125	46
3.20	Esquematzat�o da varia�o dos vetores \vec{OB} e \vec{OG} em fun�o dos ângulos β_o , γ e ψ do sistema	49
3.21	Diagrama de forças para determina�o da equa�o de momentos da eleva�o do sistema de corte	51
3.22	Válvula MDH-5/2-D-1-FR-M12-C FESTO [�] [38]	54
3.23	Esquema pneumático do sistema de corte	55
4.1	Varia�o da força de recuo de um cilindro de amortecimento, em fun�o do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n	60
4.2	Varia�o da área de recuo do cilindro de amortecimento, a 6 bar, em fun�o do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n	61
4.3	Varia�o da força de corte, em fun�o do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n	62
4.4	Varia�o da altura do gume das lâminas h , em fun�o do ângulo de corte θ , para diferentes cursos nominais	63
4.5	Representa�o dos ângulos de corte mínimos para cada curso nominal representado na Figura 4.4 e na Tabela 4.8	63
4.6	Varia�o da força de avanço do cilindro de posicionamento, em fun�o do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n	65
4.7	Varia�o da força de recuo do cilindro de posicionamento, em fun�o do grau de liberdade β , para diferentes coeficientes de segurança n	66
5.1	Válvula de escape rápido FESTO [�] SEU 1/4" [39]	74
5.2	Esquema de montagem e liga�o do sistema de monitoriza�o	76
5.3	Montagem final do sistema de monitoriza�o do sistema de corte	77
5.4	Transmissor de pressão FESTO [�] SPTE-P10R-S6-B-2.5K [40]	78
5.5	Caudalímetro FESTO [�] SFTE-5U-M5F-B-2.5K [41]	78
5.6	Força de corte F_{corte} medida pelo transmissor de pressão	78
5.7	Caudal Q medido pelo caudalímetro	78
5.8	Placa circuito Arduino [�] UNO Rev3 [42]	79
5.9	Pinos de um microcontrolador ATmega328P e respetivas liga�es - adaptado de [44]	79
5.10	Placa de armazenamento <i>microSD</i> produzida pela AZDelivery [�] [46]	80
5.11	Placa relógio RTC DS3231 produzida pela AZDelivery [�] [47]	80
5.12	Esquematzat�o de uma liga�o I2C	80
5.13	<i>Display</i> LCDM1602A produzido pela LONGTECH [�] - Adaptado de [50]	81

5.14	Potenciómetro de 10 k Ω [51]	81
5.15	Placa protótipo <i>Protoshield</i> , produzida pela AZDelivery® [53]	81
5.16	Fluxograma relativo ao funcionamento do sistema de monitorização	88
5.17	Ficheiro <i>dados.txt</i> criado no cartão de memória <i>microSD</i> durante a realização de ensaios	89
5.18	Mensagem de erro no <i>display</i>	89
5.19	Funcionamento do <i>display</i> no decorrer da monitorização	89
6.1	Medição da força de corte da máquina 02 no primeiro dia de monitorização	93
6.2	Medição da força de corte da máquina 02 com mudança de operador	94
6.3	Medição da força de corte da máquina 02 no terceiro dia de monitorização	95
6.4	Medição da força de corte da máquina 02 para diferentes tempos de corte	95
6.5	Medição da força de corte da máquina 07 no primeiro dia de monitorização	96
6.6	Poupança de energia verificada entre as máquinas 02 e 07	97
6.7	Medição da força de corte da máquina 10 no primeiro dia de monitorização - Primeira instalação: Sensor de pressão no tubo principal	98
6.8	Consumo de caudal na realização do avanço de um dos cilindros de corte da máquina 2	100

Lista de Tabelas

2.1	Comparação entre diferentes métodos de corte de borracha	21
3.1	Composição da liga metálica segundo a norma DIN 90 MnCrV 8 [28]	26
3.2	Identificação das lâminas fornecidas pela empresa para realização de ensaios . . .	27
3.3	Gama de forças de aplicação F [31]	29
3.4	Força de ensaio correspondente a cada escala de dureza <i>Vickers</i> [32]	30
3.5	Dureza <i>Vickers</i> e <i>Rockwell C</i> de todas as lâminas de teste	31
3.6	Ensaio de medição de dureza da contralâmina disponibilizada pela empresa . . .	33
3.7	Caraterísticas dos cilindros que incorporam o sistema de corte	36
4.1	Massas do sistema de corte	58
4.2	Ângulos do sistema de corte	58
4.3	Dimensões do sistema de corte	58
4.4	Condições de funcionamento das máquinas de corte de cunhas	59
4.5	Valores máximos da área de recuo do cilindro de amortecimento, a 6 bar, com base na equação 4.3, para os diferentes valores do coeficiente de segurança n considerados	61
4.6	Valores da área de recuo para determinados diâmetros normalizados - Calculado através de [36]	61
4.7	Custo pneumático de cada par de cilindros de amortecimento de duplo efeito, a 6 bar, e poupança relativa ao custo pneumático do sistema original	62
4.8	Ângulo de corte mínimo θ_{min} para cada curso nominal representado na Figura 4.4	63
4.9	Soluções de duplo efeito, a 6 bar, para cilindros de corte	64
4.10	Custo pneumático de cada par de cilindros de corte de duplo efeito, a 6 bar, e poupança relativa ao custo pneumático do sistema original	64
4.11	Valores máximos da área de recuo dos cilindros de corte, a 6 bar, com base na equação 4.6, para os diferentes valores do coeficiente de segurança n considerados	67
4.12	Valores da área de recuo para determinados diâmetros normalizados - Calculado através de [36]	67
5.1	Comparação entre o conjunto de cilindros original e a solução proposta	74
5.2	Lista de componentes necessários para a montagem do dimensionamento pneumático proposto	75
5.3	Tabela de verdade dos pinos RS e R/W do <i>display</i> e respetivas ações realizadas - Adaptado de [52]	81
6.1	Variáveis do estudo realizado definidas pelo DQ	92
C.1	Lista de componentes necessários para a montagem do sistema de monitorização e custo associado	123

Abreviaturas

A/D	Analog-to-Digital
APAC	Ásia (<i>Asia</i>), Pacífico (<i>PACific</i>), Austrália e Nova Zelândia
C-ITA	Continental - Indústria Têxtil do Ave
CLCA	Continental Lemmerz - Componentes para Automóveis
CMIP	Continental Mabor - Indústria de Pneus
CPM	<i>Compound Production Module</i>
CPP	Continental Pneus (Portugal)
CT	Máquinas Construtoras de Talões
DEMec	Departamento de Engenharia Mecânica
DMAIC	Definir (<i>Define</i>), Medir (<i>Measure</i>), Analisar (<i>Analyse</i>), Melhorar (<i>Improve</i>), Controlar (<i>Control</i>)
DQ	Departamento de Qualidade
EMEA	Europa (<i>Europe</i>), Médio Oriente (<i>Middle East</i>) e África (<i>Africa</i>)
GND	<i>Ground</i>
GPIO	<i>General Purpose Input/Output</i>
HRC	<i>Hardness Rockwell C</i>
HV	<i>Hardness Vickers</i>
I2C	<i>Inter IC</i>
IDE	<i>Integrated Development Environment</i>
ISCP	<i>In Circuit Serial Programming</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
MISO	<i>Master In Slave Out</i>
MOSI	<i>Master Out Slave In</i>
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
SCK/SCL	<i>Serial Clock</i>
SDA	<i>Serial Data</i>
SPI	<i>Serial Peripheral Interface</i>
SS	<i>Slave Select</i>
TPS	<i>Toyota Production System</i>
TVD	Teoremas Vetoriais da Dinâmica
TWI	<i>Two Wire Interface</i>

Capítulo 1

Introdução

Neste capítulo introdutório será realizada uma apresentação à presente dissertação, ao nível do seu enquadramento, objetivos, metodologia e organização. Na secção 1.1 será explicado o contexto em que se insere o tema desta dissertação, através da exposição do problema apresentado pela empresa que motivou o desenvolvimento da mesma, assim como o contexto que levou à realização do estágio. Seguidamente serão explorados os objetivos, na secção 1.2, que o autor se propôs a concretizar através do trabalho demonstrado nos capítulos posteriores. A secção 1.3 será reservada para exploração da metodologia adotada para atingir os objetivos delimitados, de forma sucinta, uma vez que esta será aprofundada ao longo dos capítulos seguintes. Finalmente, na secção 1.4 será explicitada a organização da estrutura definida para o presente documento.

1.1 Enquadramento e Motivação

Ao longo dos anos tem sido notória a enorme expansão da indústria automóvel e a sua constante inovação conseguida através de uma evolução auxiliada pelos ramos da automação e robótica. Atualmente, existe a necessidade de produzir eficazmente uma grande quantidade de bens de modo a corresponder à competição no mercado e a cumprir determinados critérios, uma vez que se prima pela qualidade dos produtos finais na indústria.

De modo a cumprir os requisitos necessários para manter uma produção de qualidade elevada a tempo inteiro, existe um esforço por parte das empresas para assegurar melhorias e progressos constantes que permitam otimizar e rentabilizar os processos de fabrico, sendo um objetivo comum a redução de falhas ou até mesmo a sua eliminação. O sucesso deste objetivo é alcançado recorrendo, por exemplo, a metodologias de *Lean Manufacturing*¹ que procuram identificar e remover toda a atividade que não adiciona valor ao *design*, à produção e aos processos que lhe estão relacionados [1].

¹Filosofia de trabalho originalmente desenvolvida pela Toyota, sendo também conhecida como *Toyota Production System* (TPS)

1.2 Objetivos

O objetivo principal desta atividade consistiu na alteração do sistema de corte de cunhas das máquinas que se encontram na fábrica da Continental Mabor. Uma vez definido o alvo a atingir com o projeto, foram definidos objetivos menores com o intuito de se fasear o trabalho. Assim, é possível distinguir os sub-objetivos a que o autor deste documento se comprometeu a atingir com o trabalho desenvolvido no estudo desta dissertação:

- Avaliação do estado atual de um equipamento;
- Análise dos requisitos de projeto e dos impactos no equipamento alvo;
- Conceção e desenho de proposta de solução;
- Estimativa de custos e análise da viabilidade;
- Elaboração do caderno de encargos (se possível);
- Participação no processo de procura/negociação/adjudicação (se possível);
- Participação na implementação (se possível);
- Escrita do relatório.

1.3 Metodologia

Visando a obtenção de um sistema de corte eficiente e com um número de falhas reduzido ou nulo, a metodologia adotada para a concretização dos objetivos propostos foi então definida.

- Contextualização do projeto, da empresa e da realidade industrial que motivou a proposta de realização do estágio;
- Estudo do processo de fabrico e da composição de um pneu procurando averiguar as propriedades mecânicas das cunhas;
- Estudo do funcionamento das máquinas de corte de cunhas;
- Estudo das diversas soluções para a realização do corte de borracha procurando identificar qual o princípio construtivo ótimo para a aplicação em causa;
- Caracterização do sistema de corte original e levantamento de defeitos e falhas que necessitem de intervenção;
- Realização de ensaios de dureza com o intuito de averiguar a existência de defeitos no fabrico das lâminas de corte ou de desequilíbrios em comparação com as contralâminas;

- Estudo do funcionamento do sistema pneumático relativo ao sistema de corte e das condições de operação e determinação de um modelo físico que permita o levantamento de requisitos do mesmo e o seu redimensionamento;
- Estudo do comportamento do sistema de corte com alteração das suas variáveis, tais como a pressão nominal de serviço, o número de cilindros utilizados, o diâmetro e o curso dos mesmos, o ângulo de corte, entre outros;
- Definição de soluções que permitam mitigar os defeitos inicialmente detetados e/ou controlar o funcionamento do sistema original
- Análise da viabilidade das soluções definidas e realização de alterações mecânicas ao sistema de corte;
- Projeto, conceção e implementação de um sistema de monitorização que permita detetar anomalias no desempenho do equipamento e associar um preço ao processo de corte;
- Realização de testes de qualidade que permitam averiguar a influência do ângulo de corte e da temperatura das lâminas na qualidade final do corte;
- Análise dos resultados obtidos através dos ensaios de dureza, dos testes de qualidade e do sistema de monitorização tendo em vista o enriquecimento dos estudos realizados anteriormente e a seleção de alterações a realizar ao sistema de corte original.

1.4 Estrutura da Dissertação

No capítulo 2 será apresentada a motivação que levou à criação de um estágio relativo à realização de alterações ao sistema de corte das máquinas de corte de cunhas. Será referida a empresa Continental Mabor, a constituição de um pneu e o seu processo de fabrico de modo a averiguar onde se insere o corte de cunhas, qual a sua utilidade e os requisitos de qualidade. Serão ainda analisados diferentes princípios de solução para a realização do corte de borracha procurando verificar qual a melhor solução a implementar.

O capítulo 3 apresenta a caracterização inicial do sistema de corte original. Serão abordados os ensaios de medição de dureza realizados, os componentes que constituem o sistema de corte e será definido o sistema pneumático que permite o funcionamento do equipamento.

No capítulo 4 serão apresentadas as diversas soluções contempladas no decorrer deste estágio. Serão analisadas as variáveis do sistema pneumático e a sua influência no dimensionamento do mesmo, procurando definir novos componentes pneumáticos de possível implementação. Em seguida será debatida a possibilidade de implementação de cilindros elétricos em substituição da solução pneumática original. Será ainda exposta uma proposta de monitorização do sistema de corte que permitirá padronizar o seu comportamento e retirar algum *feedback* do mesmo que, até ao momento, não apresenta qualquer sensorização. Por fim, serão analisadas as possibilidades de limitação de ajustes por parte dos operadores.

As soluções apresentadas serão posteriormente analisadas no capítulo 5 quanto à sua viabilidade e aplicação. Será ainda exposta a concepção, o desenho e o desenvolvimento do sistema de monitorização e uma análise de custos relativos a todas as soluções contempladas.

Os resultados obtidos através do sistema de monitorização concretizado e de testes de qualidade realizados pela empresa serão analisados posteriormente no capítulo 6, procurando averiguar quais as alterações a realizar com o intuito de estabilizar o comportamento do sistema e de obter funcionamentos semelhantes em todas as máquinas.

Por fim, no capítulo 7, dar-se-á por concluído todo o trabalho desenvolvido. Será averiguada a satisfação dos objetivos propostos e sugeridos alguns trabalhos futuros que poderão contribuir para o enriquecimento e continuação das atividades apresentadas nesta dissertação.

Capítulo 2

Revisão Bibliográfica

Neste capítulo será exposta uma pequena introdução ao tema desta dissertação. Primariamente, apresentar-se-á uma contextualização do assunto na secção 2.1 procurando deduzir alguns conceitos que conduziram à proposta da realização do estágio por parte da empresa. Seguidamente, na secção 2.2 será realizada a apresentação da empresa e do seu estado atual e na secção 2.3 explicar-se-á a composição do produto de excelência da empresa, os pneus, assim como o seu processo produtivo. As máquinas de corte de cunhas serão também alvo de apreciação neste capítulo, nomeadamente na secção 2.4. Sendo o tema desta dissertação, a alteração do sistema de corte de cunhas iniciar-se-á através de um estudo de princípios de solução de implementação possível, assim como de uma comparação entre si, de modo a averiguar qual a solução mais compatível com o estado atual do equipamento. Este estudo encontra-se exposto na secção 2.5.

2.1 Contexto

Atualmente, existe a necessidade de produzir eficazmente uma grande quantidade de bens de modo a corresponder à competição de mercado. Uma vez que se prima pela qualidade dos produtos finais, existe um empenho por parte das empresas em assegurar melhorias constantes nos seus setores produtivos [1].

O enorme crescimento da globalização nos últimos anos intensificou a natureza competitiva das empresas a nível mundial, nomeadamente no ramo automóvel. A evolução dos grandes nomes deste setor deve-se sobretudo à implementação de medidas alternativas cujo intuito é o de se assegurar uma posição notória face à concorrência para que seja possível alcançar um maior número de clientes. Uma das exigências para que seja possível garantir a presença no mercado atual passa por considerar grandes investimentos em recursos como uma prioridade, inovando procedimentos, garantindo qualidade nos produtos finais e respeitando a necessidade de uma rápida entrega de bens ao consumidor em tempos reduzidos. É imperativa a implementação de métodos que impulsionem a capacidade disponível nas empresas e que aumentem a produtividade diária das suas linhas, contribuindo para uma grande eficiência das máquinas e dos seus operadores [2].

As filosofias de *Lean Thinking* e de *Lean Manufacturing* são vastamente aplicadas na grande maioria dos processos atuais da indústria automóvel. Estas mentalidades promovem a procura de uma padronização de operações com o intuito de diminuir ou eliminar completamente desperdícios e todas as atividades que não acrescentam valor ao processo. Desta procura resultam melhorias de produtividade através de uma redução do número de produtos defeituosos e dos custos de produção devidos a quebras e avarias, limitando ambos os acontecimentos, uma vez que a padronização assegura uma realização uniforme de procedimentos independentemente do operador envolvido, conduzindo a uma minimização de discrepâncias no tempo necessário para que as atividades sejam executadas em diferentes turnos. É possível obter então uma otimização de resultados, alcançando-se assim um aumento real dos lucros e da rentabilidade.

É também aplicada uma extensão destes conceitos. Denominada *Six Sigma*, também conhecida como método DMAIC¹, foca-se num processo de associação de ações de melhoria contínua com o objetivo principal de se conseguir uma ausência de defeitos na produção, conduzindo assim à redução de paragens das máquinas e da necessidade de realização de ajustes. De modo a solucionar problemas de uma maneira rápida e eficiente, este processo recomenda que todos os colaboradores devem estar envolvidos na implementação de atividades e que devem trocar informação continuamente, permitindo identificar rapidamente os problemas na linha. O grande desafio destas filosofias resume-se na incerteza de como motivar os trabalhadores a implementar sugestões e novas propostas. Em suma, a utilização de todos estes métodos e filosofias deve ser realizada em conjunto, uma vez que podem proporcionar maiores benefícios do que utilizados de forma independente [1, 3, 4, 5].

A indústria de produção de pneus tem vindo a crescer significativamente ao longo dos anos muito devido ao desenvolvimento da indústria automóvel. A indústria automóvel é um dos mais avançados, exigentes e importantes setores económicos mundiais. As suas empresas encontram-se em constante evolução e fortemente focadas na melhoria contínua, procurando descobrir formas mais eficientes de operar. Só assim é possível ganhar vantagens competitivas sobre os seus rivais, satisfazer os clientes e prosperar [5, 6, 7, 8].

A Automação encontra-se muito presente no meio empresarial. É amplamente definida como sendo a substituição do trabalho e do esforço manual pelo poder das aplicações mecânica, isto é, consiste na criação de alternativas para tornar as tarefas automáticas. A indústria automóvel sempre procurou uma maior eficiência na produção e, com a conseqüente variação dos mercados, deu-se a necessidade da migração de um sistema manual para um sistema de produção automatizado. É neste setor que a Automação encontra maior incidência de desenvolvimento e crescimento. É com a automatização de processos que os fabricantes se mantêm mais competitivos e com melhores garantias de qualidade [2, 9].

¹Definir (*Define*), Medir (*Measure*), Analisar (*Analyse*), Melhorar (*Improve*), Controlar (*Control*)

2.2 Continental Mabor - Indústria de Pneus S.A.

A Continental Mabor - Indústria de Pneus, S.A., cujas instalações se encontram representadas na Figura 2.1, foi fundada em dezembro de 1989, em Lousado, no concelho de Vila Nova de Famalicão. Sendo o resultado da união de duas empresas de renome no fabrico de pneus, a Mabor (a nível nacional) e a Continental AG. (de dimensão mundial), apresenta-se como sendo uma das duas fábricas do grupo Continental com melhores índices de produtividade [5, 8, 10].



Figura 2.1: Vista aérea das instalações da empresa Continental Mabor [8]

A Mabor – Manufatura Nacional de Borracha, S.A., nascida em 1946, foi a empresa pioneira de fabrico de pneumáticos de Portugal. Iniciou a sua laboração no mesmo ano com assistência técnica prestada pela General Tire, Cº, de Ohio (EUA). No ano de 1990, teve início o grande programa de investimento e reestruturação da Mabor, que transformou as suas antigas instalações numa das mais modernas unidades de produção de pneus ligeiros do grupo Continental [7, 8, 10].

A Continental AG., também conhecida por grupo Continental, nasceu em 1871. Fundada em Hannover, na Alemanha, é atualmente uma das principais empresas mundiais de produção de componentes para a indústria automóvel. A sua produção inicial consistia em utensílios de borracha flexível e pneus maciços para bicicletas e carruagens. Inicia a produção de pneus lisos para automóveis em 1898, tendo acompanhando desde então a evolução verificada no setor. Para além do fabrico de pneus, tornou-se especialista na produção de controlos dinâmicos para viaturas, sistemas eletrónicos e sensores, sistemas de travagem e tecnologias de transmissão de potência através do estudo e aplicação de técnicas, produtos e equipamentos sofisticados tendo em vista a melhoria de pneumáticos. Para além do referido, o grupo Continental desenvolve e produz componentes, sistemas e módulos avançados e fabrica produtos industriais à base de borracha destinados à indústria mineira, gráfica, de mobiliário e de manufatura de maquinaria. Nos últimos anos tem focado as suas atividades de negócio em inovações para o aumento da segurança, no desenvolvimento de mobilidade não prejudicial ao ambiente, além da maximização do conforto e desempenho na estrada [5, 7, 8].

Anualmente, a Continental Mabor produz uma quantidade superior a 17 milhões de pneus (cerca de 50.000 por dia), exportados quase na totalidade. Mais de metade da produção é absorvida para o designado “mercado de substituição” (oficinas de pneus), sendo a restante porção distribuída por linhas de montagem de grandes nomes do setor automóvel. A empresa apresenta-se

como sendo uma das mais complexas fábricas do grupo, produzindo uma vasta gama de artigos, tipos e marcas de pneus [7, 8].

2.3 Pneus

O grande foco de produção da Continental Mabor é o fabrico dos mais variados tipos de pneus ligeiros, exclusivamente [10]. Com o intuito de compreender a posição das máquinas de corte de cunhas no processo produtivo de um pneu, procedeu-se a um breve estudo sobre a sua composição.

O pneu é o único componente do veículo que se encontra em contacto direto com o solo e tem como principais funções armazenar o ar que suporta a carga do veículo e assegurar a tração do mesmo. Sendo o único elemento de ligação à estrada, a sua condição tem influência direta na estabilidade, no desempenho, na economia, na segurança e no conforto da condução. [8] Os seus componentes variam de acordo com o produto final pretendido. No entanto, todos os pneus apresentam alguns componentes comuns essenciais na sua construção [5].

A Figura 2.2 apresenta um núcleo de um talão. Este consiste num conjunto de arames de aço cobertos com borracha que asseguram um encaixe firme de um pneu na respetiva jante. A Figura 2.3 pretende ilustrar o objeto de estudo desta dissertação: uma cunha de um talão. Esta traduz-se num perfil de borracha aplicado na parte superior do núcleo. A sua aplicação tem como principal objetivo o preenchimento de espaço vazio deixado na viragem da tela e influenciam a estabilidade direcional e o conforto da condução.

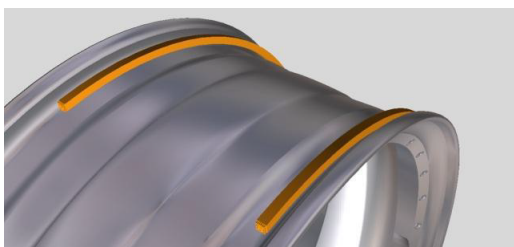


Figura 2.2: Núcleo do talão [8]

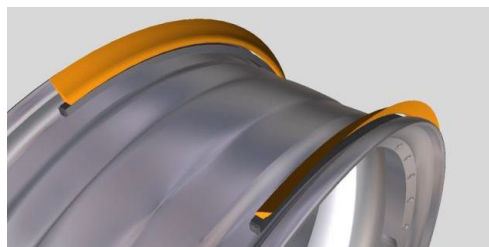


Figura 2.3: Cunha do talão [8]

Na Figura 2.4 é representada uma camada interior (também conhecida por *innerliner*) e na Figura 2.5 é apresentada uma tela têxtil.

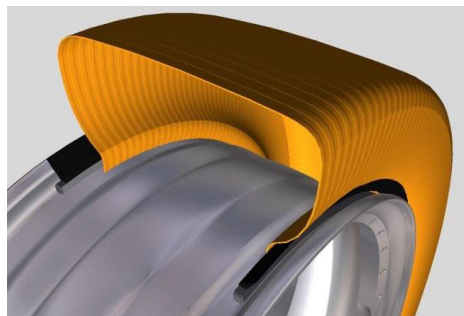


Figura 2.4: Camada interna (*innerliner*) [8]

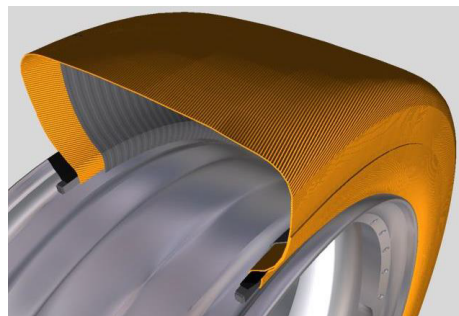


Figura 2.5: Tela têxtil [8]

O *innerliner* consiste numa camada de borracha cuja função é a de reter o ar nos pneus, encontrando-se em contacto direto com o ar interior. Funciona sobretudo como uma câmara-de-ar. A tela têxtil, uma segunda câmara, é colocada sobre a camada interna, sendo constituída por cordas têxteis embebidas em borracha. Esta envolve os talões e permite suportar elevadas pressões internas, conservando a forma do pneu. Pode conter tiras de borracha como reforço.

É aplicada uma cinta metálica (também conhecida por *breaker*) após a introdução da camada interna e da tela têxtil, representada na Figura 2.6, e um *cap ply*, representado na Figura 2.7.

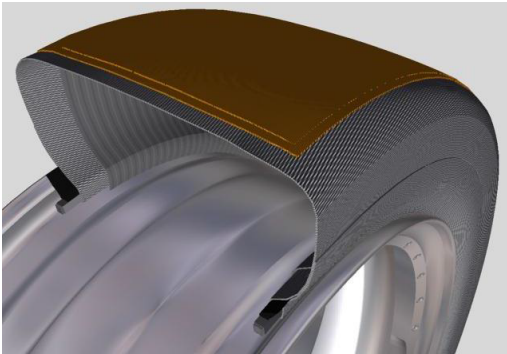


Figura 2.6: Cinta metálica (*breaker*) [8]

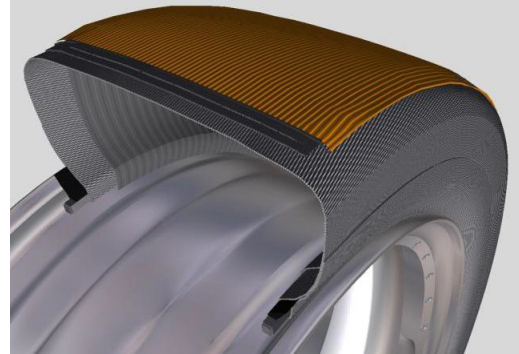


Figura 2.7: *Cap ply* [8]

O *breaker* possui uma formulação semelhante à da tela têxtil, sendo que as cordas têxteis são substituídas por cordas metálicas. São normalmente aplicadas aos pares, com orientações cruzadas. Pretendem conservar a forma do pneu e conferem também alguma estabilidade direcional. Garantem um aumento da durabilidade do pneu através de uma redução da resistência ao rolamento. Podem ser reforçadas com tiras de borracha nas extremidades. O *cap ply* é um reforço têxtil impregnado com borracha aplicado em espiral sobre as cintas metálicas com o intuito de impedir a expansão do pneu. Estes auxiliam as cintas nas suas funções evitando um desgaste prematuro do pneu.

É ainda aplicado um reforço têxtil ao talão, ilustrado na Figura 2.8, por vezes denominado de *flipper*. Também embebido em borracha, este protege o talão contra agressões e impactos externos e influencia tanto a estabilidade como o conforto da condução.

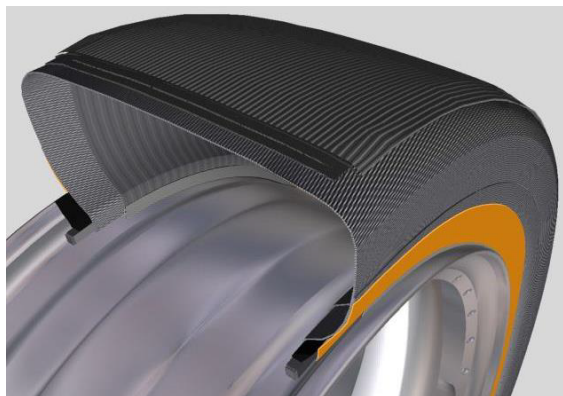


Figura 2.8: Reforço do talão (*flipper*) [8]

A parede lateral, representada na Figura 2.9, consiste num perfil de borracha onde se inserem as gravações de um determinado pneu. Com auxílio do reforço, protegem a zona lateral da carcaça contra solicitações externas e influenciam a resistência à abrasão e a flexibilidade do próprio pneu, amortecendo impactos. É finalmente aplicado um perfil grosso de borracha, denominado piso, que permite a ligação do pneu ao solo, sendo constituído pela capa, que diminui a resistência ao rolamento, e pela asa, que permite a transição entre o piso e a parede lateral. Ilustrado na Figura 2.10, o padrão final minimiza o ruído na condução e permite o escoamento de águas em pisos molhados [8].

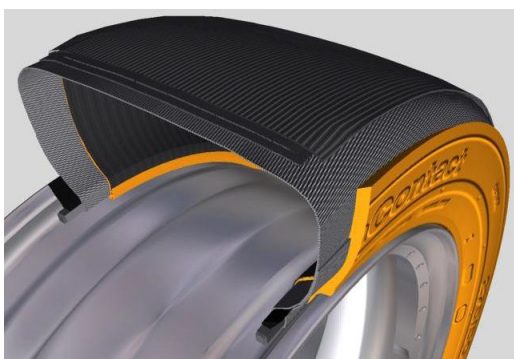


Figura 2.9: Parede lateral [8]

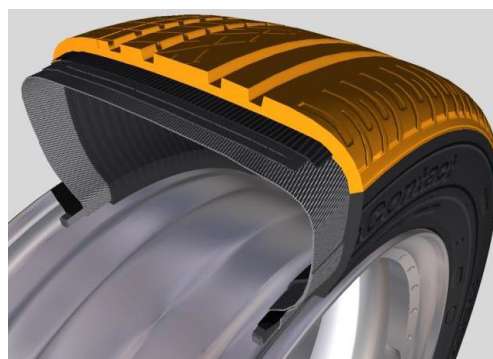


Figura 2.10: Piso [8]

A conceção de pneus tem em conta a segurança do condutor e dos passageiros. A sua diferente constituição, *design* e/ou estrutura pretende minimizar riscos e prolongar a sua durabilidade.

2.4 Máquinas de corte de cunhas

A Continental Mabor possui doze máquinas de corte de cunhas no seu estabelecimento. Apesar das diferenças de idades entre si, todas apresentam um funcionamento e problemas semelhantes, chegando a produzir 4500 cunhas por dia, cerca de 1500 cunhas por cada turno de oito horas [1, 3].

Dentro da empresa, foi atribuído um número a cada máquina consoante a data em que foi adquirida e o fornecedor. As máquinas 01 a 04 consistem na primeira geração adquirida, sendo por isso as máquinas mais antigas nesta área. As máquinas 05, 07, 08 e 09 fazem parte da segunda geração. As máquinas 06 e 11 foram adquiridas de diferentes fabricantes, correspondendo à terceira e quarta geração, respetivamente. As máquinas 10 e 12 foram adquiridas posteriormente, contemplando assim a quinta e mais recente geração da família [9].

Todas as máquinas possuem uma estrutura semelhante à ilustrada na Figura 2.11. No entanto, apesar de todas cortarem o mesmo tipo de cunhas, as máquinas diferem no comprimento da mesa de corte uma vez que cada máquina se encontra adaptada para produzir talões de diferentes diâmetros.

Dado que o objetivo de estudo desta dissertação se trata do sistema de corte presente nestas máquinas, procedeu-se ao estudo do funcionamento das mesmas procurando contextualizar o problema dentro da atividade complexa da máquina. Estas possuem a particularidade de fabricar o

seu produto final numa só linha, desde a receção de matérias-primas até ao processo de aplicação.

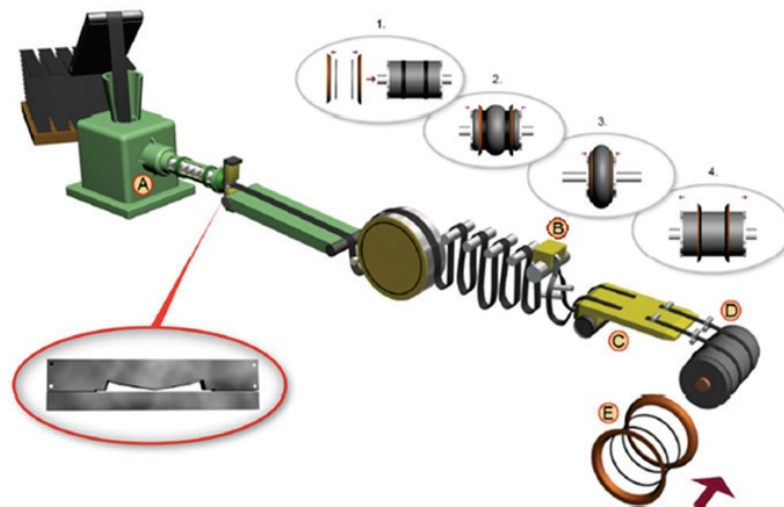


Figura 2.11: Esquema de uma máquina de corte de cunhas [3]

É possível identificar que a produção é composta por quatro subprocessos diferentes. Iniciando-se pela necessidade de obtenção de matéria-prima, que consistem num composto de borracha vindo da Misturação e nos núcleos de talões provenientes das máquinas CT², segue-se um processo de extrusão do material (A), um processo de arrefecimento e separação (B), o processo de corte propriamente dito (C) e o processo de aplicação (D e E).

Relativamente à questão das matérias-primas, se o composto de borracha cumprir com os requisitos de qualidade, este é transportado e depositado no armazém de borracha, sendo posteriormente utilizado nas máquinas. As variedades dos núcleos de talões são identificadas através de um código de cores, de fácil aplicação e leitura, no próprio núcleo do talão. Proceda-se então à caracterização do processo produtivo:

- **(A) Extrusão:** O composto de borracha é aquecido e empurrado de forma contínua contra uma forma, também representada na Figura 2.11, formando um perfil de cunha dupla definido por esta. O perfil extrudido segue então por um tambor e por um conjunto de rolos (incorporados num sistema automático de compensação) cuja finalidade é a de acumular borracha (ou, em alguns casos específicos, aquecer) o conjunto das cunhas ainda unidas, compensando a cadência de produção da máquina para que a extrusora não quebre o seu ciclo. A velocidade e a temperatura da operação têm um papel significativo nas dimensões das cunhas, sendo mantidas numa determinada gama de valores:
 - **Temperatura:** Mantida entre 75°C e 80°C;
 - **Velocidade:** A velocidade de rotação de tambor localizado após a extrusão é mantida entre 6,5 rpm e 7,5 rpm;

²Máquinas Construtoras de Talões

- **(B) Separação:** O perfil é dividido em duas metades, sendo geradas duas fitas com as mesmas dimensões. A afinação do processo é apenas conseguida manualmente, sendo requerido um controlo de qualidade nas duas primeiras cunhas produzidas;
- **(C) Corte:** As duas borrachas são então puxadas por um carro automatizado para a mesa de corte e são orientadas por uma série de guias. Sendo o objeto de estudo desta dissertação, o sistema de corte compreende um sistema mecânico e eletropneumático cuja finalidade é a cortar as cunhas à medida para cada tipo de jante. As lâminas são posicionadas a um ângulo específico e são então pressionadas contra as duas fitas, separando o material. Este sistema será abordado posteriormente;
- **(D + E) Aplicação:** Consiste na aplicação das duas cunhas já cortadas num diafragma, com elevada coordenação. Estas serão enroladas num tambor **(D)**. Um operador está encarregue de aplicar dois núcleos de talões e respetivos separadores num carro que se deslocará até uma estrutura aplicadora de talões. Esta estrutura colocará os núcleos sobre as cunhas e os respetivos separadores nas extremidades. O diafragma começa a rodar, sendo insuflado simultaneamente, enquanto um veio o força a estreitar, aumentando a secção na zona central, comprimindo todos os componentes já mencionados. As cunhas envolvem parcialmente os talões adquirindo a forma dos separadores. O diafragma é repostado e cabe ao operador remover todo o material envolvido na operação **(E)**. Este processo também se encontra ilustrado na Figura 2.11 através da sequência 1 a 4.

Após todo o processo, o operador é responsável pela remoção dos talões com cunha e respetivos separadores. Estes são colocados num carro de transporte e serão posteriormente armazenados num parque até ao início do processo seguinte.

O DQ³ define especificações que procuram levar o produto à qualidade máxima exigida, solicitando-se aos operadores que realizem as respetivas medições. Se as cunhas cumprirem as especificações de qualidade, estas seguem o seu fluxo normal, sendo armazenadas nos carros. Caso não cumpram estes requisitos, o DQ decide se serão inutilizadas (ou não) [1, 3, 9].

2.5 Princípios de solução

O corte de borracha e de outros materiais poliméricos remonta ao início do século XX, sendo que a procura e desenvolvimento de novos métodos de corte se tem mantido ativa desde então, dada a dificuldade em cortar materiais poliméricos sem provocar alterações nas suas propriedades [11].

O método de corte utilizado nas máquinas de corte de cunhas não é único. Na subsecção 2.5.1, serão abordadas algumas soluções construtivas para o efeito e será realizada uma comparação entre as mesmas com o intuito de aferir qual a solução a adotar na conceção de um novo sistema de corte. Após exposição, será realizada uma comparação entre métodos na subsecção 2.5.2.

³Departamento de Qualidade

2.5.1 Métodos de corte de borracha

A borracha possui uma composição relativamente robusta e exibe uma relação tensão-elongação altamente não-linear a grandes tensões e/ou deformações, não possuindo um limite de fluência [12, 13]. Estes materiais são capazes de regressar a um estado não-deformado após uma extensa deformação aquando da remoção de uma carga. São geralmente trabalhadas num domínio elastoplástico, onde o seu módulo de elasticidade e a sua resistência à tração são reduzidos quando comparados com os metais. No entanto, possuem uma melhor resistência à fadiga e uma boa capacidade de absorção de energia devido à sua elevada elasticidade. São materiais duradouros que não são afetados por corrosão, sendo por isso ideais para o fabrico de pneus. As suas propriedades variam fortemente com a temperatura, existindo uma dificuldade na maquinagem quando esta é reduzida. Verifica-se uma instabilidade na prática de corte que provoca remoções reduzidas de material, uma dificuldade em fixar as peças de borracha e em manter os ambientes de maquinagem a baixas temperaturas [13].

Neste tipo de procedimentos, um dos grandes desafios é a obtenção de uma boa qualidade superficial após o corte, algo dificultado pela grande flexibilidade da borracha, devido à sua elevada tensão de rutura, à sua rigidez variável e às suas propriedades viscoelásticas. Existe uma resistência natural da borracha ao corte que aumenta substancialmente com o aumento do ângulo de corte devido a fenómenos de fricção e a uma rigidez intrínseca do material devida à sua estrutura molecular, a uma formulação detalhada e às suas propriedades de deformação. Todos estes motivos representam uma situação muito diferente do processo de corte de metal vastamente estudados.

Existem algumas variáveis associadas ao processo de corte que influenciam o esforço e o resultado deste. O esforço de corte é proporcional à velocidade do mesmo. A obtenção de uma boa qualidade superficial só é possível se a velocidade de corte não for muito reduzida. No caso de utilização de lâminas para a realização do corte, o esforço aumenta com o seu ângulo de corte. Uma lâmina afiada conduz a um esforço de corte reduzido, diminuído a deformação da borracha, permitindo assim a obtenção superfícies de corte mais lisas. A seleção do ângulo de corte das lâminas deve ter em consideração a durabilidade das mesmas [14, 15].

A energia de corte apresenta três componentes distintas. Uma primeira, que corresponde a um processo de deformação elástica, uma segunda, que consiste num processo de deformação, de geração de microfraturas e de expansão do corte no interior da borracha, e finalmente uma terceira, que consiste num trabalho de fricção entre a lâmina e a borracha no processo de fratura da borracha e separação da mesma [15]. A pesquisa realizada permite concluir que existem duas grandes soluções a implementar num sistema de corte de borracha: a incorporação de um sistema de corte reto, explicitado em 2.5.1.1, e o recurso a um sistema de corte rotativo, apresentado em 2.5.1.2. Existe ainda um outro método, exposto em 2.5.1.3, mais recente e ainda pouco implementado, que consiste na utilização de um corte a jato.

2.5.1.1 Corte reto

Apesar das diversas variantes deste método de corte, o seu princípio permanece o mesmo. O corte de borracha é conseguido através do impacto de lâminas retas que entram em contacto com o material e o separam ao longo do comprimento de corte. Este método é geralmente utilizado no corte de tiras de borracha. Estas são provenientes de uma tira mais longa que é então cortada em tiras mais pequenas com um determinado comprimento desejado [16].

Existem dois grandes tipos de corte realizáveis através desta aplicação. A Figura 2.12 pretende caracterizar o corte tipo guilhotina em que o movimento da lâmina é realizado na vertical. A Figura 2.13 procura ilustrar o corte reto transversal em que o movimento da lâmina é realizado horizontalmente.

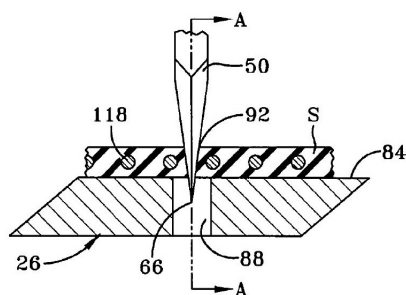


Figura 2.12: Ilustração de uma metodologia de corte reto tipo guilhotina [17]

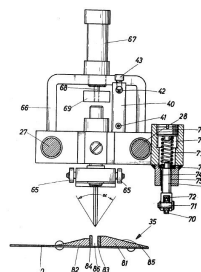


Figura 2.13: Ilustração de uma metodologia de corte reto transversal [12]

Existe uma dificuldade em fixar o material para a realização do corte. Algumas soluções apresentam um simples apoio do sistema de corte nas tiras (como é o caso das máquinas). Outras incorporam mecanismos que permitem esticar as tiras de borracha para separar as extremidades após o corte, existindo no entanto uma necessidade de realização de um estudo de conformação plástica do material [16]. A Figura 2.14 apresenta uma solução que contempla uma separação das extremidades após o corte devido à utilização de prensadores espaçados que dobram o material em torno de uma placa durante o corte [18].

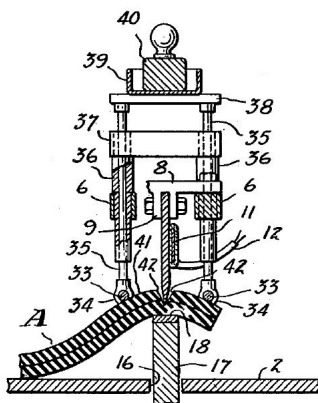


Figura 2.14: Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha com separação das extremidades [18]

A fixação das tiras de borracha é também possível através da incorporação de um sistema de rolos que irão tracionar o material, por vezes incorporando um calço que elevará e esticará a borracha pretendendo facilitar o corte do material. Esta solução encontra-se ilustrada na Figura 2.15.

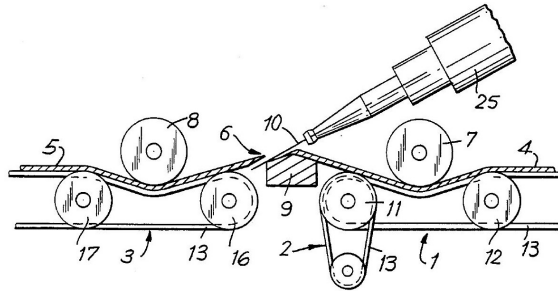


Figura 2.15: Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha, num plano inclinado, com separação das extremidades [16]

Dado que se trata de um material viscoelástico, o ato de esticar ou de encolher as tiras de borracha, de modo a que o seu comprimento satisfaça a circunferência do tambor, poderá ser prejudicial às propriedades do produto final. Uma tira de borracha demasiado longa resulta numa sobreposição com acumulação de material não desejada. Uma tira de material demasiado curta resulta em folgas entre as extremidades, o que causa fragilidades indesejáveis no material acabado de cortar, sendo necessário esticar a tira de modo a garantir a sobreposição das juntas. De modo a solucionar este problema, pode englobar-se um passo de medição automática do comprimento das tiras de borracha. É então possível controlar o comprimento das tiras comparando automaticamente com o comprimento nominal determinado pela circunferência do tambor utilizado. Sendo assim, cada tira pode ser aplicada ao tambor independentemente do seu comprimento, de tal modo que se realize uma junção das extremidades sem requerer deformações substanciais através da aplicação de forças de tração ou compressão do material. O controlo do sistema é consideravelmente facilitado e o desperdício de energia e de material por sua vez será também reduzido [19]. Esta solução encontra-se representada na Figura 2.16.

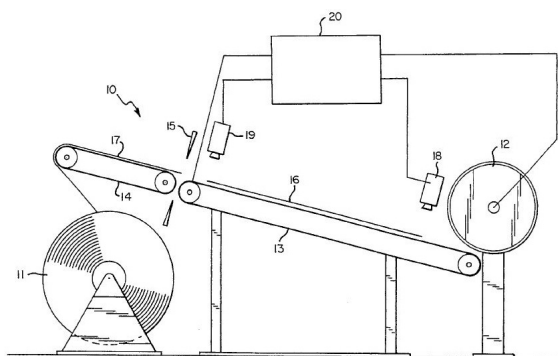


Figura 2.16: Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha, num plano inclinado, com controlo de comprimento [19]

Ao contrário do representado na Figuras 2.12, 2.13 e 2.14, as Figuras 2.15 e 2.16 apresentam uma solução de corte cujas lâminas se encontram inclinadas. Dado que o objeto de estudo desta dissertação se baseia num sistema de corte de cunhas, um dos requisitos fundamentais para este sistema é a realização de cortes oblíquos. Sendo assim, o princípio de solução a adotar irá contemplar uma solução cujo plano de corte seja inclinado, garantindo que as extremidades se encontram orientadas em ângulos que permitam uma maior sobreposição [12, 19, 20].

De modo a garantir que as tiras de borracha cortadas possuam um comprimento igual ao diâmetro do tambor das máquinas, uma possível implementação seria a realização do corte de tiras de borracha que já se encontrem enroladas no tambor. Esta solução encontra-se ilustrada na Figura 2.17.

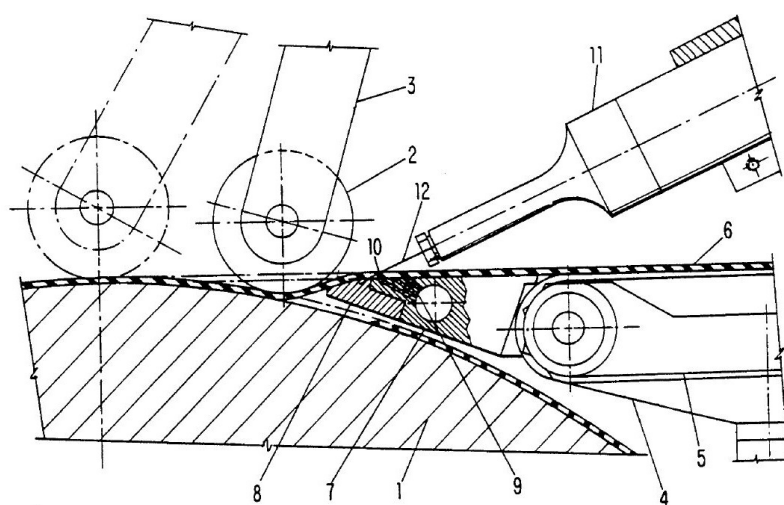


Figura 2.17: Ilustração de uma metodologia de corte reto de borracha, enrolada num tambor, num plano inclinado, com separação das extremidades [20]

As tiras são enroladas no tambor da máquina através da rotação do mesmo e da aplicação simultânea de uma pressão definida por um rolo que se encontra em contacto com o tambor e com as tiras de borracha (semelhante ao subprocesso de aplicação das máquinas) [1]. O tambor realiza uma rotação de 330° , enrolando as tiras de borracha com auxílio de um rolo de pressão, sendo que nos restantes 30° dar-se-á a sobreposição das extremidades das tiras de borracha, realizando-se então a junção das mesmas. O processo termina quando o comprimento da tira de borracha quase corresponder ao valor da circunferência do tambor.

Este processo é vantajoso na medida em que se garante uma sobreposição reproduzível de material, assegurando-se uma fixação das tiras de borracha e melhorando a qualidade do corte, uma vez que as propriedades das tiras de borracha não são alteradas durante o processo. É uma solução facilmente integrável em sistemas modernos, diretamente numa linha de produção, onde o desperdício resultante de anteriores processos de corte ineficientes pode ser reduzido [20].

As lâminas podem também estar sujeitas a algum tipo de ação que permita facilitar a realização de um corte limpo. Uma ação frequentemente implementada consiste na utilização de lâminas

aquecidas que são empurradas para cada tira a baixa velocidade. As temperaturas devem ser ajustadas com precisão pois lâminas muito quentes facilmente se sujam e/ou vulcanizam a borracha e lâminas muito frias provocam um corte áspero e irregular. O aquecimento é realizável com recurso a resistências que se encontram em contacto com as laterais das lâminas. A borracha torna-se mais suscetível ao corte com a utilização de lâminas aquecidas a temperaturas contidas numa gama de 150 °C a 200 °C, sendo ainda possível dar uso a lâminas pouco afiadas. Esta solução promove a segurança das tiras de borracha. Por vezes não é a melhor aplicação para o corte deste material, não produzindo o resultado desejado com borracha não vulcanizada e gerando alguma dificuldade tanto em separar os elementos acabados de cortar (uma vez que estes facilmente se colam uns aos outros devido à aderência do material) como em controlar a temperatura das lâminas, algo dificilmente realizável na prática [12, 16]. Existe também um fenómeno de fadiga do material de corte devido à aplicação de ciclos térmicos a elevadas temperaturas. As lâminas podem sofrer um revenido e perdem dureza com o tempo.

Uma outra ação possível de implementar será a introdução de um sistema de vibração das lâminas. Estas podem vibrar longitudinalmente a alta frequência, por exemplo, ultrassónica, permitindo a realização de um corte "a frio", ou seja, sem recurso a ciclos de aquecimento. É vantajoso na medida em que facilita a rutura das ligações químicas da borracha, não sendo no entanto uma aplicação de fácil integração, sendo conhecidos apenas alguns exemplos [16].

2.5.1.2 Corte rotativo

Um outro princípio de solução consiste na introdução de um sistema de corte rotativo com recurso a lâminas circulares. É sobretudo utilizado em operações contínuas de corte de tiras de material flexível a alta velocidade. Podendo ser realizado na vertical, este tipo de corte é geralmente realizado num plano inclinado, tal como ilustrado na Figura 2.18, o que é ideal para a realização de cunhas [11, 21].

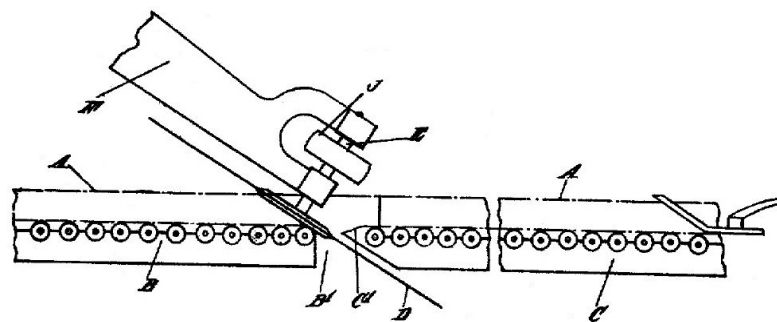


Figura 2.18: Ilustração de uma metodologia de corte rotativo num plano inclinado [11]

Os componentes de corte são controlados de modo a garantir uma operação sequencial. O corte é realizado eficazmente entre um ponto inicial e um ponto final, deslocando as lâminas inclinadas transversalmente às tiras de borracha, permitindo a obtenção de uma largura desejada. A possibilidade de ajustes nas inclinações das lâminas permite a utilização de lâminas de diâmetro reduzido face ao que seria requerido, sendo que o corte é realizado apenas por uma porção das

ditas. Este método é vantajoso na medida em que se garante que o motor (ou rotor) se encontra devidamente afastado da borracha [11, 22].

Tal como algumas das soluções apresentadas em 2.5.1.1, existem soluções construtivas que possibilitam um corte realizado sob tensões elásticas, sendo que o material é levemente esticado durante a passagem das lâminas através da incorporação de, por exemplo, um conjunto de rolos esticadores ou de pratos de fixação das tiras a vácuo, princípio ilustrado na Figura 2.19 e aproximado na Figura 2.20, que libertam as tiras logo após o corte. O material é afastado da lâmina assim que se dá o corte, de modo a que as extremidades não se voltem a juntar e prevenindo contactos desnecessários com o instrumento [21].

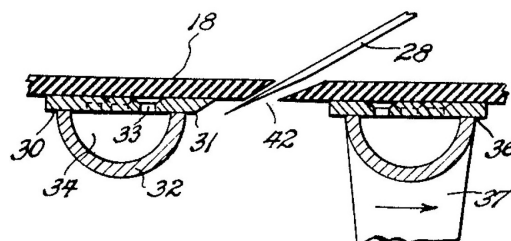
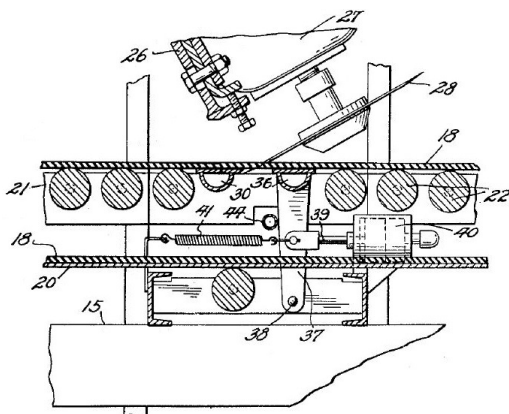


Figura 2.19: Ilustração de uma metodologia de corte rotativo de borracha, num plano inclinado, com separação das extremidades [21]

Figura 2.20: Ilustração de uma metodologia de corte rotativo de borracha, num plano inclinado, com separação das extremidades, aproximado [21]

Por vezes a colocação do motor, ou de um rotor, numa posição superior à lâmina pode dificultar o corte. De modo a contrariar essa dificuldade e a promover a eficiência do processo de corte, a solução ilustrada na Figura 2.21 apresenta um mecanismo de transmissão de movimento entre o motor e a lâmina circular.

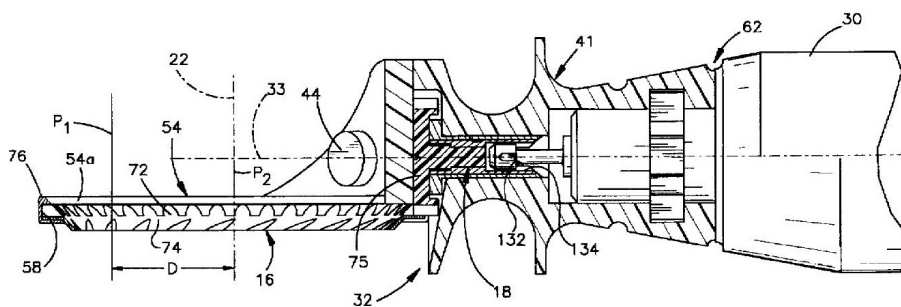


Figura 2.21: Ilustração de uma metodologia de corte rotativo com mecanismo de transmissão [23]

O recurso a lâminas circulares rotativas permite a realização de um corte uniforme sem recurso a lubrificação e/ou a meios de aquecimento das lâminas, sendo por isso um método de corte "a seco" e "a frio", sem danificar a estrutura interna dos materiais, reduzindo a possibilidade de

contaminação do produto final. Para além de facilitar o corte, promove ainda uma economia de manutenção, dado que os problemas de acumulação de borracha nas lâminas são reduzidos ou até mesmo eliminados, promove a eficiência dos mecanismos, uma vez que se reduz a necessidade intermitente de paragem para limpeza, e permite a realização de linhas de corte regulares, diminuído-se o desperdício de energia de corte [21, 24, 25].

Pode existir um problema de fricção entre os discos e a borracha não vulcanizada cuja resolução consiste na utilização de um lubrificante (tal como mencionado em 2.5.1.1), como por exemplo, um fluido com alto teor em álcool. Para além de ser uma solução cara e consumível, o que conduz a uma necessidade de aplicação de grandes quantidades, estes contaminam a borracha e prejudicam a qualidade do produto final, pelo que estas opções serão descartadas [16].

2.5.1.3 Corte a jato de água

Dada a composição relativamente densa e robusta da borracha sujeita ao corte, existe o risco de danificar as extremidades cortadas devido ao facto de serem utilizadas lâminas para a realização deste [12]. Os princípios de solução analisados em 2.5.1.1 e 2.5.1.2 possuem inúmeras desvantagens que, de certa forma, afetam a qualidade do corte. O calor de fricção produzido pela sua repetição aquece a borracha, alterando as suas propriedades, e afeta o seu desempenho, tendo um efeito negativo na reutilização da mesma.

A sugestão proposta neste subcapítulo pretende analisar a utilização de uma solução alternativa: a substituição das lâminas de corte por um jato de água de alta pressão. O corte é exequível devido a forças de cisalhamento e tração, dado que este possui uma elevada quantidade de energia cinética, e à erosão da borracha, devida à elevada velocidade do jato. A Figura 2.22 apresenta uma máquina de corte a jato utilizada numa investigação experimental.



Figura 2.22: Máquina de corte a jato [25]

Este processo de corte é vantajoso, apresentando-se como uma tecnologia de corte simples, possuindo uma reduzida taxa de defeitos e sendo realizada "a frio", ou seja, sem necessidade de recurso a meios de aquecimento. A água, sob a forma de jato, serve de instrumento de corte e

refrigerante, e sendo assim, uma grande percentagem do calor gerado durante o processo de corte é dissipada, prevenindo a ocorrência de danos térmicos que afetem a matriz estrutural da borracha [25].

O corte de borracha com recurso a um jato de água a elevada pressão possui algumas propriedades e relações que merecem o devido esclarecimento. O movimento de deslocamento do jato ao longo do corte afeta as suas propriedades. Se a velocidade de deslocamento for demasiado rápida, o jato move-se através da borracha sem atingir a profundidade total das tiras, pelo que o corte não é inteiramente realizado. Se a velocidade de deslocamento for inferior ao seu valor crítico, a profundidade de corte atinge um valor máximo, resultando num desperdício de energia. É então necessário encontrar uma gama de velocidades de deslocamento ótimas para cada corte. Existe ainda uma relação direta entre a profundidade de corte e a pressão do jato, sendo que quanto maior for esta última, maior será a profundidade [25]. A Figura 2.23 pretende ilustrar um estudo sobre esta relação, tendo sido aplicados vários cortes a jato, a diferentes pressões, a uma amostra de borracha.



Figura 2.23: Estudo sobre a profundidade de corte a jato [25]

As superfícies superior e inferior da borracha possuem propriedades de corte diferentes. A secção superior do corte é provocada por forças de cisalhamento. A secção interior das tiras de borracha é cortada através de uma junção de forças de tração às forças de cisalhamento já mencionadas. A secção inferior do corte deve-se ainda a forças de tração auxiliadas pela erosão causada pela elevada velocidade do jato e pelo pó da borracha gerado pelo corte. A superfície superior apresenta-se então mais suave quando comparada com a inferior cuja face se encontra mais rugosa, resultado provocado pelo facto de os diferentes graus de rutura das ligações químicas da borracha afetarem a profundidade do corte, uma vez que a energia do jato pode ser insuficiente para quebrar as ligações, se o corte for demasiado profundo, a que se soma a barreira de pó e detritos de borracha já cortada, enfraquece o jato ao longo da profundidade [25].

Apesar de inovador, este não é o método de corte mais eficaz. Possui as suas desvantagens, das quais convém salientar a possibilidade de cavitação, a pressão dinâmica do jato (por vezes difícil de controlar), as falhas por fadiga devido a ciclos pulsantes e sobretudo ao impacto do jato de água na borracha, sendo que a sua superfície apresenta deformações elásticas devido a propriedades físicas especiais e ao facto de os tecidos serem sujeitos a esforços tanto de tração

como de cisalhamento e erosão. Quando a deformação ultrapassar o valor máximo elástico, a superfície da borracha será esmagada e aparecerá um primeiro ponto de rutura do material [25].

Dada a aplicação em estudo e o nível de qualidade exigido, prima-se pelo mínimo de contaminação possível. Sendo um material muito sensível ao meio ambiente, é pretendido que se trabalhem com tiras de borracha o mais imaculadas possível para que as suas propriedades não sejam afetadas. Sendo assim, este princípio de solução não deverá ser aplicado uma vez que o jato de água acabará por arrefecer a borracha (situação que dificultará o corte) e poderá conter impurezas que contaminarão o material.

2.5.2 Comparação entre métodos

Os princípios expostos em 2.5.1.1, 2.5.1.2 e 2.5.1.3 possuem alguns requisitos e propriedades semelhantes relativamente ao corte de borracha. O corte de cunhas nas máquinas terá de verificar alguns aspetos essenciais para o acabamento desejado.

Procedeu-se então a uma comparação entre os métodos já referidos com o intuito de aferir qual a opção a adotar para a conceção de um novo sistema. Esta comparação encontra-se exposta na Tabela 2.1.

Tabela 2.1: Comparação entre diferentes métodos de corte de borracha

Condições a verificar	Corte reto	Corte rotativo	Corte a jato de água
Ajustes mecânicos	✓	✓	✓
Custo reduzido	✓	✓	×
Dobragem das extremidades das borrachas	×	×	✓
Lubrificantes e fluídos de corte	×	×	✓
Manutenção constante	✓	✓	×
Plano inclinado	✓	✓	×
Solução compacta e de fácil implementação	✓	✓	×

O corte terá necessariamente de ser realizado num plano inclinado (ângulos de inclinação constantes, não ajustáveis durante a realização do corte) de modo a garantir uma sobreposição das extremidades das cunhas exequível. Terá de evitar dobragem das extremidades das borrachas de modo a evitar *scrap* (desperdício de material) e energia. Lubrificantes e fluídos de corte não poderão ser utilizados para evitar contaminações.

Existe ainda a necessidade de uma solução compacta e de fácil implementação e uma preferência por soluções de custo reduzido que não necessite de manutenção constante, isto é, que não exija quebras de produção com frequência. Procura-se também uma solução que reduza ou elimine a necessidade de ajustes por parte dos operadores.

Com base na Tabela 2.1, a solução de corte a jato de água terá de ser descartada uma vez que o corte é necessariamente realizado por um fluído e devido ao facto de que ainda não existe uma solução suficientemente compacta para esta aplicação. Um outro fator que elimina esta hipótese consiste no seu elevado custo quando comparada com as de corte reto ou rotativo.

As soluções de corte reto e de corte rotativo, apesar de distintas, são os princípios de solução mais versáteis no mercado, sendo encontradas em inúmeras implementações. Satisfazem facilmente a condição de plano de corte inclinado, sendo possível a instalação de sistemas com eixos de corte oblíquos. Dada a possibilidade de aquecimento das lâminas, este permite a realização de um corte mais limpo e suave e evita uma dobragem constante das extremidades das cunhas. Em alguns casos, é também possível encontrar soluções de fácil implementação, sendo as máquinas de corte cunhas da Continental Mabor um exemplo de uma aplicação compacta de uma solução de corte reto.

A manutenção realizada necessitará também de um estudo aprofundado, uma vez que um dos grandes problemas identificados nas máquinas reside em falhas no sistema de corte devido às lâminas utilizadas que quebram com relativa rapidez. A necessidade de substituição regular das lâminas obriga à paragem das máquinas provocando quebras na produção e desperdícios, tudo o que se pretende evitar. Um outro grande problema identificado consta ainda na ação imprevisível dos operadores. O sistema de corte a projetar deverá contemplar uma solução com o mínimo de ajustes possível.

Uma vez contextualizada a situação e os motivos que levaram à realização da atividade desenvolvida e exposta nesta dissertação, proceda-se a uma caracterização do sistema de corte original contemplada no capítulo 3.

Capítulo 3

Caraterização do sistema original

Após uma primeira análise do sistema de corte e do contexto industrial das máquinas de corte, iniciou-se a caraterização do sistema de corte original e dos seus requisitos.

Na secção 3.1 serão apresentadas algumas impressões registadas inicialmente, após um primeiro contacto com o sistema de corte original, onde foram imediatamente detetados alguns problemas sobre os quais a empresa demonstrou urgência para que fossem encontradas soluções. Alguns dos problemas detetados encontram-se diretamente relacionados com as lâminas de corte utilizadas. Foram então realizados alguns ensaios de dureza, expostos na subsecção 3.2.1, para averiguar se as lâminas cumprem as condições exigidas pela empresa. Uma breve pesquisa pela norma do material das lâminas permitiu verificar se a temperatura de aquecimento afeta a durabilidade das mesmas. Foram ainda detetados alguns erros na conceção do seu suporte, abordado na subsecção 3.2.2, nomeadamente nas calhas de acoplamento das resistências elétricas. Estes assuntos serão devidamente expostos na secção 3.2.

O circuito pneumático do sistema de corte foi estudado e modelado na secção 3.3, procurando identificar quais as variáveis do sistema e como influenciam o seu comportamento. Este estudo permitiu a realização de um novo dimensionamento pneumático do sistema de corte que será apresentado posteriormente. Os cilindros de amortecimento, de corte e de posicionamento encontram-se então modelados nas subsecções 3.3.1.1, 3.3.1.2 e 3.3.1.3, respetivamente, e os restantes componentes encontram-se brevemente analisados na subsecção 3.3.2.

3.1 Primeiras impressões

Na secção 2.4 foi explicitado o funcionamento e operação de uma máquina de corte de cunhas com o intuito de contextualizar o problema proposto para a realização desta dissertação. Nesta secção entrar-se-á em detalhe sobre o funcionamento deste equipamento e sobre a sua solução construtiva, apresentada na subsecção 3.1.1. De seguida, na subsecção 3.1.2, serão enunciados os defeitos do sistema que mais contribuem para o elevado número de avarias, quebras na produção e necessidade de intervenções que se têm registado ao longo dos últimos anos.

3.1.1 Solução construtiva

O corte de borracha apresenta alguma complexidade uma vez que a borracha é um material muito sensível às alterações do meio. A solução adotada para a realização do corte consiste na utilização de duas lâminas de aço afiadas, aquecidas por resistências elétricas, que interagem com uma contralâmina do mesmo material. A sua montagem é apresentada no Anexo A e esquematizada na Figura 3.1.

Por ciclo, é realizado o corte de duas cunhas através de um movimento de avanço das lâminas promovido por dois cilindros pneumáticos denominados por cilindros de corte. O corte é realizado sem tensionar as tiras de borracha. Posteriormente, no movimento de recuo, existem dois cilindros, denominados de cilindros de amortecimento, que, para além de garantirem o amortecimento do corte, realizam uma elevação das lâminas para que estas deixem de estar em contacto com a borracha, evitando que ocorra a indesejável dobragem da zona de sobreposição que impossibilitará a junção das duas extremidades na cunha no tambor.

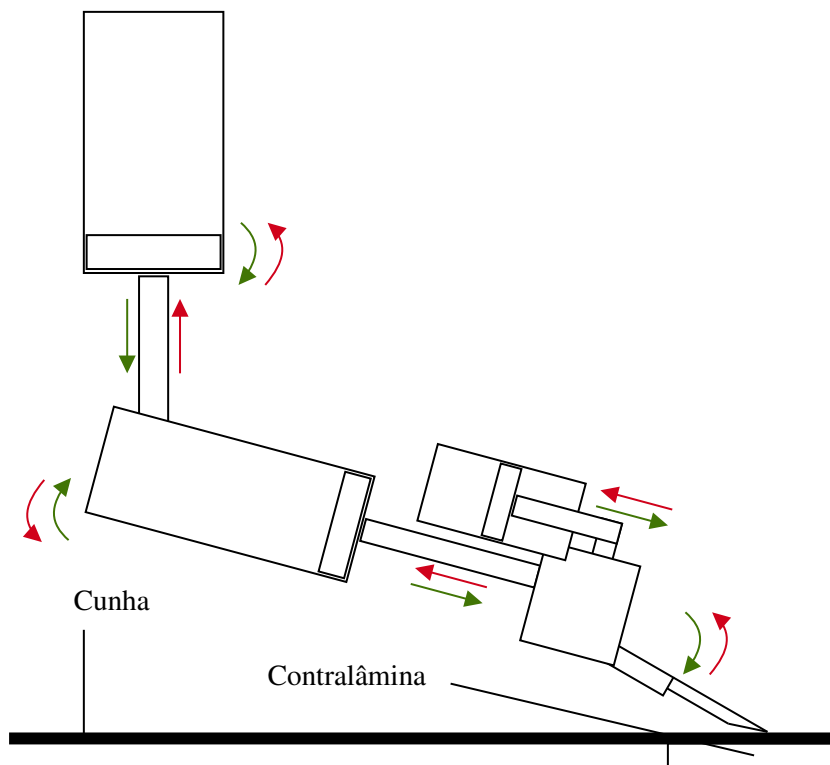


Figura 3.1: Esquema de montagem do sistema de corte

Existem dois conjuntos de corte individuais que se encontram lado a lado no interior de um suporte. O suporte do sistema de corte roda em torno de um eixo, permitindo assim a sua elevação para que o carro (transportador das cunhas ao longo da mesa de corte) se desloque livremente e possa agarrar as cunhas após o corte e puxá-las, dirigindo-se seguidamente para o tambor, onde as cunhas serão colocadas em redor do mesmo para que seja realizada a junta das suas extremidades, completando assim o seu ciclo. O movimento do suporte encontra-se ao encargo de um outro cilindro pneumático. O seu movimento de avanço garante o posicionamento do sistema na posição

de corte e garante a sua fixação durante o mesmo, uma vez que a força exercida para a realização do corte poderá elevar o mesmo, sendo este um cenário indesejável. O movimento de recuo do cilindro realiza a elevação do sistema de corte e garante que este não interfere com os restantes movimentos da máquina.

Contudo, apesar de um exigente dimensionamento e cuidado na manutenção do sistema de corte, existem alguns problemas recorrentes com este sistema que forcem paragens na máquina, o que é desvantajoso para a empresa.

3.1.2 Defeitos do sistema

A empresa demonstrou preocupação face a alguns dos problemas encontrados nestas máquinas, sendo um dos principais o elevado gasto de lâminas de corte que se tem feito sentir nos últimos anos. Estas lâminas, dependendo do fabricante, não parecem possuir propriedades padrão, sendo que estas variam muito entre si. Algumas lâminas acabam por se revelar bastante frágeis e por possuir uma reduzida durabilidade, sendo necessária uma substituição regular que provoca paragens e quebras na produção. Este facto pode ser justificado pelo seu processo de fabrico, uma vez que algumas das lâminas de um lote podem sofrer uma têmpera na sua zona de corte enquanto que outras sofrem uma têmpera em toda a peça, perdendo propriedades (por exemplo, tenacidade ao choque).

Apesar do aquecimento das lâminas facilitar o corte da borracha, a aplicação de ciclos térmicos pode provocar algum desgaste (sob a forma de fadiga térmica) e pode ainda gerar um revenido nas mesmas (dependendo do estado da lâmina), conferindo-lhes uma perda de dureza. Uma elevada temperatura das lâminas pode causar uma colagem da borracha na superfície da lâmina devida à adesividade do material, acumulando-se matéria e, por vezes, dobrando a superfície de corte. A dobragem do material no movimento de recuo dos cilindros de amortecimento gera, por vezes, bolhas de ar na junção das extremidades das cunhas. Estas, muitas vezes, conferem desequilíbrios na condução e fragilidades no pneu, concedendo ainda uma fraca vedação do ar.

O recurso a sistemas pneumáticos acarreta também alguns pontos negativos como a eficiência energética e as fugas de ar, sendo que a pressão do sistema diminuirá apenas se as fugas forem elevadas. O ar comprimido utilizado é filtrado e seco na rede mas não é lubrificado com o intuito de se evitarem contaminações. A ausência de humidade no ar pode levar à secagem da borracha dos vedantes dinâmicos dos cilindros (*O’rings*), sendo também um fator causador de fugas. É então necessária alguma manutenção regular dos mesmos.

Para além dos problemas relacionados com as lâminas de corte e com o sistema pneumático utilizado, um dos principais problemas encontrados reside na realização de ajustes por parte dos operadores. Devido à falta de formação no contexto da máquina, verificou-se que existem mudanças notórias nos ajustes do sistema de corte de turno para turno de trabalho. Os ajustes manuais realizados variam de operador para operador, sendo que algumas afinações eventualmente provocam propriedades de corte diferentes e possíveis quebras de produção. Alguns operadores optam por afiar as lâminas com auxílio de uma pedra polidora porosa quando o corte deixa de ser realizado com suavidade, procurando raspar também alguma da borracha que eventualmente se agarrou

durante os ciclos de corte, acabando por vezes por danificar e/ou riscar as mesmas e por exigir a sua substituição.

3.2 Lâminas de corte

As lâminas utilizadas no sistema de corte apresentam um *design* único e exclusivo da empresa. Na Figura 3.2 é ilustrada uma das lâminas utilizadas. É possível constatar que possuem um gume afiado que permite facilitar o corte. Estas lâminas são retificadas e alisadas no seu corpo, apresentando desse modo marcas pouco perceptíveis à visão. É também conferido um polimento na sua superfície de corte, apresentando-se assim um gume liso, brilhante e também sem marcas visíveis.

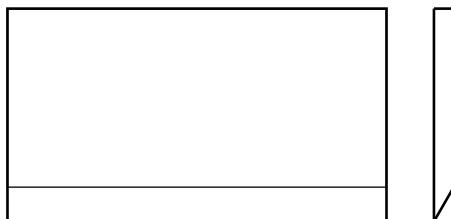


Figura 3.2: Desenho de uma lâmina de corte utilizada nas máquinas de corte de cunhas

Estas lâminas são compostas por uma liga metálica média para trabalho a frio, rica em Magnésio, Crómio e Vanádio. A Tabela 3.1 apresenta a composição da liga recomendada pela norma DIN 90 MnCrV 8, semelhante à norma AISI O2. Com cerca de 1% de Carbono, esta liga apresenta uma elevada capacidade de endurecimento, característica ideal para aplicações de corte, sendo, no entanto, limitada pela sua temperabilidade [26, 27]. No entanto, a empresa desconhece o estado em que as lâminas lhe são entregues pelos fornecedores.

Tabela 3.1: Composição da liga metálica segundo a norma DIN 90 MnCrV 8 [28]

C	Cr	Mn	P	S	Si	V
0,85 - 0,95%	0,2 - 0,5%	1,8 - 2,2%	0 - 0,03%	0 - 0,03%	0,1 - 0,4%	0,05 - 0,2%

Um dos grandes inconvenientes encontrados nas máquinas em estudo consiste na reduzida durabilidade das lâminas de corte utilizadas. Com o intuito de averiguar o problema, foram recolhidas algumas lâminas para realização de ensaios, algumas novas, outras já utilizadas nas máquinas. A Tabela 3.2 pretende identificar todas as lâminas utilizadas. A Figura 3.3 apresenta alguma acumulação de borracha numa lâmina. A Figura 3.4 apresenta uma lâmina oxidada submetida a ensaios de dureza.

As lâminas fornecidas foram então submetidas a alguns testes com o intuito de averiguar se o critérios definidos pela empresa são cumpridos. Foram realizados ensaios de dureza, exposto na subsecção 3.2.1.



Figura 3.3: Acumulação de borracha numa das lâminas



Figura 3.4: Lâmina 4 oxidada

Posteriormente, será abordado o aquecimento das lâminas de corte na subsecção 3.2.2. Originalmente mantido a 220 °C, este demonstra-se algo excessivo pois, aliado à adesividade da borracha, origina a acumulação desta nas lâminas, tal como representado na Figura 3.3, dificultando assim a realização do corte.

Tabela 3.2: Identificação das lâminas fornecidas pela empresa para realização de ensaios

Lâmina	Fabricante	Estado	Observações
1	Fabricante 1	Nova	-
2	Fabricante 1	Gasta	Acumulação de borracha
3	Fabricante 1	Gasta	Acumulação de borracha
4	Fabricante 2	Nova	Oxidada
5	Fabricante 2	Gasta	Acumulação de borracha
6	Fabricante 2	Gasta	Acumulação de borracha
7	Desconhecido 1	Nova	-
8	Desconhecido 1	Gasta	Acumulação de borracha
9	Desconhecido 2	Nova	-

3.2.1 Ensaios de dureza

As lâminas de corte incluídas na Tabela 3.2 foram sujeitas a ensaios de medição de dureza. Os objetivos principais desta atividade consistiram em averiguar se existem perdas de dureza do material resultantes da aplicação de ciclos térmicos às lâminas, aferir quais as lâminas adquiridas que apresentam maior dureza e se os fabricantes cumprem os requisitos estabelecidos pela empresa.

Os ensaios foram realizados no laboratório de ensaios mecânicos do DEMec¹, na FEUP, com recurso a uma máquina de ensaios de dureza, modelo *DiaTestor 2RC* da *Otto Wolpert-Werke*, fabricada em 1970, tal como representado na Figura 3.5.

As *DiaTestor 2RC* permitem a realização de vários ensaios de dureza universais e possuem óticas integradas para obtenção de resultados. As escalas permitidas neste modelo, consoante o teste a realizar, são:

- **Vickers:** 1; 2; 3; 5; 10; 20; 30; 40 e 50 kgf;

¹Departamento de Engenharia Mecânica

- **Rockwell:** 60; 100 e 150 kgf;
- **Brinell:** 15,625; 31,25; 62,5; 125; 187,5 e 250 kgf; [29]

Inicialmente, dado que a especificação de dureza estabelecida pela empresa consiste numa dureza inserida numa gama entre 55 e 58 HRC, optou-se pela realização da medição de dureza através de ensaios na escala *Rockwell C* com a aplicação de uma pré-carga de 10 kgf e de uma força de 150 kgf. No entanto, os resultados obtidos demonstraram algumas discrepâncias face ao resultado esperado. Este fenómeno deve-se ao facto de os ensaios *Rockwell* serem normalmente realizados com pequenas amostra de material e não com uma peça inteira. A utilização de uma lâmina completa afetou os resultados devido às suas propriedades elásticas de restituição, forçando à adoção de um outra escala, *Vickers*, abordada em 3.2.1.1, sendo posteriormente convertida para a escala *Rockwell C* para comparação com os valores pretendidos pela empresa.



Figura 3.5: Referência da máquina de ensaios de dureza utilizada

3.2.1.1 Dureza *Vickers*

O ensaio *Vickers* consiste na aplicação de uma tensão ao material de teste através de um diamante sob a forma de uma pirâmide de base quadrangular reta e com um ângulo α , no geral de 136° , entre as faces opostas do vértice superior. A Figura 3.6 pretende representar a execução de um ensaio. O material de teste é então submetido a uma força F durante dez a quinze segundos. Após a libertação do diamante, verifica-se que o material sofreu uma deformação que apresenta uma forma semelhante à pirâmide. Proceda-se então à medição das diagonais d_1 e d_2 (com auxílio de um microscópio integrado) desta deformação, tal como representado na Figura 3.7, determinando-se o valor da dureza do material através de um cálculo ou através da consulta de valores tabelados [30, 31].

O ensaio de dureza *Vickers* é vantajoso na medida em que não apresenta limitações quanto à sua aplicação pois a dureza do diamante e a espessura ou até mesmo a área da superfície da peça sujeita ao teste não influenciam os resultados finais. O único inconveniente é apenas visível em alguns materiais menos duros, onde é notória a deformação realizada pelo ensaio. No entanto, na

grande maioria dos casos, a deformação apresenta dimensões quase impercetíveis, sendo apenas observáveis através do microscópio integrado [32].

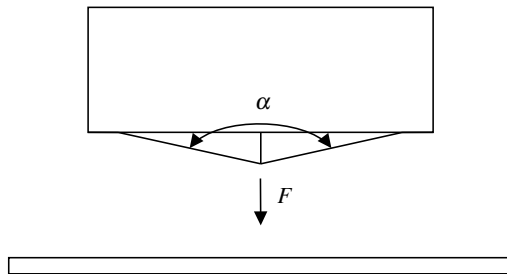


Figura 3.6: Esquematização de um ensaio *Vickers* - baseado em [30, 31]

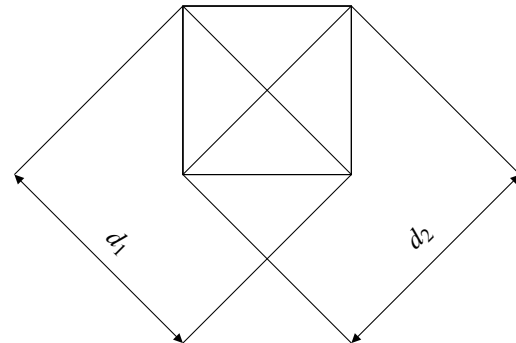


Figura 3.7: Medição das diagonais d_1 e d_2 após carregamento - baseado em [30, 31]

O ensaio *Vickers* a adotar para cada teste possui diferentes designações consoante a força de carregamento F a adotar. As gamas de força para cada tipo de teste, assim como a sua simbologia HV e respetiva designação, encontram-se expostas na Tabela 3.3.

Tabela 3.3: Gama de forças de aplicação F [31]

Força (N)	Dureza (símbolo)	Designação
$F \geq 49,03$	$\geq \text{HV } 5$	Teste de dureza <i>Vickers</i>
$1,961 \leq F < 49,03$	$\text{HV } 0,2 \text{ a } <\text{HV } 5$	Teste de dureza <i>Vickers</i> de força reduzida
$0,009 \leq F < 1,961$	$\text{HV } 0,001 \text{ a } <\text{HV } 0,2$	Teste de microdureza <i>Vickers</i>

Segundo a norma ISO² 6507-1:2018(E), a dureza *Vickers* é determinada através da divisão da força de teste F pela área de deformação A_{sup} após aplicação da força [31]. O cálculo encontra-se então representado na equação 3.1.

$$\text{Dureza(HV)} = \frac{F(\text{kgf})}{A_{sup}(\text{mm}^2)} \quad (3.1)$$

Seja d a média aritmética entre as duas diagonais medidas:

$$d = \frac{d_1 + d_2}{2} \quad (3.2)$$

A área da superfície A_{sup} é então determinada pela equação 3.3.

$$A_{sup} = \frac{d^2}{2 \sin \frac{\alpha}{2}} \quad (3.3)$$

Substituindo a equação 3.3 em 3.1, obtém-se:

²International Organization for Standardization

$$HV = \frac{1}{g} \cdot \frac{F}{\frac{d^2}{2 \sin \frac{\alpha}{2}}} \quad (3.4)$$

Rearranjando os termos da equação 3.4, tem-se:

$$HV = \frac{1}{g} \cdot \frac{2F \sin \frac{\alpha}{2}}{d^2} = 0,1891 \frac{F}{d^2} \quad (3.5)$$

Uma vez que o ângulo α corresponde na grande maioria dos casos a 136° e que a aceleração gravítica g corresponde a um valor de $9.80665m/s^2$, da substituição dos seus valores na equação 3.5 resulta a equação para o cálculo da dureza *Vickers*.

Após a realização de ensaios, o valor de dureza é normalmente designado tendo em conta a consulta de valores tabelados dependentes do valor da força de carregamento F , do tipo de teste realizado e do tempo de aplicação, tal como representado na Figura 3.8. Os valores das forças aplicadas encontram-se expostos na Tabela 3.4.

Tabela 3.4: Força de ensaio correspondente a cada escala de dureza *Vickers* [32]

Dureza (Símbolo)		HV 1	HV 10	HV 30	HV 100
Força	kgf	1	10	30	100
	N	9,807	98,07	294,2	980,7

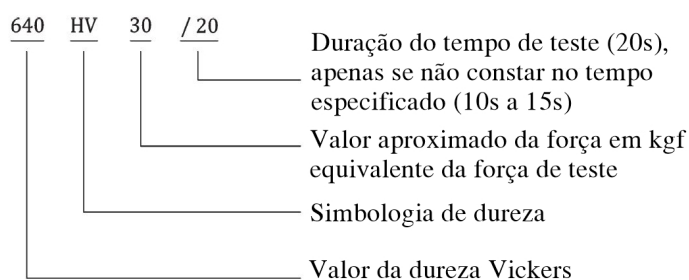


Figura 3.8: Designação do valor de dureza - adaptado de [31]

Posteriormente a uma breve introdução ao conceito de dureza *Vickers* e ao seu método de ensaio, segue-se a exposição dos resultados obtidos em 3.2.1.2, assim como uma comparação e discussão dos mesmos.

3.2.1.2 Resultados obtidos

Dado que as lâminas de materiais metálicos, deduziu-se que, para a realização de um ensaio de dureza, seria necessária a aplicação de forças F elevadas. Os ensaios foram então realizados na escala *Vickers* com a aplicação de 30 kgf.

Tal como referido introdutoriamente na subsecção 3.2.1, os resultados obtidos foram então convertidos para a escala *Rockwell C* com auxílio de tabelas disponibilizadas no laboratório de ensaios mecânicos e em [33, 34]. Uma análise da Tabela 3.5, onde são expostos todos os resultados obtidos em dureza *Vickers* e a sua conversão para a escala *Rockwell C*, permite aferir que todos os fabricantes cumprem os requisitos de dureza solicitados pela empresa.

Tabela 3.5: Dureza *Vickers* e *Rockwell C* de todas as lâminas de teste

Lâmina	Dureza <i>Vickers</i>	Dureza <i>Rockwell C</i>
1	723 HV 30	60,9 HRC
2	680 HV 30	59,3 HRC
3	694 HV 30	59,8 HRC
4	645 HV 30	57,8 HRC
5	661 HV 30	58,5 HRC
6	661 HV 30	58,5 HRC
7	585 HV 30	55,0 HRC
8	618 HV 30	56,5 HRC
9	845 HV 30	65,7 HRC

A Continental Mabor especifica ao fabricante uma dureza das lâminas cujo valor pertença a uma gama entre os 55 e os 58 HRC. Com base na Figura 3.9, onde este critério se encontra representado a verde, é possível verificar que este é satisfeito por todos os fornecedores, independentemente do estado das lâminas, sendo até ultrapassado por algumas.

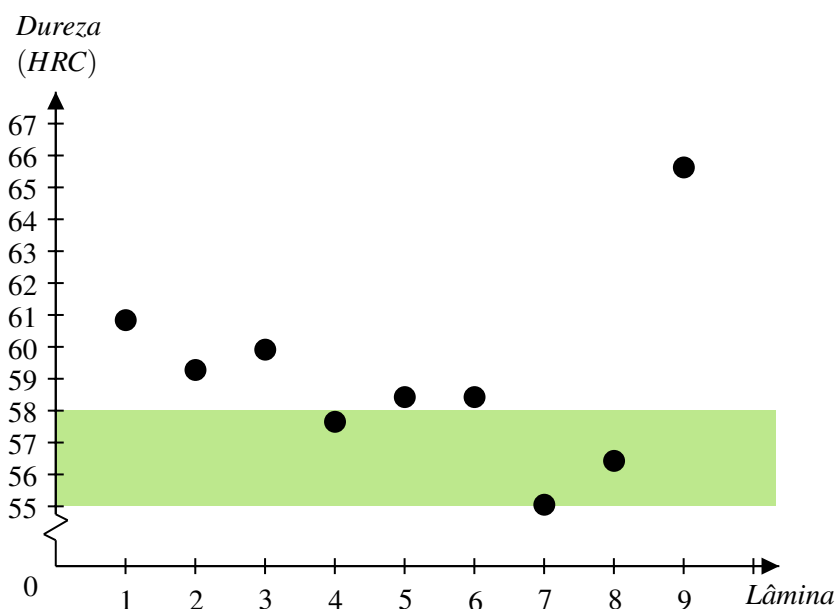


Figura 3.9: Distribuição dos resultados obtidos nos ensaios de dureza na escala *Rockwell C*

Foram realizados quatro ensaios nas lâminas 1 e 2. No entanto, na lâmina 3 foram apenas realizados três. Esta ausência de um quarto ensaio deveu-se à análise dos mesmos ainda nas oficinas, onde foi possível notar que todas as lâminas se apresentam na mesma ordem de grandeza

relativamente à sua dureza, concluindo-se então que as lâminas satisfazem os requisitos de dureza exigidos pela empresa.

Seguidamente, foram ensaiadas as lâminas 4, 5 e 6. Uma análise de resultados permitiu concluir que as lâminas 5 e 6 apresentam uma dureza constante e consistente em todo o seu corpo, pelo que, pelos motivos já apresentados, apenas foram realizados três ensaios. A lâmina 4 demonstrou alguma inconsistência relativamente ao resultado esperado, tendo-se optado pela realização de mais um ensaio para obtenção de um resultado mais preciso. Sendo uma lâmina em estado novo, não seria espetável obter um valor de dureza inferior ao das lâminas gastas. Este resultado pode ser justificado pela oxidação que a lâmina apresenta. As lâminas de fabricantes desconhecidos foram também postas à prova, sendo sujeitas a alguns ensaios de dureza.

Após análise, é possível verificar dois pontos de interesse. O primeiro reside no facto de a dureza aumentar após a aplicação de um ciclo térmico relativamente às lâminas 7 e 8. Verifica-se que uma lâmina gasta possui uma dureza medida algo superior quando comparada com uma lâmina nova. O segundo ponto de interesse foca-se no valor de dureza medido para a lâmina 9, onde se constata que a dureza média é consideravelmente superior quando comparada com as restantes lâminas.

3.2.1.3 Discussão

Apesar de serem fabricadas com um material cuja norma especifica como sendo um aço ligado de trabalho a frio, estas lâminas são sujeitas a um aquecimento entre 200 °C e 220 °C. Visto que as temperaturas de trabalho não ultrapassam o valor da temperatura do revenido, verifica-se que não existem perdas de dureza significativas, tal como é possível observar na Tabela 3.5. Sendo assim, é possível concluir que o problema da reduzida durabilidade das lâminas de corte não deriva do seu fornecimento nem do ciclo térmico a que são sujeitas, uma vez que a especificação de dureza é cumprida, tanto para lâminas novas como para lâminas gastas, e que a temperatura de serviço não permite temperar novamente as lâminas, facto verificado após consulta da Figura 3.10.

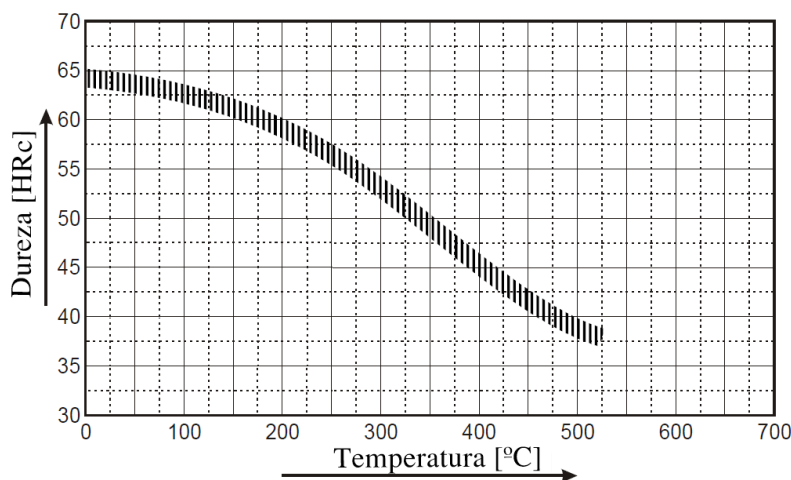


Figura 3.10: Diagrama de têmpera da liga DIN 90 MnCrV 8 - adaptado de [26]

Uma vez que as lâminas testadas verificam a especificação de dureza por parte da empresa, gerou-se a suspeita de que o problema poderia derivar das contralâminas utilizadas. Sendo a dureza mecânica definida como a capacidade de um material penetrar ou contrariar a penetração de outro, caso as contralâminas apresentem um valor de dureza significativamente superior às lâminas, estas estão a ser desgastadas pelas contralâminas. Assim sendo, optou-se por medir a dureza de uma contralâmina disponibilizada pela empresa para o efeito. A Tabela 3.6 expõe os resultados dos ensaios realizados, assim como o resultado médio da dureza medida.

Tabela 3.6: Ensaios de medição de dureza da contralâmina disponibilizada pela empresa

Ensaio	Dureza (HV 30)	Diagonais (mm)		d (mm)	Dureza média (HV 30)
		d_1	d_2		
1	661	0,29	0,29	0,29	665,8
2	661	0,29	0,29	0,29	
3	685	0,28	0,29	0,285	
4	661	0,29	0,29	0,29	
5	661	0,29	0,29	0,29	

Verifica-se então que as lâminas e as contralâminas apresentam valores de dureza muito semelhantes e dentro da especificação requerida pela empresa. Assim sendo, o estudo realizado permite concluir que, apesar dos defeitos verificados pela empresa em algumas das lâminas adquiridas, o problema não parece constar no seu fabrico, nem no seu estado de fornecimento, nem nas condições de trabalho a que se encontram sujeitas.

3.2.2 Resistências elétricas

Tal como referido, o sistema de corte possui um aquecimento das lâminas de corte, sendo o principal objetivo da sua implementação a facilitação e a obtenção de cortes lisos. Procura-se então evitar que se gerem bolhas de ar na junção das extremidades das cunhas. Estas muitas vezes geram desequilíbrios na condução e fragilidades no pneu, conferindo uma fraca vedação do ar.

As resistências utilizadas, representadas na Figura 3.11, são resistências de contacto fabricadas pela ROTFIL[®]. Permitem um aquecimento até um limite de 600°C através de uma potência variável até 15 W por centímetro de comprimento.



Figura 3.11: Resistências de contacto ROTFIL[®] utilizadas [35]

Podem ser fabricadas com comprimentos entre os 100 mm e os 3500 mm, sendo que as resistências utilizadas possuem um comprimento de 150 mm correspondente ao das lâminas de corte. São compostas por um condutor térmico helicoidal incorporado num material dielétrico, isolante e altamente comprimido, formando uma secção transversal de 12 mm por 5,5 mm [35].

Dada a importância da qualidade dos cortes realizados, o sistema foi avaliado e um dos problemas encontrados nas lâminas consistia numa ligeira dobragem das mesmas que, primariamente, se julgou dever-se à aplicação de ciclos térmicos que promoveriam alguma plasticidade. Esta suspeita foi esclarecida em 3.2.1, onde se verificou que a temperatura de trabalho, teoricamente, não influencia o desempenho das lâminas, pelo que o problema da sua reduzida durabilidade deriva de outra circunstância.

Procedeu-se então a uma análise ao sistema conjunto das lâminas de corte e dos respetivos suportes procurando identificar se a causa seria mecânica. Uma nova montagem do sistema permitiu verificar que as resistências utilizadas não possuem faces perfeitamente paralelas ao longo do seu comprimento. As resistências que, uma vez acopladas nas respetivas calhas do suporte, representado na Figura 3.12, elevam a lâmina numa das extremidades quando esta deveria assentar completamente no suporte.

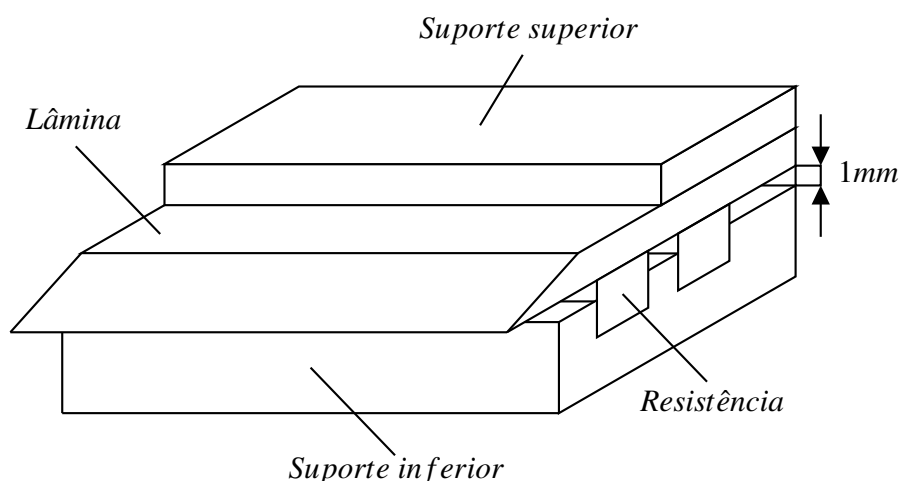


Figura 3.12: Esquemática da montagem do sistema conjunto de lâminas, suportes e resistências

A fixação de todo o conjunto é assegurada através de ligações aparafusadas que conferem um contacto direto de aperto. Estas ligações encontram-se representadas pela força de aperto total F_{aperto} . Tendo em conta que as calhas possuem uma profundidade de 5 mm, a situação de aperto irá inevitavelmente forçar a lâmina numa das extremidades. O aquecimento das resistências promoverá a dilatação de todos os corpos devido à sua constituição metálica. Esta expansão acabará por sujeitar a lâmina tanto a esforços de compressão tanto por parte do suporte como por parte das resistências.

Por efeito do aquecimento e da pressão de contato, a lâmina tende a fletir, diminuindo consideravelmente a sua durabilidade e resistência, forçando à realização de cortes mais grosseiros e menos limpos. O impacto constante influencia e acentua este fenómeno. O efeito do aquecimento

por contacto é também notório nas lâminas após alguns ciclos de aquecimento. Uma comparação entre as Figuras 3.13 e 3.14 permite averiguar o impacto desta componente do sistema.



Figura 3.13: Lâmina em estado novo



Figura 3.14: Lâmina gasta

3.3 Sistema pneumático

O circuito pneumático do sistema de corte apresenta um conjunto de elementos que realizam funções específicas durante a realização do corte. Foi realizado um estudo sobre as condições de operação do sistema. Este estudo encontra-se exposto na subsecção 3.3.1 e 4.1.1, onde serão abordadas as situações críticas de funcionamento de cada cilindro pneumático envolvido. Serão também analisadas as válvulas pneumáticas utilizadas, na subsecção 3.3.2, e os correspondentes tubos que permitem a ligação destas aos atuadores do sistema de corte.

Uma vez definidos os critérios de funcionamento de cada cilindro, dado que o objetivo principal desta dissertação consiste na alteração do sistema de corte de cunhas, procedeu-se a um estudo e comparação de soluções alternativas para cada um dos cilindros implementados na solução construtiva atual.

3.3.1 Cilindros pneumáticos originais

A solução construtiva atual contempla um conjunto de cinco cilindros pneumáticos FESTO® de três diferentes tipos, tal como exposto na Tabela 3.7. Em 3.3.1.1 serão avaliados os dois cilindros DSN-25-25 de amortecimento do sistema. Em 3.3.1.2, os dois cilindros DSW-40-100 de corte serão analisados mais em detalhe. O cilindro DNC-63-125 de posicionamento, o que apresenta o funcionamento mais complexo, encontra-se esmiuçado em 3.3.1.3.

O correto dimensionamento de válvulas e de cilindros é um elemento fundamental na conceção e especificação de um sistema pneumático. Este garante que os custos de operação sejam minimizados enquanto que o desempenho do sistema é otimizado, assim como a sua eficiência e segurança. Um cilindro pneumático pode ser categorizado quanto à sua aplicação:

- **Estático:** Solicitações que exijam pressões constantes, como por exemplo garras pneumáticas, entre outros;
- **Dinâmico:** Solicitações que exijam o movimento de cargas.

Tabela 3.7: Caraterísticas dos cilindros que incorporam o sistema de corte

Nomenclatura		DSN-25-25	DSW-40-100	DNC-63-125
Norma		DIN ISO 6432	ISO 15552	ISO 15552
Diâmetro (mm)		∅25	∅40	∅63
Curso (mm)		25	100	125
Peso recuado (g)		238	800	1709
Massa móvel (g)		71	307	663
Peso adicional por 10 mm de avanço (g)		11	45	73
Fator de massa adicional por 10 mm de avanço (g)		6	16	25
Quantidade		2	2	1
Força teórica a 6 bar	Avanço (N)	294,5	754	1870
	Recuo (N)	247,4	633	1682

Em ambos os casos, os principais fatores a considerar para o cálculo correto do diâmetro de um cilindro são a força mínima necessária, a pressão do ar disponível e a eficiência. A força mínima necessária é função do diâmetro deste, da pressão do ar aplicada e da resistência de fricção.

Dado que todos os cilindros que constituem o sistema de corte se encontram dimensionados para aplicações dinâmicas, deve também ser considerado um decaimento da pressão na câmara que se encontra a esvaziar, de aproximadamente 1.5 bar, que se opõe ao movimento do cilindro. A utilização de cilindros com diâmetros superiores ao mínimo requerido pela aplicação permite tolerar este decréscimo na pressão de serviço. A diferença entre a pressão disponível de ar e a pressão de trabalho requerida pelo sistema caracteriza a queda de pressão máxima permitida pelo sistema [36].

O cálculo das forças teóricas dos cilindros é realizado através da manipulação da equação 3.6:

$$p = \frac{F}{A} \quad (3.6)$$

sendo p uma dada pressão, F uma determinada força e A a área onde essa força é aplicada. Rearranjando a equação e tendo em conta a aplicação em causa e considerando os fatores mencionados, resulta a equação 3.7:

$$F_{avanço}^{teórica} = p_{nom} \cdot A_{emb} \cdot \mu \quad (3.7)$$

sendo $F_{avanço}^{teórica}$ a força teórica de avanço de um cilindro, p_{nom} a pressão nominal de serviço do sistema pneumático, μ a eficiência de um dado cilindro e A_{emb} a área superficial do êmbolo de um cilindro, obtém-se então:

$$F_{recuo}^{teórica} = p_{nom} \cdot \frac{\pi}{4} \cdot (\varnothing_{emb}^2 - \varnothing_{haste}^2) \cdot \mu \quad (3.8)$$

Com base no *PneuBook* [36] disponibilizado pela SMC[®], foi demonstrado que o fator μ pretende caracterizar a eficiência de um cilindro, sendo que este não assume um valor linear, tal como é possível verificar na Figura 3.15. Salienta-se que o conteúdo exibido no gráfico apenas se aplica a cilindros produzidos pela SMC[®], tendo sido introduzido na dissertação com o intuito de demonstrar que a eficiência de um cilindro não é uma característica regular.

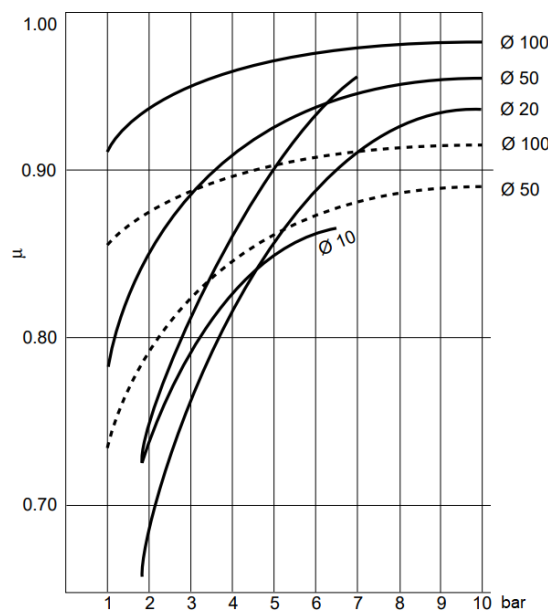


Figura 3.15: Eficiência de cilindros pneumáticos e hidráulicos para vários diâmetros e pressões nominais - Adaptado de [36]

Muitas das variáveis do sistema não são possíveis de quantificar com precisão, tais como a eficiência μ dos cilindros pneumáticos e as quedas de pressão nos mesmos. Assim sendo, o dimensionamento de novos cilindros tomou recurso às equações 3.7 e 3.8, desprezando a existência de um fator μ , e à análise das aplicações de cada cilindro. Para cada situação crítica, foi determinada uma equação de dimensionamento e adicionado um coeficiente de segurança n que permitiu contabilizar todos os efeitos até então ignorados (eficiência, inércias, forças dissipativas, entre outros), procurando conferir alguma segurança no dimensionamento das soluções encontradas.

Este estudo inicial permitiu verificar se os cilindros originais se encontram dimensionados corretamente e a cumprir as funções que lhes foram atribuídas. Foi também possível analisar os fatores internos do sistema que contribuem para aumentar ou diminuir a necessidade de força de alguns dos cilindros, algo que será abordado posteriormente em 4.1.1.

3.3.1.1 Cilindros de amortecimento

O sistema de corte dispõe de dois cilindros FESTO® DSN-25-25 cujas principais funções consistem no amortecimento do corte no momento de impacto e na elevação das lâminas no movimento de recuo para que estas não danifiquem as superfícies das cunhas. Estes cilindros encontram-se montados num sistema semelhante a uma manivela. Tendo como base o esquema de forças representado na Figura 3.16, o cilindro encontra-se ligado ao conjunto do suporte e da respetiva lâmina por intermédio de um braço que roda em torno do ponto D .

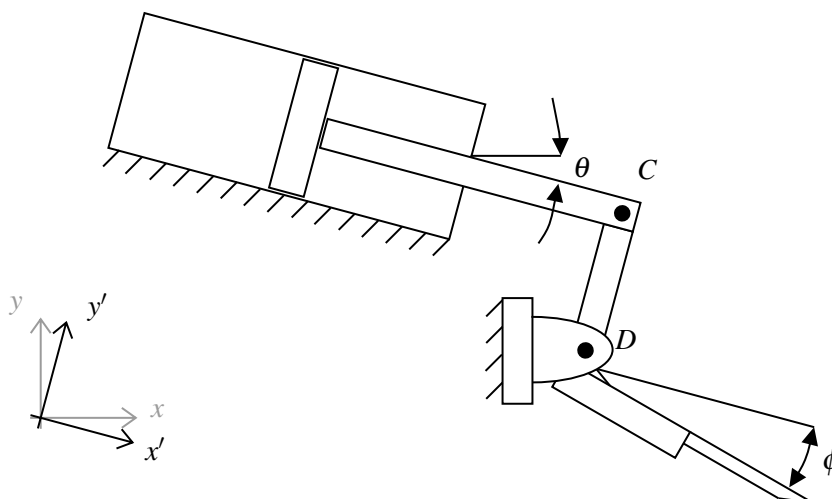


Figura 3.16: Diagrama de forças num cilindro de amortecimento FESTO® DSN-25-25

O conjunto que engloba a barra, a lâmina e o seu suporte, realiza pequenas oscilações em torno deste ponto uma vez que, apesar de possuir uma haste de 25 mm de comprimento, o cilindro apenas realiza uma pequena porção do curso disponível (cerca de 12 mm). A ligação entre o cilindro e o braço é garantida pelo eixo C . As forças relativas aos apoios do eixo D não se encontram representadas.

O ângulo θ pretende representar a inclinação do sistema de amortecimento (e de corte), no referencial $x'Oy'$, face ao sistema de eixos da máquina xOy . O ângulo ϕ remete para uma inclinação do conjunto de lâmina e suporte relativamente à posição do sistema de corte e amortecimento.

O estudo da dinâmica deste sistema terá como base o equilíbrio de momentos no eixo D . Adotar-se-á o referencial $x'Oy'$ representado na Figura 3.17. É ainda apresentada a separação de corpos para o sistema representado na Figura 3.16.

F_{cil} representa a força exercida pelo cilindro para a solicitação de maior exigência, ou seja, a de recuo. F_g^{emb} , F_g^{barra} e F_g^{lam} representam as forças gravíticas da massa móvel do cilindro (êmbolo, haste e vedantes), da barra de ligação e do conjunto do suporte e da lâmina de corte, respetivamente. N caracteriza a força normal exercida pelas paredes do cilindro no êmbolo devido ao contacto inerente aos dois corpos. K_d pretende representar o momento do sistema no eixo de rotação D .

Primariamente, realize-se uma breve análise ao equilíbrio de forças do êmbolo do cilindro. Dado que se encontra animado de um movimento linear x na situação de recuo (sendo \dot{x} a sua

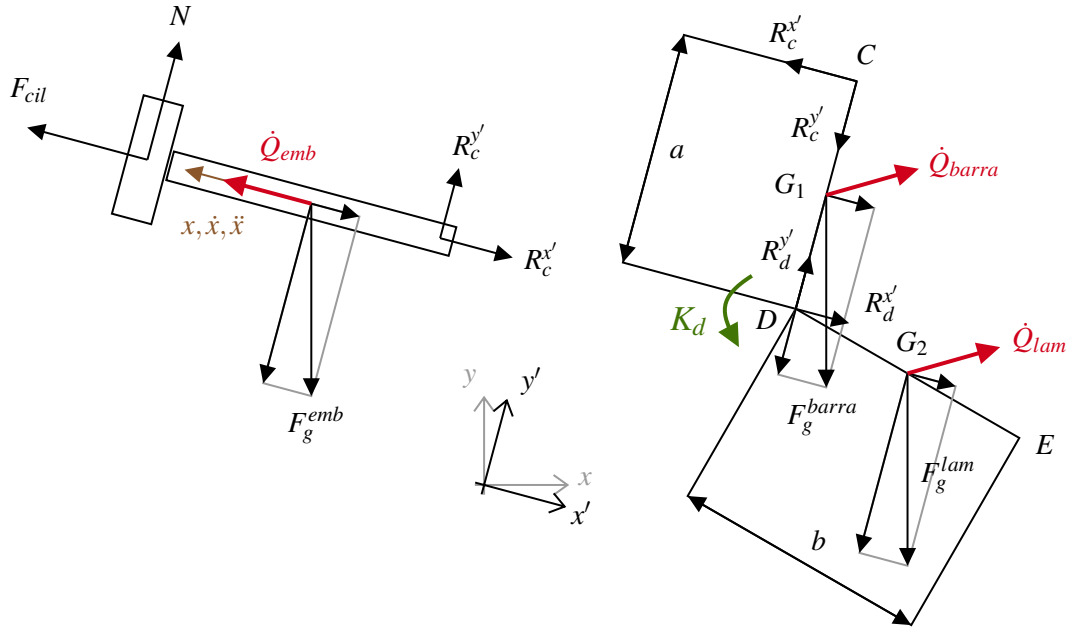


Figura 3.17: Diagrama de forças para determinação da equação de momentos do sistema de amortecimento

velocidade e \ddot{x} a sua aceleração), este possui uma quantidade de aceleração \dot{Q}_{emb} . Pelos TVD³, sabe-se que "o equilíbrio dinâmico do ponto material corresponde à igualdade entre o tissor das forças exteriores e o tissor da quantidade de aceleração"[37]. Seja τ_{FE} o tissor das forças exteriores e τ_{QA} o tissor das quantidades de aceleração, o equilíbrio dinâmico é então representado na equação 3.9.

$$\tau_{FE}(\vec{F}^{ext}; \vec{M}_o^{ext}) = \tau_{QA}(\dot{Q}; \vec{K}_o) \quad (3.9)$$

Da igualdade apresentada em 3.9 resultam duas equações: uma equação de equilíbrio de forças do sistema e uma de equilíbrio de momentos. A equação 3.10 permite determinar os valores da reação em C exercida pelo êmbolo do cilindro.

$$\sum \vec{F} = \dot{Q}_{emb} \Leftrightarrow \begin{cases} -F_{cil} + F_g^{emb} \sin \theta + R_c^x = m_{emb} \cdot \ddot{x} \\ N - F_g^{emb} \cos \theta + R_c^y = 0 \end{cases} \quad (3.10)$$

Resolvendo o sistema de equações apresentado na equação 3.10 e substituindo a força gravítica do êmbolo pelos valores da equação 3.11 correspondentes, obtém-se então o vetor \vec{R}_c representado pela equação 3.12. As restantes forças gravíticas consideradas foram determinadas de modo semelhante.

Os vetores \vec{DC} e \vec{DE} encontram-se então representados pelas equações 3.13 e 3.14, respetivamente, no sistema de eixos $x'Oy'$. O valor a representa o comprimento do braço e b representa o comprimento do conjunto lâmina e suporte.

³Teoremas Vetoriais da Dinâmica

$$\vec{F}_g^{emb} = m_{emb} \cdot g \cdot \begin{bmatrix} \sin \theta \\ -\cos \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.11) \quad \vec{R}_c = \begin{bmatrix} R_c^x \\ R_c^y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{cil} - m_{emb}(g \sin \theta - \ddot{x}) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.12)$$

Aborde-se em seguida o equilíbrio do conjunto representado no lado direito da Figura 3.17. O movimento linear x do êmbolo do cilindro provocará uma rotação do conjunto no eixo O .

$$\vec{DC} = \begin{bmatrix} 0 \\ a \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.13) \quad \vec{DE} = b \begin{bmatrix} \cos \phi \\ -\sin \phi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.14)$$

Aplicando o mesmo princípio demonstrado nas equações 3.9 e 3.10, a reação \vec{R}_d será dada pela equação 3.15. Note-se que, uma vez que o conjunto apenas realiza um movimento angular em torno do ponto O , a quantidade de aceleração do conjunto é nula.

$$\sum \vec{F} = \vec{0} \Leftrightarrow \begin{cases} m_{barra}g \sin \theta + m_{lam}g \sin \theta + R_d^x - R_c^x = 0 \\ -m_{barra}g \cos \theta - m_{lam}g \cos \theta + R_d^y - R_c^y = 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

Resolvendo a equação em ordem a R_d^x e R_d^y , a reação \vec{R}_d encontra-se representada na equação 3.16. É possível verificar que o sistema se encontra em equilíbrio dinâmico.

$$\vec{R}_d = \begin{bmatrix} R_d^x \\ R_d^y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{cil} - m_{emb}(g \sin \theta - \ddot{x}) - (m_{barra} + m_{lam})g \sin \theta \\ (m_{barra} + m_{lam})g \cos \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.16)$$

O momento dinâmico é definido como "o momento do vetor quantidade de aceleração de um determinado ponto em relação a um determinado pólo"[37]. O momento dinâmico no centro de massa do conjunto (ponto D) representado à direita na Figura 3.17 será dado pelo somatório dos momentos dinâmicos dos corpos que rodam em torno desse ponto, tal como representado na equação 3.17.

$$\vec{K}_d = \vec{K}_d^{barra} + \vec{K}_d^{lam} = \underbrace{\vec{K}_{G_1}}_{=\dot{\vec{H}}_{G_1}} + \vec{CG}_1 \times \dot{\vec{Q}}_{barra} + \underbrace{\vec{K}_{G_2}}_{=\dot{\vec{H}}_{G_2}} + \vec{CG}_2 \times \dot{\vec{Q}}_{lam} \quad (3.17)$$

Através do 2º Teorema de Koenig será possível determinar o valor do momento dinâmico de cada corpo relativamente ao eixo D uma vez que este será a soma de duas parcelas distintas:

- O primeiro termo representa o momento dinâmico do corpo no centro de massa \vec{K}_G , e corresponde à derivada em ordem ao tempo do momento cinético do mesmo ponto;

- O segundo termo corresponde ao produto vetorial do vetor de posição do centro de massa \vec{CG} , pelo vetor quantidade de aceleração do corpo $\dot{\vec{Q}}$ [37].

Os termos \vec{K}_G representam os momentos dinâmicos no centro de massa dos respectivos corpos na equação 3.17. Estes serão dados apenas pela derivada em ordem ao tempo do momento cinético nos respectivos centros de massa, tal como representado nas equações 3.18 e 3.19.

$$\vec{K}_{G_1} = \dot{\vec{H}}_{G_1} = [I_{G_1}] \dot{\vec{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ J_{barra} \dot{\omega} \end{bmatrix} \quad (3.18) \quad \vec{K}_{G_2} = \dot{\vec{H}}_{G_2} = [I_{G_2}] \dot{\vec{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ J_{lam} \dot{\omega} \end{bmatrix} \quad (3.19)$$

Uma vez que ambos os corpos podem ser aproximados a barras que rodam em torno de uma das suas extremidades a uma velocidade ω , os momentos de inércia serão determinados com recurso às equações 3.20 e 3.21.

$$J_{barra} = \frac{1}{3} m_{barra} a^2 \quad (3.20) \quad J_{lam} = \frac{1}{3} m_{lam} b^2 \quad (3.21)$$

A velocidade angular ω de rotação do conjunto e a aceleração angular $\dot{\omega}$ são função da velocidade \dot{x} e aceleração linear \ddot{x} do movimento de recuo do êmbolo do cilindro e podem ser determinadas através das equações 3.22 e 3.23, respetivamente.

$$\vec{\omega} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \dot{x}/a \end{bmatrix} \quad (3.22) \quad \dot{\vec{\omega}} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \ddot{x}/a \end{bmatrix} \quad (3.23)$$

As quantidade de aceleração da barra e do conjunto lâmina e suporte, $\dot{\vec{Q}}_{barra}$ e $\dot{\vec{Q}}_{lam}$ respetivamente, são determinados pelas equações 3.24 e 3.25.

$$\dot{\vec{Q}}_{barra} = m_{barra} \cdot \vec{a}_{G_1} \quad (3.24) \quad \dot{\vec{Q}}_{lam} = m_{lam} \cdot \vec{a}_{G_2} \quad (3.25)$$

As acelerações lineares dos centros de massa G_1 e G_2 são determinadas através da derivada da velocidade linear dos mesmos pontos e serão calculadas através das equações 3.26 e 3.27.

$$\vec{a}_{G_1} = \dot{\vec{v}}_{G_1} = \frac{d}{dt} \left[\underbrace{\dot{\vec{y}}_a}_{=\vec{0}} + \vec{\omega} \times \vec{DG}_1 \right] \quad (3.26) \quad \vec{a}_{G_2} = \dot{\vec{v}}_{G_2} = \frac{d}{dt} \left[\underbrace{\dot{\vec{y}}_a}_{=\vec{0}} + \vec{\omega} \times \vec{DG}_2 \right] \quad (3.27)$$

As distâncias dos centros de gravidade da barra e do conjunto lâmina e suporte, G_1 e G_2 , ao eixo de rotação O do conjunto encontram-se representadas pelas equações 3.28 e 3.29.

$$\vec{DG}_1 = \begin{bmatrix} 0 \\ a/2 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.28) \quad \vec{DG}_2 = \frac{b}{2} \begin{bmatrix} \cos \phi \\ -\sin \phi \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.29)$$

Retomando as equações 3.26 e 3.27, substituído os respectivos vetores pelas equações 3.28, 3.29 3.22 e 3.23, é possível determinar os vetores de aceleração linear dos centros de gravidade de cada corpo. Substituindo os valores calculados nas equações 3.24 e 3.25, as respectivas quantidades de aceleração serão então dadas por 3.30 e 3.31.

$$\dot{\vec{Q}}_{barra} = \begin{bmatrix} m_{barra} \cdot \frac{\ddot{x}}{2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.30) \quad \dot{\vec{Q}}_{lam} = \begin{bmatrix} m_{lam} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{\ddot{x}}{2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.31)$$

Retomando a equação 3.17, será agora possível determinar o vetor correspondente ao momento dinâmico de todo o conjunto através da equação 3.32.

$$\begin{aligned} \vec{K}_d = & \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{m_{barra}}{3} \cdot \frac{a^2}{a} \cdot \ddot{x} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ a/2 \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} m_{barra} \cdot \frac{\ddot{x}}{2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{m_{lam}}{3} \cdot \frac{b^2}{a} \cdot \ddot{x} \end{bmatrix} + \\ & + \frac{b}{2} \begin{bmatrix} \cos \phi \\ -\sin \phi \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} m_{lam} \cdot \frac{b}{a} \cdot \frac{\ddot{x}}{2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \left[\frac{1}{12} \cdot m_{barra} \cdot a + \frac{b^2}{a} \cdot m_{lam} \cdot \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{4} \sin \phi \right) \right] \ddot{x} \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.32)$$

Recorrendo novamente aos TVD, uma vez que o estudo do movimento terá como base o equilíbrio de momentos no eixo C , proceda-se à sua determinação. Consta-se que, tendo em conta o descrito, dimensionar-se-á um valor mínimo de F_{cil} para a situação mais exigente. Por observação da Figura 3.17:

$$\vec{DC} \times \vec{R}_c + \vec{DG}_1 \times \vec{F}_g^{barra} + \vec{DG}_2 \times \vec{F}_g^{lam} = \vec{K}_d \quad (3.33)$$

Substituindo as equações 3.12, 3.13, 3.28, 3.29 e 3.32 na equação 3.33 resolvendo e tendo em conta algumas propriedades trigonométricas, obtém-se o exposto na equação 3.34:

$$\begin{aligned} [F_{cil} - m_{emb} \cdot (g \sin \theta - \ddot{x})] \cdot a - m_{barra} \cdot g \sin \theta \cdot \frac{a}{2} - m_{lam} \cdot g \cdot b \cdot \underbrace{(\cos \theta \cos \phi - \sin \theta \sin \phi)}_{\cos(\theta+\phi)} = \\ = \left[\frac{1}{12} \cdot m_{barra} \cdot a + \frac{b^2}{a} \cdot m_{lam} \cdot \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{4} \sin \phi \right) \right] \ddot{x} \end{aligned} \quad (3.34)$$

A força exercida pelo cilindro assumirá então o valor F_{cil} que se encontra representada na equação 3.35.

$$F_{cil} = \left[\frac{1}{12} \cdot m_{barra} + \frac{b^2}{a^2} \cdot m_{lam} \cdot \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{4} \sin \phi \right) \right] \ddot{x} + \frac{1}{2} m_{barra} \cdot g \sin \theta + \frac{b}{a} \cdot m_{lam} \cdot g \cdot \cos(\theta + \phi) + m_{emb} \cdot (g \sin \theta - \ddot{x}) \quad (3.35)$$

Reorganizando a equação 3.35 obtém-se a equação para a determinação da força de recuo mínima que o cilindro terá de exercer em função das variáveis do sistema. Uma vez que os atritos não foram considerados devido à dificuldade inerente de obtenção de valores que permitam quantificar estes efeitos fiavelmente, introduz-se um coeficiente de segurança n que permita sobredimensionar os cilindros tendo em conta a situação descrita. O valor mínimo de força necessário para que seja possível realizar um correto dimensionamento do levantamento das lâminas é então dado pela equação 3.36.

$$F_{cil}^{recuo} \geq n \left[\frac{1}{12} m_{barra} + \frac{b^2}{a^2} m_{lam} \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{4} \sin \phi \right) - m_{emb} \right] \ddot{x} + \left[\left(\frac{1}{2} m_{barra} + m_{emb} \right) \sin \theta + \frac{b}{a} m_{lam} \cos(\theta + \phi) \right] g \quad \text{com } n \geq 1 \quad (3.36)$$

É possível decompor a força mínima exercida pelo cilindro em duas componentes:

- **Componente inercial:** O cilindro terá de exercer uma força que consiga vencer a inércia dos corpos que se encontram em repouso. Será atribuído um coeficiente de segurança a esta componente uma vez que a determinação das inércias dos componentes deu-se com recurso a métodos aproximados e também para quantificar algum atrito;
- **Componente gravítica:** Para que a elevação das lâminas seja realizável, o cilindro terá de recuar. Para além da necessidade em vencer a inércia dos corpos do sistemas, o cilindro terá também de conseguir vencer os efeitos gravíticos constantes a que o sistema se encontra sujeito. Uma vez que estes não se alteram no tempo, considera-se um coeficiente de segurança apenas nos termos relativos à componente inercial.

3.3.1.2 Cilindros de corte

O sistema de corte dispõe também de dois cilindros FESTO® DSW-40-100, sendo estes responsáveis pela realização do corte das cunhas e por algum amortecimento no decorrer do embate com a contra-lâmina.

A Figura 3.18 pretende ilustrar um diagrama de forças de um cilindro de corte. Dada a sua inclinação θ , é possível observar que a força de corte real não será correspondente à força teórica de avanço de um cilindro pois, devido à inclinação do sistema, as forças gravíticas dos seus elementos influenciarão o corte, conferindo um valor de força superior ao teórico.

É então possível assumir que a força de corte real F_{corte} corresponderá à quantidade de aceleração do conjunto, tal como representado na equação 3.37.

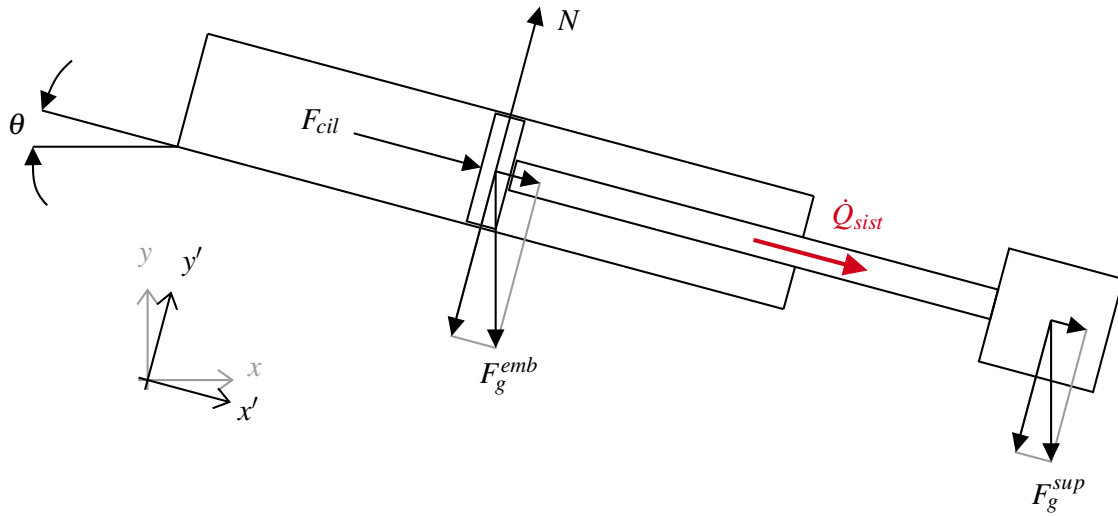


Figura 3.18: Diagrama de forças num cilindro de corte FESTO® DSW-40-100

$$\vec{F}_{corte} = \dot{\vec{Q}} \quad (3.37)$$

Segundo os TVD, “o equilíbrio dinâmico do ponto material corresponde à igualdade entre o tursor das forças exteriores e o tursor da quantidade de aceleração”[37]. Este fenómeno encontra-se então representado na equação 3.38.

$$\dot{\vec{Q}} = \sum \vec{F} \quad (3.38)$$

Tendo em conta a Figura 3.18 e as equações 3.37 e 3.38, a força de corte real do sistema é então representada pela equação 3.39.

$$\vec{F}_{corte} = \vec{F}_{cil} + \vec{F}_g^{emb} + \vec{F}_g^{sup} \quad (3.39)$$

Salienta-se que, também nesta situação, não foram contabilizadas forças de dissipação devido aos seus valores reduzidos. O vetor \vec{F}_{cil} corresponde à força de avanço de um cilindro de corte, representado na equação 3.40. Admita-se o referencial $x'Oy'$ representado na Figura 3.18.

$$\vec{F}_{cil} = \begin{bmatrix} F_{avanço}^{teórica} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.40)$$

Sendo $\vec{F}_g^{móvel}$ o vetor da força gravítica da massa móvel de um cilindro, representado na equação 3.41, e \vec{F}_g^{sup} o vetor da força gravítica do conjunto, empurrado pelo cilindro de corte, que engloba o sistema mencionado em 3.3.1.1 e o seu suporte, representado na equação 3.42, ambas no referencial $x'Oy'$.

$$\vec{F}_g^{emb} = m_{emb}g \begin{bmatrix} \sin \theta \\ -\cos \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.41) \quad \vec{F}_g^{sup} = m_{sup}g \begin{bmatrix} \sin \theta \\ -\cos \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.42)$$

Refira-se ainda que m_{sup} corresponde ao somatório de todas as massas que englobam o referido conjunto empurrado pelo cilindro de corte.

A força N representada pretende simbolizar uma reação interna no cilindro no eixo Oy' . A equação 3.43 demonstra que esta reação é a soma das componentes em Oy' das forças gravíticas envolvidas.

$$N = (m_{emb} + m_{sup})g \cos \theta \quad (3.43)$$

Analisando o sistema, retomando a equação 3.39, substituindo os respetivos vetores pelas equações 3.40, 3.41 e 3.42 e tendo apenas em consideração a direção Ox' , obtém-se a seguinte equação para a força de corte real do sistema.

$$F_{corte} = F_{avanço}^{teórica} + (m_{emb} + m_{sup})g \sin \theta \quad (3.44)$$

A força de corte é finalmente caracterizada pela equação 3.44. É então possível verificar a contribuição dos pesos próprios do sistema na força de corte total.

O dimensionamento correto deste cilindro deveria considerar a força necessária para cortar as cunhas de borracha tendo em conta as suas propriedades. Uma vez que o composto sujeito ao corte não é divulgado, assume-se que a força mínima de corte seja coincidente com a de um dos cilindros de corte utilizados. Dada a ausência de forças de atrito na equação 3.44, uma vez que estas apresentam dificuldades na sua determinação em casos reais, assumam-se um coeficiente de segurança n que permitirá contabilizar esta omissão.

3.3.1.3 Cilindro de posicionamento e fixação

O sistema de corte realiza um movimento rotativo em torno de um eixo que permite o seu levantamento, para que a plataforma transportadora, ou carro, recue, para permitir a realização de um novo corte. Esta rotação do sistema é garantida por um cilindro FESTO® DNC-63-125 assim como o seu posicionamento para a realização do corte e fixação no decorrer do mesmo, uma vez que o impacto dos cilindros de corte com as cunhas e as contra-lâminas gera um momento no

eixo de rotação de todo o sistema que deve ser contrariado pela força exercida pelo cilindro de posicionamento.

O dimensionamento do cilindro necessitará primariamente de um estudo aprofundado sobre as duas situações descritas, sendo que o cilindro de trabalho deverá satisfazer ambos os critérios sem esforço acrescido. Será seguidamente analisado o avanço do cilindro e posteriormente o seu recuo.

• **Situação de avanço do cilindro:**

Na posição de corte, é possível encontrar o sistema num formato idêntico ao esquematizado na Figura 3.19. Os pontos O , A e B são eixos de rotação, sendo B o único eixo que não é fixo. O sistema de corte roda em torno do ponto O enquanto que o cilindro oscila em torno do ponto A . O ângulo γ é referente à inclinação do braço do suporte do sistema de corte, sendo l o comprimento do corpo do suporte, h o comprimento do braço e s e t medições auxiliares.

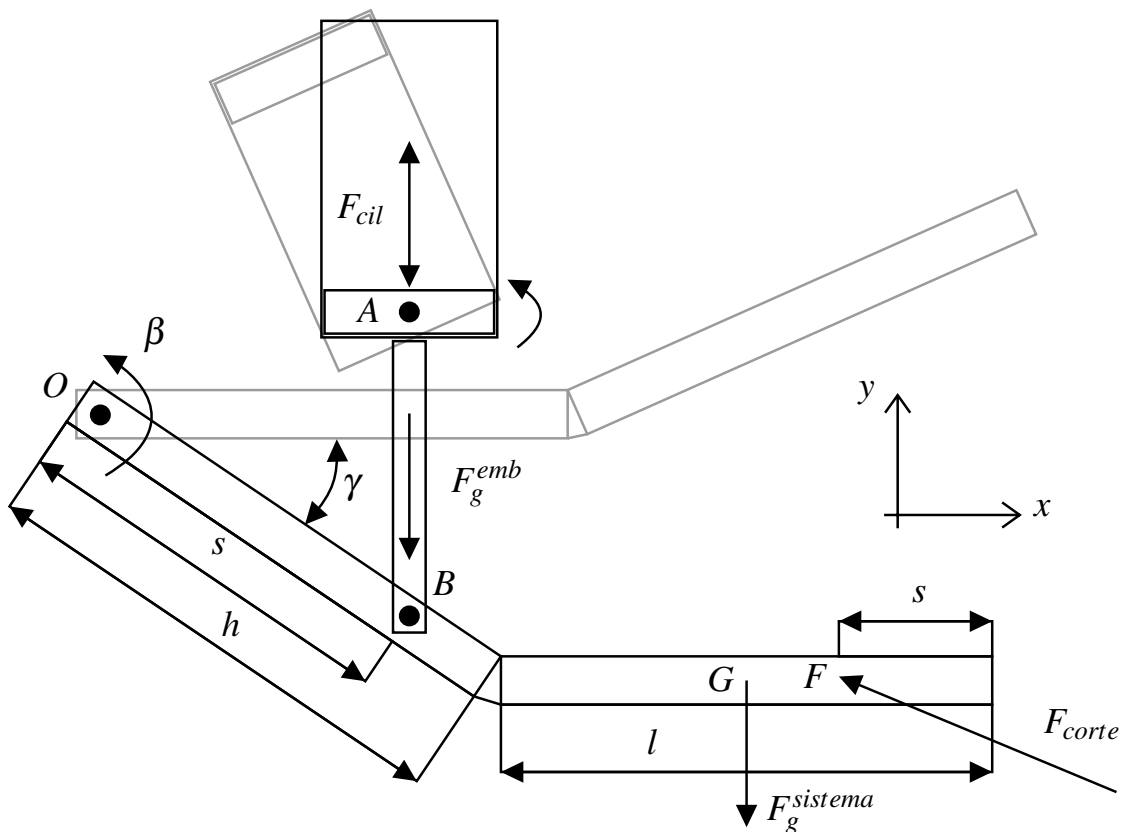


Figura 3.19: Diagrama de forças num cilindro de posicionamento FESTO® DNC-63-125

O cilindro não apresentará dificuldades no posicionamento do sistema. O problema gera-se aquando da aplicação da força de corte total \vec{F}_{corte}^{total} , representada na equação 3.45, que corresponde ao somatório das forças de corte reais exercidas individualmente por cada cilindro abordado em 3.3.1.2, sendo esta a sua situação crítica.

$$\vec{F}_{corte}^{total} = 2 \cdot F_{corte} \cdot \begin{bmatrix} -\cos \theta \\ \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.45)$$

A força de corte real individual de cada cilindro, F_{corte} , já se encontra determinada na equação 3.44. A força gravítica do sistema, $F_g^{sistema}$, engloba toda a massa do sistema em movimento, $m_{sistema}$, exceptuando o cilindro de posicionamento em estudo. A força gravítica da massa móvel do cilindro assume o mesmo formato já representado nas subsecções anteriores, tendo sido adotado o referencial xOy representado nas Figuras 3.16 e 3.19. Os vetores \vec{OB} , \vec{OF} e \vec{OG} também se encontram determinados nas equações 3.46, 3.47 e 3.48, respetivamente, no mesmo referencial.

$$\vec{OB} = s \begin{bmatrix} \cos \gamma \\ -\sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.46)$$

$$\vec{OF} = \vec{OE} + \vec{EF} = h \begin{bmatrix} \cos \gamma \\ -\sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l-t \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h \cos \gamma + l-t \\ -h \sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.47)$$

$$\vec{OG} = \vec{OE} + \vec{EG} = h \begin{bmatrix} \cos \gamma \\ -\sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} l/2 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} h \cos \gamma + l/2 \\ -h \sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.48)$$

Nesta aplicação, o cilindro, uma vez que gira em torno do ponto A , realiza uma força variável no plano. Na situação de maior exigência, ou seja, na aplicação da força de corte, o cilindro encontra-se praticamente na vertical, pelo que a variação da força de avanço devida à inclinação do cilindro não será analisada.

Analogamente à situação exposta na subsecção 3.3.1.1, procedeu-se a uma análise do equilíbrio de momentos no sistema no ponto O . O valor mínimo da força de avanço será aquele para o qual o somatório de momentos no ponto O seja nulo, tal como representado na equação 3.49.

$$\sum \vec{M}_o = \vec{0} \quad (3.49)$$

Realizando então o somatório de momentos na equação 3.49, obtém-se:

$$\left(\vec{F}_g^{móvel} + \vec{F}_{cil} \right) \times \vec{OB} + \vec{F}_g^{sistema} \times \vec{OG} + \vec{F}_{corte}^{total} \times \vec{OF} = \vec{0} \quad (3.50)$$

Substituindo as equações 3.46, 3.47 e 3.48 na equação 3.50 e os respectivos vetores de força, resulta:

$$\begin{aligned} & \left(\begin{bmatrix} 0 \\ -m_{móvel} \cdot g \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -F_{cil} \\ 0 \end{bmatrix} \right) \times s \begin{bmatrix} \cos \gamma \\ -\sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -m_{sistema} \cdot g \\ 0 \end{bmatrix} \times \\ & \times \begin{bmatrix} h \cos \gamma + l/2 \\ -h \sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} + 2 \cdot F_{corte} \cdot \begin{bmatrix} -\cos \theta \\ \sin \theta \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} h \cos \gamma + l - t \\ -h \sin \gamma \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \end{aligned} \quad (3.51)$$

Desenvolvendo a equação 3.51, a equação de momentos no ponto O vem:

$$\begin{aligned} & (m_{móvel} \cdot g + F_{cil}) \cdot s \cos \gamma + m_{sistema} \cdot g \cdot \left(h \cos \gamma + \frac{l}{2} \right) + \\ & + 2 \cdot F_{corte} \cdot \underbrace{\left[h \sin \gamma \cos \theta - h \cos \gamma \sin \theta - (l - t) \sin(\theta + \phi) \right]}_{h \sin(\gamma - \theta)} = 0 \end{aligned} \quad (3.52)$$

Resolvendo a equação 3.52 em ordem à força exercida pelo cilindro, F_{cil} , o seu valor mínimo é dado por:

$$\begin{aligned} F_{cil}^{avanço} = & \frac{1}{s \cos \gamma} \left[2 \cdot F_{corte} \cdot [(l - t) \sin \theta - h \sin(\gamma - \theta)] - \right. \\ & \left. - m_{sistema} \cdot g \cdot \left(h \cos \gamma + \frac{l}{2} \right) \right] - m_{móvel} \cdot g \end{aligned} \quad (3.53)$$

Analogamente às situações expostas em 3.3.1.1 e 3.3.1.2, dado que os atritos e inércias do sistema não foram contabilizados, assume-se novamente um coeficiente de segurança n procurando quantificar os seus efeitos. A equação 3.54 representa então a condição de força de avanço mínima do cilindro.

$$\begin{aligned} F_{cil}^{avanço} \geq & \frac{n}{s \cos \gamma} \left[2 \cdot F_{corte} \cdot [(l - t) \sin \theta - h \sin(\gamma - \theta)] - \right. \\ & \left. - m_{sistema} \cdot g \cdot \left(h \cos \gamma + \frac{l}{2} \right) \right] - m_{móvel} \cdot g \end{aligned} \quad (3.54)$$

• Situação de recuo do cilindro:

Após a realização do corte das cunhas, o sistema será elevado pelo cilindro em estudo, também ilustrado na Figura 3.19, para dar lugar ao carro que transportará as tiras de borrachas ao longo da plataforma. Para que tal aconteça, requer-se que o cilindro possua uma força de recuo suficiente para vencer as forças gravíticas e o atrito, que dificultam o movimento, e para acelerar o cilindro do

repouso até à velocidade nominal de recuo. Proceda-se então ao estudo das variações do sistema através da Figura 3.20 que pretende esquematizar os vetores de posição referentes à situação já ilustrada na Figura 3.19.

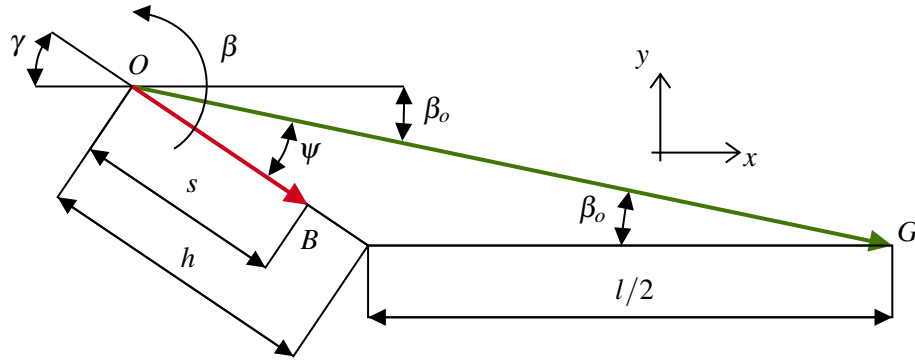


Figura 3.20: Esquematização da variação dos vetores \vec{OB} e \vec{OG} em função dos ângulos β_o , γ e ψ do sistema

É possível observar a presença de três ângulos distintos. O ângulo γ , tal como mencionado, é referente à inclinação do braço do suporte e ψ pretende quantificar o ângulo entre os vetores \vec{OB} e \vec{OG} . O sistema rodará desde uma posição inicial β_o até que o vetor \vec{OG} esteja em paralelo com o eixo Ox . Sendo assim, os valores de β encontram-se representados na equação 3.55.

$$0 \leq \beta \leq \beta_o \quad (3.55)$$

Pretende-se então averiguar como se alteram as coordenadas dos vetores com a variação da coordenada β . Para tal, por observação da Figura 3.20 e por semelhança de triângulos, é possível constatar a relação expostas na equação 3.56.

$$\gamma = \psi + \beta_o \quad (3.56)$$

Com base na Figura 3.20, β_o é dado pela equação 3.57.

$$\beta_o = \arctan\left(\frac{h \sin \gamma}{h \cos \gamma + l/2}\right) \quad (3.57)$$

Tendo novamente em conta a Figura 3.20, o ângulo ψ será então determinado desenvolvendo a equação 3.56 através da substituição da equação 3.57 por β_o , de onde resulta a equação 3.58.

$$\psi = \gamma - \beta_o = \gamma - \arctan\left(\frac{h \sin \gamma}{h \cos \gamma + l/2}\right) \quad (3.58)$$

Os vetores \vec{OB} e \vec{OG} , agora variáveis no plano, encontram-se então representados nas equações 3.59 e 3.60, respetivamente, no referencial xOy , sendo $\|\vec{OG}\|$ correspondente à respetiva norma do vetor.

$$\vec{OB} = s \begin{bmatrix} \cos(\beta - \gamma) \\ \sin(\beta - \gamma) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.59)$$

$$\vec{OG} = \|\vec{OG}\| \begin{bmatrix} \cos(\beta - \beta_o) \\ \sin(\beta - \beta_o) \\ 0 \end{bmatrix} = \sqrt{h^2 + hl \cos \gamma + \frac{l^2}{4}} \begin{bmatrix} \cos(\beta - \beta_o) \\ \sin(\beta - \beta_o) \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.60)$$

Uma vez definidos os vetores de posição, proceda-se ao estudo da variação direcional da força exercida pelo cilindro F_{cil} . O cilindro rodará solidariamente com o suporte do sistema de corte, pelo que é possível concluir que o cilindro rodará de uma posição inicial vertical até uma posição oblíqua final cuja inclinação seja igual ao valor β_o em relação ao eixo A . Por observação da Figura 3.19, adotando o referencial $x'Oy'$, a força exercida pelo cilindro F_{cil} e a sua quantidade de aceleração \vec{Q}_{emb} são então dadas pelas equações 3.61 e 3.62.

$$\vec{F}_{cil} = F_{cil} \begin{bmatrix} -\sin \beta \\ \cos \beta \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.61)$$

$$\vec{Q} = \begin{bmatrix} 0 \\ m_{emb}\ddot{x} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.62)$$

Comparativamente à situação de avanço, verifica-se a ausência da reação provocada pelas forças de corte, uma vez que o corte já foi realizado. É também observável a presença de uma coordenada generalizada β dependente do movimento do cilindro. Durante o movimento do sistema, existirá uma variação nos momentos aplicados no ponto O consoante a posição β do mesmo, pelo que será necessário estudar a sua dinâmica com o intuito de averiguar qual a situação de maior exigência para a realização de um correto dimensionamento do cilindro.

O diagrama de forças do sistema encontra-se então esquematizado na Figura 3.21. De modo análogo ao exposto na secção 3.3.1.1, foi realizada uma separação dos corpos constituintes do sistema e foi analisado o comportamento das suas forças.

Pelos TVD, sabe-se que o somatório de forças de um corpo corresponderá à quantidade de aceleração do mesmo. Assim sendo, com base na Figura 3.21, analisando apenas o êmbolo do cilindro par ao referencial $x'Oy'$, tem-se o exposto na equação 3.63.

$$\sum \vec{F} = \vec{Q} \Leftrightarrow \begin{cases} N - F_g^{emb} \sin \beta - R_b^x \cos \beta - R_b^y \sin \beta = 0 \\ F_{cil} - F_g^{emb} \cos \beta + R_b^x \sin \beta - R_b^y \cos \beta = m_{emb}\ddot{x} \end{cases} \quad (3.63)$$

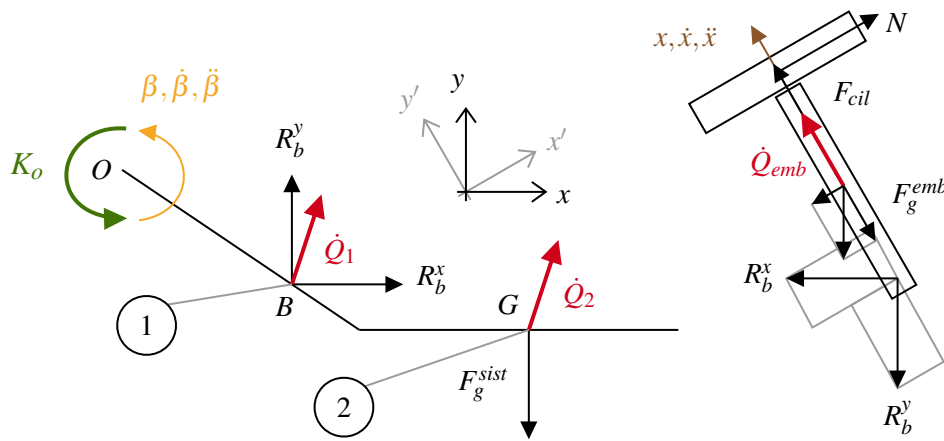


Figura 3.21: Diagrama de forças para determinação da equação de momentos da elevação do sistema de corte

Resolvendo a equação 3.63 em ordem aos termos correspondentes às reações no ponto B do sistema, o vetor \vec{R}_b é então dado pela equação 3.64.

$$\vec{R}_b = \begin{bmatrix} R_b^x \\ R_b^y \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} N \cos \beta - (F_{cil} - m_{emb}\ddot{x}) \sin \beta \\ N \sin \beta + (F_{cil} - m_{emb}\ddot{x}) \cos \beta - F_g^{emb} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.64)$$

O momento dinâmico do suporte global do sistema no eixo de rotação O do sistema, \vec{K}_o , apenas poderá ser determinado após o cálculo do momento de inércia do corpo J_o . Dada a geometria do corpo, divide-se o cálculo em duas barras, 1 e 2, de comprimentos h e l , respetivamente, com uma massa correspondente a metade do peso do sistema. O seu cálculo encontra-se exposto na equação 3.65.

$$J_o = J_{o_1} + J_{o_2} = \frac{1}{3} \left(\frac{m_{sist}}{2} \right) h^2 + \frac{1}{12} \left(\frac{m_{sist}}{2} \right) l^2 + \underbrace{\left(\frac{m_{sist}}{2} \right) \|\vec{OG}\|^2}_{\text{Teorema de Steiner}} \quad (3.65)$$

O primeiro termo da equação 3.65 é referente ao cálculo do momento de inércia da barra de comprimento h que roda numa das suas extremidades. O segundo termo refere-se ao momento de inércia da barra de comprimento l no seu centro de gravidade, sendo necessário transpor essa rotação para o eixo O através do Teorema de Steiner, representado no terceiro termo da equação.

$$J_o = m_{sist} \left(\frac{2}{3} h^2 + \frac{l^2}{6} + hl \cos \gamma \right) \quad (3.66)$$

Após desenvolvimento da equação e substituição do valor correspondente à norma do vetor \vec{OG} pela equação 3.60, o momento de inércia do sistema é então dado pela equação 3.66. O

momento dinâmico do sistema é então apresentado na equação 3.67.

$$\vec{K}_o = \vec{K}_{o1} + \vec{K}_{o2} = \underbrace{J_{o1}\vec{\beta} + J_{o2}\vec{\beta}}_{=J_o\vec{\beta}} + \vec{OB} \times \dot{\vec{Q}}_1 + \vec{OG} \times \dot{\vec{Q}}_2 = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_o \end{bmatrix} \quad (3.67)$$

A coordenada generalizada β é dependente da posição do êmbolo do cilindro x , tal como representado na equação .

$$\beta = \frac{x}{s \cos \gamma} \quad (3.68)$$

As respetivas quantidades de aceleração das barras 1 e 2, $\dot{\vec{Q}}_1$ e $\dot{\vec{Q}}_2$, são determinadas de forma semelhante às apresentadas em 3.24 e 3.25. Admitindo que cada barra possui metade da massa total do sistema, as quantidades de aceleração encontram-se representadas pelas equações 3.69 e 3.70.

$$\dot{\vec{Q}}_1 = \frac{m_{sist}}{2} \begin{bmatrix} 0 \\ s\ddot{\beta} \cos \gamma \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.69) \quad \dot{\vec{Q}}_2 = \frac{m_{sist}}{2} \begin{bmatrix} 0 \\ \|\vec{OG}\| \ddot{\beta} \cos \beta_o \\ 0 \end{bmatrix} \quad (3.70)$$

Retomando a equação 3.67 e substituindo pelas equações 3.59, 3.60, 3.66, 3.69 e 3.70, é então possível determinar o momento dinâmico do sistema no ponto O .

$$K_o = \ddot{\beta} \left[\frac{2}{3}h^2 + \frac{l^2}{6} + hl \cos \gamma + \frac{s^2}{2} \cos(\beta - \gamma) \cos \gamma + \frac{\|\vec{OG}\|^2}{2} \cos(\beta - \beta_o) \cos \beta_o \right] m_{sist} \quad (3.71)$$

Novamente, pelos TVD, determine-se a equação de momentos no ponto O , eixo de rotação do sistema, com o intuito de quantificar o limite mínimo da força de recuo que o cilindro terá de exercer, para efeitos de dimensionamento posterior.

$$\sum \vec{M}_o = \vec{K}_o \Leftrightarrow \vec{OB} \times \vec{R}_b + \vec{OG} \times \vec{F}_g^{sist} = \vec{K}_o \quad (3.72)$$

Substituindo os respetivos vetores pelas equações 3.41, 3.59, 3.60 e 3.61, a equação 3.72 assume o exposto na equação 3.73.

$$s \begin{bmatrix} \cos(\beta - \gamma) \\ \sin(\beta - \gamma) \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} R_b^x \\ R_b^y \\ 0 \end{bmatrix} + \|\vec{OG}\| \begin{bmatrix} \cos(\beta - \beta_o) \\ \sin(\beta - \beta_o) \\ 0 \end{bmatrix} \times \begin{bmatrix} 0 \\ -m_{sist}g \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ K_o \end{bmatrix} \quad (3.73)$$

Desenvolvendo a equação 3.73 e tendo em conta as propriedades e entidades trigonométricas, a equação de momentos é então determinada na equação 3.74, sendo o termo H dado pela equação 3.75.

$$F_{cil} = \left[m_{sist} \sqrt{h^2 + hl \cos \gamma + \frac{l^2}{4} \cos(\beta - \beta_o) + m_{emb} s \cos(\beta - \gamma)} \right] \frac{g}{s \cos \gamma} + \left[\frac{m_{sist}}{s \cos \gamma} H^2 + m_{emb} s \cos \gamma \right] \ddot{\beta} - N \frac{\sin(\beta + \gamma)}{\cos \gamma} \quad (3.74)$$

$$H = \sqrt{\frac{2}{3} h^2 + \frac{l^2}{6} + hl \cos \gamma + \frac{s^2}{2} \cos(\beta - \gamma) \cos \gamma + \frac{\|\vec{OG}\|^2}{2} \cos(\beta - \beta_o) \cos \beta_o} \quad (3.75)$$

A força N exercida pelas paredes do cilindro no seu êmbolo, apesar de contribuir para a diminuição do esforço do cilindro, será desprezada dada a dificuldade de obtenção de valores reais. Reorganizando a equação 3.74, inserindo um coeficiente de segurança n com o intuito de contabilizar atritos desprezados durante a conceção deste modelo, obtém-se então a equação 3.76 que apresenta a variação da força exercida pelo cilindro com a variação da coordenada generalizada β .

$$F_{cil} \geq n \left[\frac{m_{sist}}{s \cos \gamma} H^2 + m_{emb} s \cos \gamma \right] \ddot{\beta} + \left[\frac{m_{sist}}{s \cos \gamma} \sqrt{h^2 + hl \cos \gamma + \frac{l^2}{4} \cos(\beta - \beta_o) + m_{emb} \frac{\cos(\beta - \gamma)}{\cos \gamma}} \right] g \quad (3.76)$$

É então possível decompor novamente a força mínima necessária a exercer pelo cilindro em duas componentes distintas:

- **Componente inercial:** O cilindro terá de exercer uma força que consiga vencer a inércia dos corpos que se encontram em repouso. Será atribuído um coeficiente de segurança a esta componente uma vez que a determinação das inércias dos componentes teve recurso em métodos aproximados e também para quantificar algum atrito;
- **Componente gravítica:** Para que a elevação do sistema de corte seja realizável, o cilindro terá de recuar. Para além da necessidade em vencer a inércia dos corpos do sistemas, o cilindro terá também de conseguir vencer os efeitos gravíticos constantes a que o sistema se encontra sujeito. Uma vez que estes não se alteram no tempo (apenas no espaço), considere-se um coeficiente de segurança apenas nos termos relativos à componente inercial.

3.3.2 Válvulas e tubos pneumáticos originais

As máquinas de corte de cunhas, curiosamente, possuem dezenas de válvulas pneumáticas do mesmo modelo para todas as aplicações. É utilizado o modelo MDH-5/2-D-1-FR-5-C da

FESTO®, já descontinuado pelo fabricante, sendo o modelo mais recente, denominado de MDH-5/2-D-1-FR-M12-C, apresentado na Figura 3.22.



Figura 3.22: Válvula MDH-5/2-D-1-FR-M12-C FESTO® [38]

Estas são válvulas monoestáveis de cinco orifícios e duas posições. A válvula é servopilotada através de um solenóide, regressando à sua posição inicial com auxílio de uma mola metálica interna. Pode trabalhar a pressões de serviço entre os 3 e os 10 bar e debita um caudal nominal de cerca de 1.2 l/min.

Dada a configuração do sistema pneumático das máquinas apresentado na Figura 3.23, existem somente quatro válvulas a alimentar os cilindros correspondentes ao sistema de corte:

- Uma válvula **VA** que alimenta simultaneamente os cilindros de **Amortecimento (Direita e Esquerda)**;
- Uma válvula **VC** que alimenta simultaneamente os cilindros de **Corte (Direita e Esquerda)**;
- Uma válvula **VP** que alimenta o cilindro de **Posicionamento** e fixação do sistema;
- Uma válvula **VT** que alimenta o travão do sistema de corte (**Travão**) quando este se encontra recuado. Este travão consiste num cilindro FESTO® de simples efeito, de diâmetro $\varnothing 40$ mm e de 20 mm de curso, que não será alvo de análise.

A conexão entre as válvulas e os cilindros mencionados será realizada por tubos como na maioria dos sistemas pneumáticos. São utilizados tubos de diferentes diâmetros consoante o cilindro a ser alimentado. O cilindro de posicionamento e fixação é conectado às válvulas com recurso a um tubo FESTO® com um diâmetro externo de $\varnothing 10$ mm. Os cilindros de amortecimento, tal como os cilindros de corte, são alimentados por um conjunto de tubos. Existe um tubo principal à saída da válvula de comutação que bifurca em dois tubos de diâmetro inferior. Os cilindros de amortecimento são conectados por tubos FESTO® com um diâmetro externo de $\varnothing 4$ mm (1/8"), sendo que à saída da válvula é encontrado um tubo de diâmetro $\varnothing 6$ mm. Os cilindros de corte apresentam um tubo de diâmetro $\varnothing 8$ mm à saída da válvula que é dividido posteriormente em dois tubos de diâmetro externo $\varnothing 6$ mm que alimentam os cilindros.

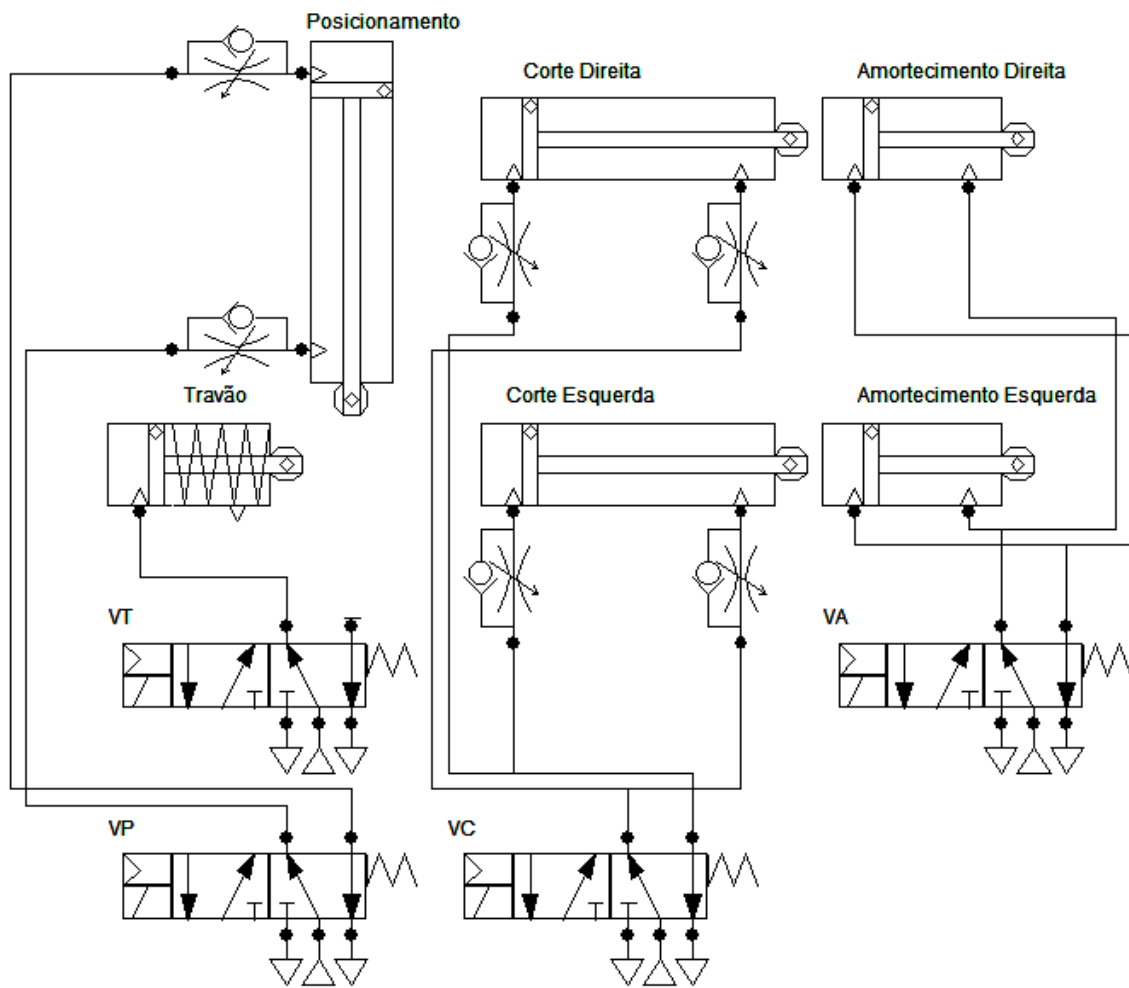


Figura 3.23: Esquema pneumático do sistema de corte

Verificou-se que, em todas as máquinas, existe um compartimento, externo à máquina, onde se encontram todas as válvulas pneumáticas. Esta solução, apesar de promover alguma organização e facilidade de acesso às válvulas (para efeitos de manutenção, substituição, entre outros), requer comprimentos de tubos pneumáticos muito elevados que podem variar entre cinco e dez metros. A sua acrescenta, porventura, algumas dificuldades e gastos ao sistema, uma vez que as perdas de carga em tubos de elevado comprimento poderão ser notórias em algumas situações, originando quebras de pressão que dificultarão o funcionamento da máquina e, neste caso, o corte das cunhas. Um outro aspeto negativo consiste no aumento do consumo de ar comprimido que, aliado a potenciais perdas de carga e quedas de pressão, aumentará o tempo de atuação dos cilindros, aumentando assim o tempo de ciclo e reduzindo o volume de produção.

Capítulo 4

Propostas de solução para os problemas identificados

Neste capítulo serão introduzidas algumas propostas de solução para alteração do sistema de corte de cunhas procurando promover a sua eficiência tanto de consumo como de funcionamento. Na secção 4.1 foram analisadas soluções que permitissem a substituição do conjunto de cilindros pneumáticos original em prol da eficiência do sistema. Primariamente, realizou-se um estudo às variáveis do sistema que mais influenciam a realização do corte, procurando identificar eventuais situações limite para efeitos de dimensionamento. Seguidamente, foram estudadas alternativas para cada cilindro envolvido no sistema à pressão nominal de 6 bar e com alteração da pressão de serviço, tendo sido procuradas soluções que, em conjunto com uma possível redução do comprimento de tubos pneumáticos, promovessem uma redução de consumos e um aumento de produtividade das máquinas. Uma sucinta abordagem a soluções elétricas encontra-se ainda exposta na secção 4.2.

Na secção 4.3 será introduzida uma solução que permitirá instrumentar o sistema de corte, procurando detetar anomalias, e padronizar o seu comportamento de modo a que seja possível homogeneizar todos os sistemas de corte. A monitorização do sistema de corte proposta visa a medição (indireta) das forças de corte, exposta na subsecção 4.3.1 com o intuito de estabelecer uma gama de funcionamento através da definição de um limite máximo que, uma vez ultrapassado, permita deduzir quando se deve realizar a troca de uma lâmina sem influenciar negativamente o produto final e sem necessidade de paragem das máquinas. É também proposta na subsecção 4.3.2 uma medição do caudal de alimentação das câmaras de avanço dos cilindros de corte, procurando assim associar um custo ao processo de corte de uma cunha.

Por fim, dada a urgência demonstrada pela empresa para que se mitigasse o excessivo número de ajustes realizados pelos operadores, são apresentadas algumas soluções para este problema na secção 4.4. É proposta a conceção de uma peça que permita substituir o ajuste do ângulo de inclinação das lâminas de corte através da limitação da gama de ajuste assim como a substituição dos parafusos originais por parafusos micrométricos.

4.1 Alteração do sistema pneumático

Foi realizada uma extensa abordagem à solução construtiva e ao circuito pneumático do sistema de corte, no capítulo 3, com o intuito de se caracterizar o comportamento do sistema de corte. Em primeiro ponto, foram analisadas as lâminas de corte e as componentes mecânicas envolvidas. De seguida, os cilindros utilizados foram estudados individualmente com o intuito de se averiguarem as suas condições de funcionamento e verificar se se encontram sub ou sobredimensionados. Por fim, foi verificado que o comprimento dos tubos pneumáticos utilizados entre as válvulas e os cilindros atinge dimensões que podem ser prejudiciais para um funcionamento eficiente do sistema de corte.

Dada a existência de inúmeras variáveis no sistema de corte, o conjunto de forças e de situações de dimensionamento será analisado na subsecção 4.1.1 com o intuito de se averiguarem os pontos críticos. Proceder-se-á seguidamente a uma determinação de soluções com base na pressão do sistema. Será ainda realizada uma sucinta abordagem à possível redução do comprimento dos tubos pneumáticos na subsecção 4.1.2.

4.1.1 Variação das forças exercidas em função das variáveis do sistema

Após a análise do comportamento de todos os cilindros pneumáticos que compõem o sistema de corte original, procedeu-se a um resumo do exposto em 3.3.1.1, 3.3.1.2 e 3.3.1.3 e a uma breve análise do comportamento das forças exercidas pelos cilindros em função das variáveis do sistema, procurando introduzir-se o ponto de partida para o estudo de alternativas realizado.

As massas dos componentes do sistema de corte encontram-se expostas na Tabela 4.1. Os ângulos do sistema encontram-se expostos na Tabela 4.2. As dimensões do sistema de corte encontram-se então tabeladas em 4.3.

Tabela 4.1: Massas do sistema de corte

Massas do sistema de corte		
Conjunto lâmina e suporte	m_{lam}	2,15 kg
Conjunto de corte e suporte	m_{sup}	4 kg
Sistema global	$m_{sistema}$	25 kg

Tabela 4.2: Ângulos do sistema de corte

Ângulos do sistema		Variável
β_o	25.20°	$0^\circ \leq \beta \leq \beta_o$
γ	34°	-
ϕ	15°	Não estudado
ψ	0.90°	-
θ	15°	$15^\circ \leq \theta \leq 90^\circ - \phi$

Tabela 4.3: Dimensões do sistema de corte

Dimensões do sistema (m)			
a	0,065	l	0,320
b	0,129	s	0,224
h	0,230	t	0,125

Através de uma decomposição de forças e momentos em cada cilindro, expostas nas Figuras 3.16, 3.18e 3.19, foi possível deduzir alguns critérios que cada cilindro terá de satisfazer para que seja possível realizar a função da qual será encarregue.

Os ângulos β_o , γ e ψ são definidos pela geometria do conjunto, pelo que não serão possíveis de alterar. Os ângulos θ e ϕ são fixos e definidos, isto é, não variam durante a operação de corte. Será, no entanto, analisada a variação das forças em função do ângulo de corte θ , procurando identificar-se o ângulo de inclinação ideal. Será também analisada a variação da força de recuo do cilindro de posicionamento em função da coordenada β .

Os cálculos apresentados em seguida relativos a consumos terão em consideração os dados expostos na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Condições de funcionamento das máquinas de corte de cunhas

Condições de funcionamento das máquinas de corte de cunhas		
Número de dias de trabalho	n_{dias}	340
Número de ciclos por turno	n_{ciclos}	1500
Número de turno por dia	n_{turnos}	3
Número de máquinas	n_{maq}	12
Preço do ar comprimido por m ³	c_{AC}	0,01€

O custo anual relativo ao consumo de um cilindro, pode ser calculado através da equação 4.1 recorrendo aos valores tabelados em 4.4 e ao número de cilindros utilizados n_{cil} .

$$C_{anual} = V_{ciclo}^{consumo} \cdot C_{AC} \cdot n_{cil} \cdot n_{maq} \cdot n_{ciclos} \cdot n_{turnos} \cdot n_{dias} \quad (4.1)$$

4.1.1.1 Cilindros de amortecimento

Através da equação 3.36, mostrou-se que os cilindros de amortecimento necessitam de uma força de recuo que consiga vencer os pesos próprios do conjunto de corte e do êmbolo do cilindro assim como as respetivas inércias dos corpos associados ao sistema. Existe ainda um fator de segurança n que foi adicionado uma vez que o atrito não foi contabilizados durante o dimensionamento da força do cilindro dada a dificuldade de obtenção de dados fidedignos relativamente a este. A situação descrita em 3.3.1.1 apresenta um dimensionamento para a solicitação de maior exigência, isto é, para o instante inicial de aplicação da força de recuo do cilindro, tal como é possível verificar na Figura 4.1. Esta terá de ser superior ao valor mínimo definido pelas propriedades do sistema, tal como representado na equação 3.36.

O cilindro será dimensionado para o valor máximo da sua aceleração \ddot{x}_{max} . Este é então apresentado na equação 4.2.

$$\ddot{x}_{max} \approx 9m/s^2 \quad (4.2)$$

Esta foi determinada com recurso ao *software* de simulação pneumática disponibilizada pela FESTO®. A simulação encontra-se exposta no Anexo B, de onde foi possível retirar o valor máximo de aceleração.

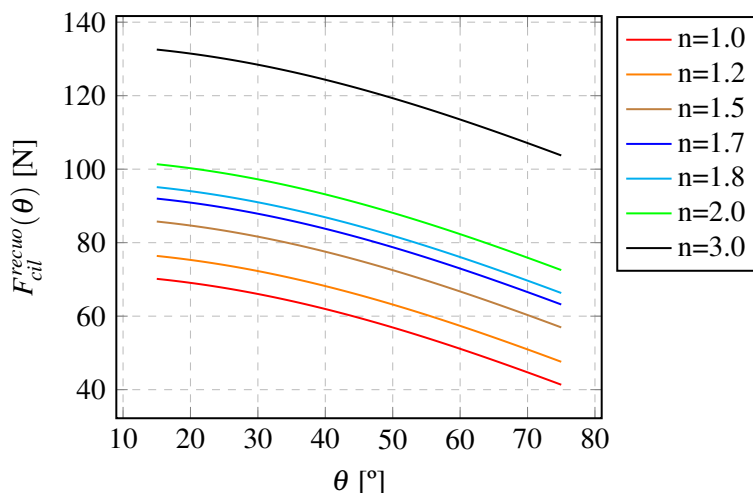


Figura 4.1: Variação da força de recuo de um cilindro de amortecimento, em função do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n

Apesar de θ ser um ângulo fixo durante o ciclo de corte, este pode ser alterado se necessário. O gráfico ilustrado na Figura 4.1 pretende demonstrar a variação da força de recuo mínima de um cilindro de amortecimento em função do ângulo θ , para diferentes coeficientes de segurança n . É possível verificar que a força de recuo diminui consideravelmente com o aumento do ângulo θ , sendo que o aumento deste exigirá menos força para a elevação do conjunto lâmina e suporte possibilitando a hipótese de serem implementados cilindros de menor diâmetro e de menor curso para a realização desta função.

Substituindo os valores tabelados em 3.7, 4.1, 4.2 e 4.3 e a aceleração máxima definida na equação 4.2 na equação 3.36, é então possível obter o valor mínimo (maximizado) da força de recuo necessário para o cilindro de amortecimento. Substituindo a equação 3.8 na equação 3.36 e organizando os termos, obtém-se:

$$A_{recuo} \geq \frac{1}{p_{nom}} \left(n \left[\frac{1}{12} m_{barra} + \frac{b^2}{a^2} m_{lam} \left(\frac{1}{3} + \frac{1}{4} \sin \phi \right) - m_{emb} \right] \ddot{x}_{max} + \left[\left(\frac{1}{2} m_{barra} + m_{emb} \right) \sin \theta + \frac{b}{a} m_{lam} \cos(\theta + \phi) \right] g \right) \quad (4.3)$$

Introduzindo a equação 4.3 num gráfico, obtém-se o exposto na Figura 4.2, onde é possível constatar que a área de recuo mínima necessária diminui com o aumento de θ , o que significa que cilindros de menores dimensões exerceriam força suficiente para realizar a elevação das lâminas, tal como esperado.

Os valores máximos de cada coeficiente de segurança para o critério considerado encontra-se expostos na Tabela 4.5. Com base nos catálogos FESTO®, foi possível determinar a diferença

entre o quadrado dos diâmetros dos componentes de determinados cilindros. Os valores calculados encontram-se tabelados em 4.6.

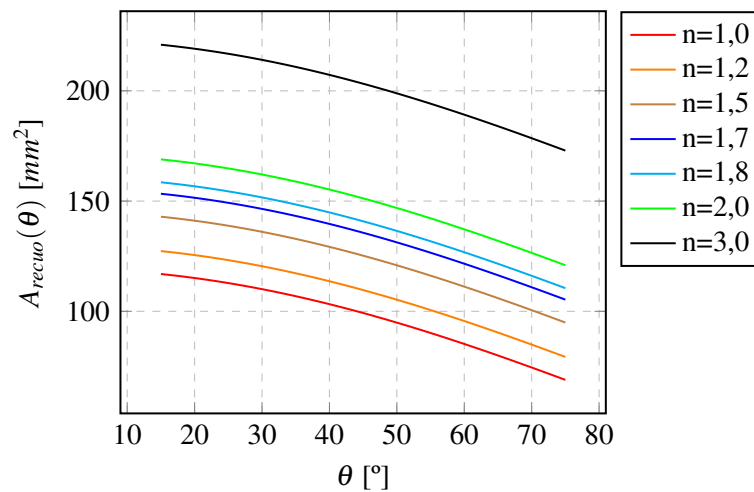


Figura 4.2: Variação da área de recuo do cilindro de amortecimento, a 6 bar, em função do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n

Com base nas Tabelas 4.5 e 4.6 foi então possível comparar os diferentes cilindros relativamente ao critério adotado. Conclui-se que os cilindros originais de $\varnothing 25$ mm se encontram sobre-dimensionados, sendo possível substituí-los por cilindros mais leves, de dimensões reduzidas e de menores consumos.

Tabela 4.5: Valores máximos da área de recuo do cilindro de amortecimento, a 6 bar, com base na equação 4.3, para os diferentes valores do coeficiente de segurança n considerados

n	Critério (mm ²)
1	116,92
1,2	127,32
1,5	142,92
1,7	153,32
1,8	158,52
2	168,92
3	220,91

Tabela 4.6: Valores da área de recuo para determinados diâmetros normalizados - Calculado através de [36]

Diâmetro (mm)	Critério (mm ²)
$\varnothing 40$	1344
$\varnothing 32$	880
$\varnothing 25$	525
$\varnothing 20$	336
$\varnothing 16$	220
$\varnothing 12$	108

Adotando um coeficiente de segurança $n = 2$, a melhor solução consiste na substituição do par de cilindros original por um par de cilindros de diâmetro $\varnothing 16$ mm. Dado que os cilindros de amortecimento apenas realizam um movimento de recuo de cerca de 12 mm, o par de cilindros a implementar deverá possuir um curso normalizado de 15 mm. É então conseguida a poupança apresentada na Tabela 4.7

Tabela 4.7: Custo pneumático de cada par de cilindros de amortecimento de duplo efeito, a 6 bar, e poupança relativa ao custo pneumático do sistema original

Diâmetro (mm)	Curso (mm)	Custo Anual (€)	Poupança Anual (€)
∅25	25	51,98	
∅16	15	8,98	43,00

4.1.1.2 Cilindros de corte

Em 3.3.1.2, na equação 3.44, foi exposto que a força de corte real de um cilindro é superior à força teórica de avanço do mesmo, uma vez que as massas dos elementos envolvidos no corte propriamente dito conferem alguma força adicional ao cilindro.

O dimensionamento correto deste cilindro, mais uma vez, deveria considerar a força necessária para cortar as cunhas de borracha tendo em conta as suas propriedades. Não sendo divulgado o composto, atribua-se um coeficiente de segurança n que pretenda sobredimensionar o cilindro.

Substituindo os valores tabelados em 3.7, 4.1, 4.2 e 4.3 na equação 3.44 e variando o ângulo de corte θ , é possível verificar um aumento da força de corte com o aumento do mesmo, tal como ilustrado na Figura 4.3.

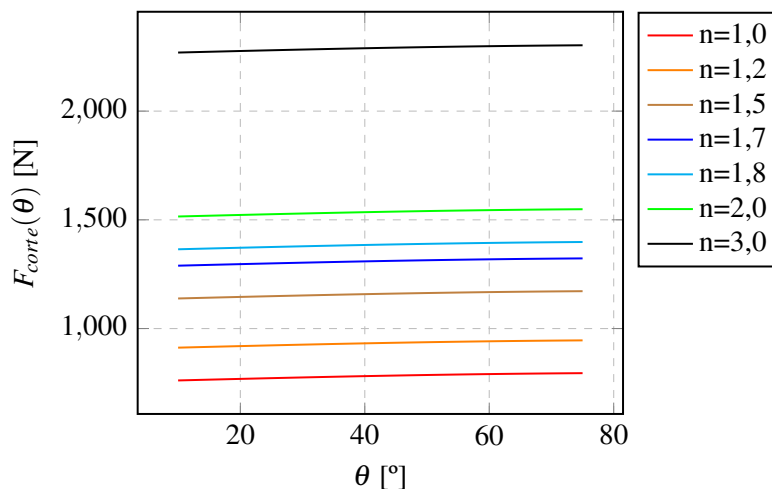


Figura 4.3: Variação da força de corte, em função do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n

Por construção, sabe-se que, quando o cilindro se encontra recuado, o conjunto lâmina e suporte, localizado na extremidade da haste do cilindro de corte, encontra-se a uma determinada altura da mesa onde o sistema de corte assenta. Essa altura é definida pela inclinação θ do sistema de corte.

Após medição, verificou-se que o curso máximo realizável devido à construção do sistema de corte é de 83mm. A altura mínima h_{min} a considerar é então definida na equação 4.4 para um ângulo de corte mínimo $\theta_{min} = 10^\circ$ e para o curso máximo realizável c_{max} .

$$h_{min} = c_{max} \sin \theta_{min} = 83 \sin 10^\circ \approx 14,50mm \quad (4.4)$$

É possível constatar que, com o aumento do ângulo θ , a altura do conjunto irá aumentar também. A Figura 4.4 verifica esta condição, sendo ainda possível conferir a inclinação mínima necessária para cumprir o requisito mínimo de altura, determinado na equação 4.4, para cada um dos diferentes cursos nominais representados.

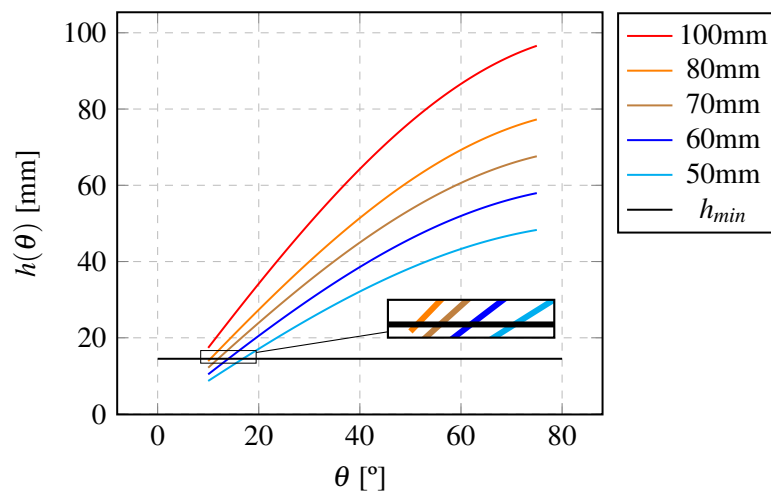


Figura 4.4: Variação da altura do gume das lâminas h , em função do ângulo de corte θ , para diferentes cursos nominais

Os ângulos de corte mínimos para cada curso nominal encontram-se expostos na Tabela 4.8 e ilustrados na Figura 4.5. Salienta-se que a implementação de cilindros com cursos inferiores a 100mm requerem alterações em alguns componentes do sistema de corte para que o curso realizável garanta que o corte das cunhas aconteça.

Tabela 4.8: Ângulo de corte mínimo θ_{min} para cada curso nominal representado na Figura 4.4

Curso (mm)	θ_{min}
100	8,34°
80	10,44°
70	11,95°
60	13,98°
50	16,86°

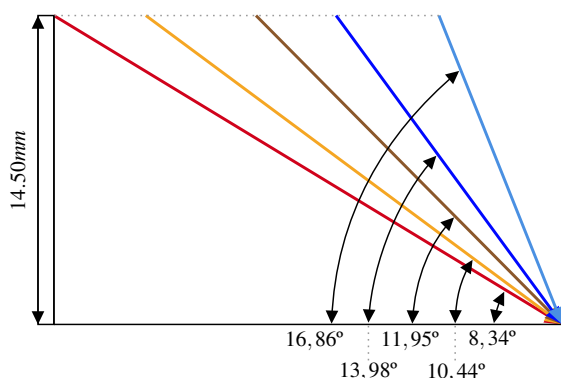


Figura 4.5: Representação dos ângulos de corte mínimos para cada curso nominal representado na Figura 4.4 e na Tabela 4.8

Com base no exposto na Tabela 4.8, uma solução para redução de consumos e consequente diminuição do tempo de corte consiste na redução do curso dos cilindros. Assim, considerem-se as soluções apresentadas na Tabela 4.9.

Tabela 4.9: Soluções de duplo efeito, a 6 bar, para cilindros de corte

Diâmetro (mm)	Força (N)		Curso (mm)	Massa (g)	
	Avanço	Recuo		Móvel	Total
∅40	754	663	100	780	1802
			80	716	1706
			70	661	1600
			60		
			50		

Tendo em conta as Tabelas 4.4 e 4.9, recorrendo à equação 4.1 obtêm-se então os custos e poupanças relativas a cada solução considerada. Estes são apresentados na Tabela 4.10.

Tabela 4.10: Custo pneumático de cada par de cilindros de corte de duplo efeito, a 6 bar, e poupança relativa ao custo pneumático do sistema original

Diâmetro (mm)	Curso (mm)	Custo Anual (€)	Poupança Anual (€)
∅40	100	502,65	
	80	402,12	100,53
	70	351,86	150,79
	60	301,59	201,06
	50	251,34	251,31

Uma vez que o ângulo θ mínimo definido pela geometria do sistema de corte é de 15°, poder-se-ia optar por um curso de 60 mm. No entanto, dado que para algumas das cunhas é necessário realizar um arrasto das lâminas sobre a contralâmina para garantir o corte, a melhor solução consiste na implementação de dois cilindros de diâmetro ∅40 mm com um curso de 70 mm.

4.1.1.3 Cilindros de posicionamento

Em 3.3.1.3, o cilindro de posicionamento do sistema foi estudado e definido para as duas situações críticas de funcionamento, sendo este o elemento que posiciona o sistema, que o fixa durante a realização do corte e que o eleva posteriormente. Analisem-se agora as mesmas situações tendo em conta as variáveis do sistema.

• Situação de avanço do cilindro:

Para a situação de avanço, o cilindro necessitará de uma força que garanta a fixação do sistema para que este não se eleve aquando do momento de corte. Por observação da Figura 3.19, é possível observar que os pesos próprios do sistema e da massa móvel do próprio cilindro contribuem para a fixação do sistema, pelo que a força exercida pelo cilindro terá apenas de satisfazer a componente vertical da força de corte, tal como representado na equação 3.54.

Mais uma vez, foi adicionado um coeficiente de segurança n que permite contabilizar as inércias do sistema e eventuais atritos e outros elementos dissipativos. A Figura 4.6 pretende demonstrar a variação da força de avanço que o cilindro de posicionamento terá de exercer para garantir a fixação do sistema em função do ângulo de corte θ , para diferentes valores do coeficiente de segurança e para os valores tabelados em 3.7, 4.1, 4.2 e 4.3.

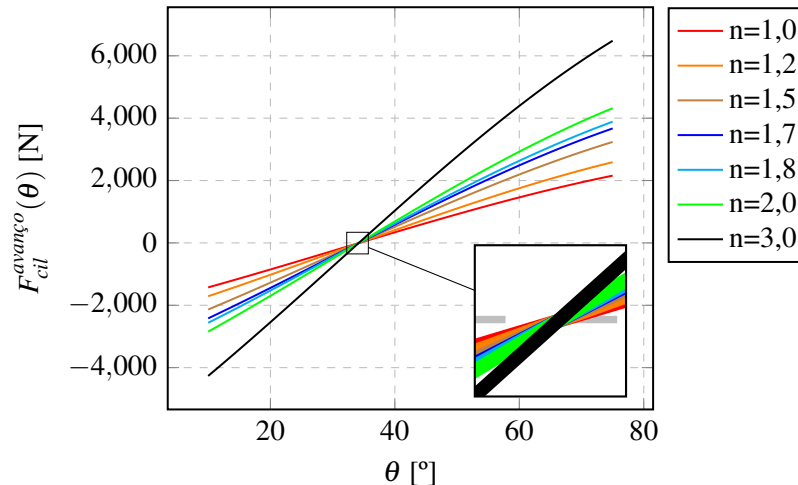


Figura 4.6: Variação da força de avanço do cilindro de posicionamento, em função do ângulo de corte θ , para diferentes coeficientes de segurança n

Por observação, constata-se que a força de avanço do cilindro assume valores negativos até um determinado valor do ângulo de corte. Retomando à Figura 3.19, é possível deduzir que, para ângulos de corte reduzidos, o momento realizado pela componente horizontal da força de corte é superior ao momento realizado pela sua componente vertical, pelo que o cilindro não necessita de estar atuado para garantir a fixação do sistema durante o corte.

Recorrendo à equação 3.54 e anulando o termo correspondente à força de avanço do cilindro, foi calculado o valor de θ para o qual o cilindro terá de começar a exercer força para que o sistema não seja levantado pela força de corte, correspondendo a uma inclinação de $\theta_{F=0} = 34^\circ$. Sendo assim, é possível concluir que o critério correspondente à força de avanço deste cilindro só será útil para ângulos de corte superiores ao valor calculado.

- **Situação de recuo do cilindro:**

Para a situação de recuo, o cilindro já não terá de vencer a força de corte, mas terá de elevar o sistema. Para que tal seja possível, este terá de acelerar o sistema e de vencer as forças gravíticas de todos os componentes móveis. Como foi visto na equação 3.76, a força de recuo exercida pelo cilindro dependerá do valor da coordenada β (dependente da posição x do êmbolo do cilindro) que permite contabilizar a rotação do sistema de corte em torno do ponto O .

A coordenada β foi posteriormente definida na equação 3.68. Como esta é derivável no tempo, o cilindro será dimensionado para o valor máximo da sua aceleração $\ddot{\beta}_{max}$. Esta foi determinada com recurso ao *software* de simulação pneumática disponibilizada pela FESTO®. A simulação

encontra-se exposta no Anexo B, de onde foi possível retirar o valor máximo de aceleração. Este é então apresentado na equação 4.5.

$$\ddot{\beta}_{max} = \frac{\ddot{x}_{max}}{s \cos \gamma} = \frac{3,5}{0,224 \cos 34} \approx 18,85 \text{ rad/s}^2 \quad (4.5)$$

Tendo em conta os diferentes valores adotados para o coeficiente de segurança n , a variação das forças de recuo do cilindro de posicionamento é exposta na Figura 4.7, onde se verifica que a força exercida aumenta em simultâneo com o valor de β .

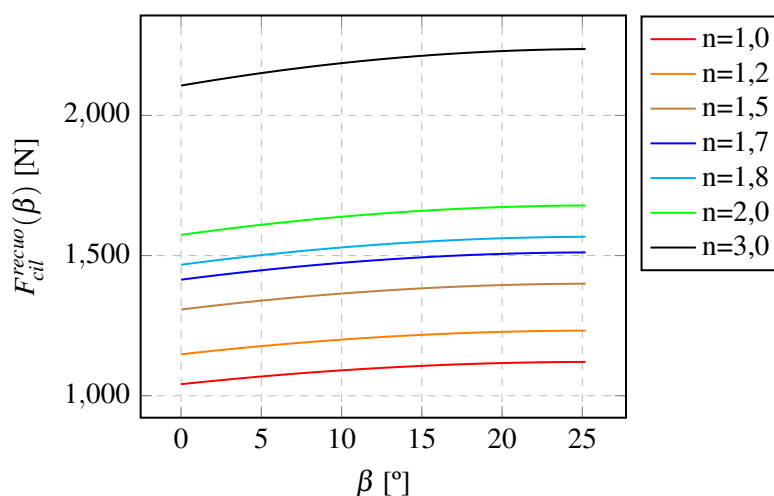


Figura 4.7: Variação da força de recuo do cilindro de posicionamento, em função do grau de liberdade β , para diferentes coeficientes de segurança n

Uma análise da Figura 4.7 permite constatar que a situação crítica de recuo é dada para a posição de elevação máxima do suporte, onde $\beta = \beta_o$. Tendo em conta a equação 3.8 apresentada em 3.3.1, da equação 3.76 resulta:

$$A_{recuo} \geq \frac{1}{p_{nom}} \left(n \left[\frac{m_{sist}}{s \cos \gamma} H^2 + m_{emb} s \cos \gamma \right] \ddot{\beta}_{max} + \right. \\ \left. + \left[\frac{m_{sist}}{s \cos \gamma} \sqrt{h^2 + hl \cos \gamma + \frac{l^2}{4} \cos(\beta - \beta_o)} + m_{emb} \frac{\cos(\beta - \gamma)}{\cos \gamma} \right] g \right) \quad (4.6)$$

Substituindo os valores tabelados em 3.7, 4.1, 4.2 e 4.3 na equação 4.6, foram calculados os diferentes valores da área de recuo para os diferentes valores do coeficiente de segurança considerados no gráfico exposto na Figura 4.7, sendo expostos na Tabela 4.11. Na Tabela 4.12 encontram-se os valores deste critério correspondentes a determinados diâmetros normalizados.

Salienta-se que apenas foram considerados cilindros de diâmetro inferior ao do cilindro original uma vez que um dos objetivos do projeto visa a redução de consumos. Adotando novamente um coeficiente de segurança $n = 2$, conclui-se então que o cilindro original de $\varnothing 63$ mm e de 125

Tabela 4.11: Valores máximos da área de recuo dos cilindros de corte, a 6 bar, com base na equação 4.6, para os diferentes valores do coeficiente de segurança n considerados

n	Crítério (mm²)
1	1874,18
1,2	2044,51
1,5	2321,22
1,7	2505,70
1,8	2597,92
2	2782,40
3	3704,76

Tabela 4.12: Valores da área de recuo para determinados diâmetros normalizados - Calculado através de [36]

Diâmetro (mm)	Crítério (mm²)
∅63	3569
∅50	2100
∅40	1344

mm de curso se encontra corretamente dimensionado face ao solicitado, não sendo possível no entanto optar por um cilindro de diâmetro mais reduzido uma vez que nenhum satisfaria a solicitação mínima necessária para o funcionamento do sistema.

4.1.2 Redução do comprimento de tubos

Tal como mencionado anteriormente, foi verificado que os comprimentos dos tubos pneumáticos que garantem a alimentação dos cilindros assumem valores elevados devido ao facto de que todas as válvulas que constituem o sistema pneumático da máquina de corte se encontrarem localizadas num armário, exterior ou superior à máquina, afastando assim as válvulas dos respetivos atuadores.

A utilização de tubos de comprimento reduzido é benéfica pois permite poupar algum consumo de ar comprimido e e diminuir o tempo de atuação dos cilindros. Dado que o caudal debitado pelas válvulas se assume constante, é também possível diminuir o tempo de atuação dos cilindros devido à redução de perdas de carga em linha (e localizadas) através dos tubos, reduzindo substancialmente as perdas de energia associadas ao transporte de ar, garantindo assim atuações mais energéticas. Visto que o tempo de atuação dos cilindros diminui, por sua vez, o tempo de ciclo da máquina é também decrementado, propiciando um aumento de produção.

4.2 Soluções elétricas

O objetivo inicial do estudo mecânico de cada cilindro pneumático consistia em definir parâmetros de funcionamento do sistema para que fossem encontradas novas soluções: uma puramente pneumática, uma puramente elétrica e uma solução mista entre as anteriores.

Uma vez definidas todas as possibilidades pneumáticas a adotar, iniciou-se então a procura de soluções elétricas. No entanto, as possibilidades de uma solução mista ou até a substituição total do sistema pneumático original por um sistema puramente elétrico foram descartadas após análise dos requisitos de projeto.

- **Cilindros de amortecimento:** Tal como o próprio nome indica, uma das suas funções consiste no amortecimento do corte. A introdução de um equipamento elétrico, apesar de realizar com facilidade a elevação das lâminas, não garante qualquer amortecimento, sendo que o próprio equipamento teria uma vida muito reduzida uma vez que estaria sujeito a ciclos de impacto;
- **Cilindros de corte:** Como analisado anteriormente, o corte é realizado através de um impacto entre duas lâminas e uma contralâmina garantido pelo avanço de dois cilindros pneumáticos. Estes, sendo pneumáticos, possuem um amortecimento inerente, característica da qual os atuadores elétricos não beneficiam. Por esse mesmo motivo, a substituição dos dois cilindros de corte pneumáticos por atuadores elétricos também não foi considerada;
- **Cilindro de posicionamento:** Tal como foi previamente verificado, este cilindro realiza dois tipos de movimentos distintos. O seu avanço garante o posicionamento do sistema na posição de corte, sendo que este embate com a mesa onde o corte é realizado, sofrendo por ventura algum impacto, e fixa o sistema durante a realização do corte. O posterior recuo do cilindro, definido como sendo a situação crítica de dimensionamento do mesmo, exige elevados esforços. Dado que também se trata de uma aplicação de força sujeita a algum impacto, mais uma vez, as soluções elétricas foram desprezadas uma vez que a introdução de um atuador pneumático se torna mais propícia à situação.

Os atuadores elétricos são conhecidos pela sua elevada velocidade de trabalho e pela sua complexidade. Os sistemas pneumáticos são geradores de grandes desperdícios de energia devido à necessidade de compressão de ar e das fugas existentes em todos os circuitos. No entanto, em certas aplicações, não existem atuadores elétricos de dimensões tão reduzidas que permitam substituir atuadores pneumáticos.

O sistema de corte requer atuadores leves, de fácil implementação a manutenção, capazes de suportar esforços elevados, solicitações de impacto e tempos de atuação relativamente rápidos. Conclui-se então que, para todas as situações, os cilindros pneumáticos lineares apresentam-se como uma melhor solução face aos eixos e atuadores elétricos, apesar de não serem uma solução ideal para o efeito.

4.3 Monitorização do sistema de corte

Devido ao elevado número de quebras de produção que se fazem sentir nas máquinas de corte de cunhas, um dos objetivos propostos pela empresa para a dissertação em causa consiste em descobrir como reduzir ou minimizar paragens nas máquinas relativamente ao sistema de corte.

Dada a infinidade de possíveis fatores que obrigam à paragem das máquinas, surgiu a proposta de monitorizar o sistema de corte de modo a conferir robustez ao sistema. Esta robustez pode ser alcançada inserindo sensores que permitam medir algumas das variáveis do sistema com o intuito de padronizar o comportamento deste e de conseguir prever eventuais falhas ou avarias antes que estas aconteçam, alertando os operadores com antecedência.

4.3.1 Medição da força de corte

Uma das variáveis sujeita a medição deverá ser a força de corte. As lâminas, uma vez sujeitas a ciclos de aquecimento e de impacto, acumulam desgaste, acabando por exigir um maior esforço aos cilindros ao longo do tempo, ou seja, a força realizada pelos cilindros terá tendência a aumentar.

Para que se possa conferir robustez ao sistema, o comportamento dos cilindros será estudado de modo a que seja possível definir uma gama de forças ΔF para as quais o sistema opera sem esforço acrescido. Quando a força exercida pelos cilindros ultrapassar o limite superior desta gama e se mantiver acima desse valor, é sinal de que as lâminas necessitarão de ser substituídas ou afiadas antes de se apresentarem visivelmente danificadas, evitando a necessidade de parar as máquinas.

A construção do sistema não permite a implementação de um sensor de força entre os cilindros e as lâminas, pelo que a medição terá de ser realizada por meios indiretos. Assim sendo, foi proposta a implementação de dois sensores de pressão que permitam monitorizar a pressão da câmara de avanço de cada um dos cilindros de corte.

4.3.2 Medição de caudal

Será também do interesse da empresa saber qual o custo do corte de cada cunha em cada máquina. Não sendo possível determinar o valor total relativo ao ciclo da máquina, optou-se então por obter informação sobre o custo pneumático real do sistema de corte, isto é, quanto se gasta por ciclo de corte. Tal será conseguido com recurso à implementação de um caudalímetro no sistema que permitirá medir o volume de ar comprimido consumido por ciclo em cada cilindro.

4.4 Limitação de ajustes

Um dos grandes problemas detetados pela empresa consiste na quantidade de ajustes mecânicos realizados por parte dos operadores. A existência de uma não conformidade nas alterações realizadas pelos mesmos dificulta uma padronização dos ajustes, uma vez que cada operador coloca a máquina a seu gosto.

Focando-nos apenas os ajustes realizáveis no sistema de corte. O Anexo A apresenta o desenho dos componentes principais do sistema de corte. É possível verificar a presença de dois conjuntos de manípulos e parafusos: um para ajuste do ângulo das lâminas de corte e outro para impedir o impacto entre a plataforma de corte móvel e o seu limite inferior. Alguns operadores optam por não recorrer a nenhum dos ajustes. Outros realizam ajustes excessivos que afetam a qualidade do produto final desejado e o próprio funcionamento do sistema de corte.

Relativamente ao conjunto que impede o contacto entre a plataforma e o seu limite inferior, em alguns casos e após diálogo com alguns dos operadores, verificou-se que este ajuste não é necessário ao funcionamento do sistema de corte, pelo que se propõe a sua remoção.

Quanto ao conjunto que permite o ajuste do ângulo de inclinação das lâminas, a sua presença também acrescenta problemas ao sistema dado que não existe nenhuma predefinição para o ângulo de inclinação das lâminas. Assim, com o intuito de resolver esta situação, são sugeridas duas propostas de solução: a conceção de uma peça que permita restringir a gama de ajuste ao mínimo necessário e/ou a substituição do parafuso original por um parafuso micrométrico que permita controlar o ângulo desejado através da sua rotação. Estes parafusos são muito utilizados em microscópios para ajuste da platina (ou mesa) e em instrumentos de medição tais como os micrómetros. São muito úteis na medida em que permitem a obtenção de ajustes e/ou medidas com precisão. Os seus preços são muito variados, dependendo da escala e precisão pretendida. A solução mais acessível pode rondar os 20€. A sua implementação no sistema de corte permitiria estudar qual o comprimento necessário para a obtenção de um determinado ângulo da lâmina desejado, cruzando com os resultados obtidos após o corte, sendo possível associar o ângulo de inclinação das lâminas ao tipo de cunha a cortar com o intuito de ser obtida a melhor qualidade de corte.

Uma outra solução consiste num simples corte do parafuso com o intuito de reduzir o nível de ajuste. Salienta-se ainda que, caso este ajuste seja removido, o avanço do cilindro de amortecimento realiza a colocação das lâminas na posição de corte e o seu recuo eleva-as, evitando que estas arranhem a superfície de corte no seu movimento de recuo. É possível deduzir então que, mecanicamente, o sistema já possui um limite superior e inferior para o ângulo de inclinação das lâminas, sendo que o seu ajuste não deverá permitir que estes limites sejam atingidos. A remoção de ambos os ajustes permitiria um comportamento do sistema de corte idêntico e inalterável em todas as máquinas, uma vez que os operadores perderiam a possibilidade de realizar alterações no sistema.

Capítulo 5

Implementação de soluções

Após uma demonstração das soluções estudadas e propostas no capítulo 4, procede-se a uma exposição das soluções implementadas e/ou a implementar futuramente nas máquinas de corte de cunhas. Iniciar-se-à por se expor alterações que podem ser realizadas sem recurso a grandes intervenções nas máquinas na secção 5.1. Seguidamente, na secção 5.2, será proposta uma nova versão do sistema pneumático a implementar visando uma redução de consumos e do tempo de ciclo. A componente mais prática desta dissertação encontra-se exposta na secção 5.3, onde será descrita a conceção de um sistema de monitorização do sistema de corte das máquinas. Será realizado um resumo final na secção 5.4.

5.1 Alterações no sistema

Procurando evitar a necessidade de realização de paragens nas máquinas para intervenções, nesta secção são propostas algumas alterações que podem ser realizadas rapidamente. A primeira alteração, realizada logo nas primeiras semanas de estágio, trata-se do aumento da profundidade das calhas nos suportes das lâminas. A segunda alteração proposta consiste no aumento do ângulo de corte. A terceira alteração trata-se da diminuição da temperatura de aquecimento das lâminas de corte. A quarta e última alteração a realizar visa a remoção de alguns dos ajustes mecânicos permitidos no sistema de corte.

- **Alteração da profundidade das calhas:**

Um dos primeiros defeitos detetados no sistema de corte nos primórdios deste projeto de estágio consiste no problema exposto na subsecção 3.2.2. Uma vez identificada a causa da dobragem das lâminas, procedeu-se imediatamente à sua resolução.

Os suportes foram alterados para evitar a sobreposição esquematizada na Figura 3.12. As calhas foram fresadas, aumentando a sua profundidade para 6.2 mm. Existe agora uma folga entre as resistências e as lâminas que procura compensar a dilatação inerente provocada pelo ciclo de aquecimento. O dobragem das lâminas foi assim evitada.

- **Aumento do ângulo de corte:**

Como foi verificado na secção 4.1.1.2, a força de corte de uma cunha beneficia com o aumento do seu ângulo devido à acentuação dos efeitos gravíticos envolventes sem a necessidade de aumentar a pressão do ar no interior do cilindro. Na mesma secção, foi também exposto que o aumento do ângulo de corte reduz o curso realizado pelos cilindros, sendo então possível recorrer a cilindros com cursos inferiores aos 100mm do sistema original, promovendo assim uma poupança significativa através de uma redução de consumos.

É também verificável que a área da secção transversal ao corte diminui, reduzindo assim também o esforço de corte e a força necessária para que o mesmo se realize. A redução do esforço de corte permite ainda estender o tempo de vida útil das lâminas, uma vez que estas estarão sujeitas a um menor nível de desgaste.

- **Diminuição da temperatura das lâminas:**

O aquecimento das lâminas de corte é realizado através de um par de resistências de contacto. O objetivo deste aquecimento consiste na realização de um corte limpo e rápido. No entanto, foram relatadas situações em que a borracha se cola às lâminas, facto que pode ser devido à temperatura a que o corte é realizado.

É então proposta uma diminuição da temperatura de aquecimento das lâminas de corte. Assim, será reduzido o risco de têmpera das lâminas, como é possível verificar na Figura 3.10, evitando que a sua dureza seja alterada. Será também possível evitar que a borracha agarre as lâminas, anulando-se a possibilidade de realização da dobragem das extremidades das cunhas e eliminando assim a geração do denominado *scrap* (desperdício) ou de *workoff* (que pode ser reaproveitado, mas que se prefere evitar).

É então proposta uma redução da temperatura de corte dos 220°C iniciais para um valor compreendido entre os 170°C e os 185°C (valores testados na empresa). Nestas condições, a expansão térmica dos componentes será reduzida, o risco de ocorrência de uma têmpera nas lâminas irá diminuir, a borracha não colará à lâmina nem se acumulará na mesma, é promovida uma poupança energética e o corte manter-se-á limpo.

- **Remoção de ajustes mecânicos:**

Apesar das soluções apresentadas em 4.4 sugerirem propostas de limitação para a realização de ajustes por parte dos operadores, por vezes excessivos, que provocam alterações ao comportamento do sistema de corte, estas exigem algum investimento de tempo e recursos por parte da empresa para a implementação de uma solução que, em si, poderá não ser implementável.

A remoção da possibilidade de ajustes apresenta-se como sendo a solução mais benéfica para o sistema de corte. Os operadores ficam então impossibilitados de alterar as definições do sistema de corte, permitindo assim um comportamento constante do mesmo, não existindo a necessidade de realização de qualquer investimento por parte da empresa.

5.2 Solução pneumática

Tal como verificado nos capítulos 3 e 4, os cilindros pneumáticos que compõem o sistema de corte original encontram-se, em alguns casos, sobredimensionados. Foram determinadas possibilidades de alteração dos mesmos através de um estudo das variáveis do sistema de corte tais como o ângulo de corte, a pressão de serviço, o diâmetro e o curso dos cilindros, o comportamento do sistema de corte, efeitos gravíticos e de inércia, entre outros fatores, visando o aperfeiçoamento da eficiência do sistema.

A proposta apresentada visa uma redução de consumos em prol da eficiência do sistema. Em 5.2.1 serão apresentados os componentes que constituirão a nova solução pneumática. Em 5.2.2 será realizada uma análise de custos e viabilidade da solução proposta.

5.2.1 Componentes

No capítulo 4 foram analisadas várias hipóteses de substituição de componentes do sistema original, sendo o foco principal a obtenção de uma solução ótima que permitisse verificar se os cilindros originais seriam (ou não) a melhor solução pneumática para o sistema de corte. O resumo do estudo realizado encontra-se exposto em 5.2.1.1.

Verificou-se, posteriormente, que algumas das máquinas possuíam válvulas de escape rápido instaladas nos seus cilindros de corte. Será proposta, em 5.2.1.2, a implementação destas válvulas à saída das câmaras de recuo dos respetivos cilindros, uma vez que estas permitirão acelerar o processo de corte. A sua viabilidade será analisada no capítulo 6.

5.2.1.1 Cilindros Pneumáticos

Apesar de o estudo realizado ter contabilizado a possível variação de pressão e do número de cilindros, a alteração de uma destas variáveis não será de fácil implementação. A alteração da pressão ao nível do sistema de corte apenas é realizável com auxílio de uma válvula reguladora de pressão posicionada anteriormente às válvulas de comando dos cilindros. Caso se pretendesse diminuir a pressão pneumática de toda a máquina, seria exigido um novo dimensionamento de todos os componentes. Apenas seria possível aumentar a pressão da máquina se se aumentasse a pressão da rede.

A redução do número de cilindros no sistema, apesar de promover uma poupança energética e de consumos do sistema, exige um desenho de um novo suporte para o sistema, uma vez que o sistema não se encontra preparado para tal. Assim, a solução proposta contará então com o mesmo número de cilindros e com a mesma pressão nominal de serviço de 6 bar e encontra-se tabelada em 5.1.

Relativamente aos cilindros de posicionamento, é proposta a implementação de dois cilindros de duplo efeito. Face aos cilindros de simples efeito contemplados anteriormente, os cilindros de duplo efeito apresentam maior estabilidade e garantem forças constantes ao longo do tempo. O

dimensionamento do sistema permitiu verificar que a solução original se encontrava sobre dimensionada, optando-se então por uma instalação de dois cilindros de diâmetro $\varnothing 16$ mm e de 15 mm de curso.

Tabela 5.1: Comparação entre o conjunto de cilindros original e a solução proposta

Cilindros	Original		Proposto		Poupança Conseguída
	Diâmetro	Curso	Diâmetro	Curso	
Amortecimento Elevação	$\varnothing 25$ mm	25mm	$\varnothing 16$ mm	15mm	43,00€
Corte	$\varnothing 40$ mm	100mm	$\varnothing 40$ mm	70mm	150,79€
Posicionamento	$\varnothing 63$ mm	125mm	$\varnothing 63$ mm	125mm	-

Quanto aos cilindros de corte, optou-se por manter o diâmetro de $\varnothing 40$ mm dos cilindros originais. É apenas sugerida a utilização de dois novos cilindros com um curso inferior aliada ao aumento do ângulo de corte. Caso o ângulo de corte seja igual ou superior a 12° , é sugerida a implementação de dois cilindros de 70 mm de curso.

O cilindro de posicionamento e fixação original, tal como exposto anteriormente, encontra-se dimensionado corretamente, não sendo proposta a sua substituição.

5.2.1.2 Introdução de válvulas de escape rápido

Com o intuito de acelerar o processo de corte, em algumas das máquinas foram instaladas válvulas de escape rápido à saída das câmaras de recuo dos cilindros de corte correspondentes ao modelo FESTO® SEU 1/4", ilustrado na Figura 5.1.



Figura 5.1: Válvula de escape rápido FESTO® SEU 1/4" [39]

A ficha técnica da válvula informa que é possível debitar um caudal nominal normal para escape de 6 bar para 0 bar de 2.3 L/min. Dado que as válvulas pneumáticas apenas debitam um caudal de 1.2 L/min, é possível concluir que a implementação de válvulas de escape rápido é uma solução que permitirá acelerar o corte. E foi verificado que, de facto, o tempo de corte diminui cerca de um segundo quando comparando com uma máquina sem válvulas de escape rápido instaladas. No entanto, verificou-se um aumento do ruído, proveniente do escape. No capítulo 6 os resultados desta comparação serão mais evidentes.

5.2.2 Custo

A viabilidade da solução proposta dependerá do seu custo de implementação. A Tabela 5.2 contém a lista de componentes necessários para a implementação de um novo sistema pneumático associado ao seu preço.

Tabela 5.2: Lista de componentes necessários para a montagem do dimensionamento pneumático proposto

Componente	Fabricante	Modelo	Qt.	Custo
Cilindro de amortecimento e elevação	FESTO	DSNU-15-16-PPV-A	24	18,24€
Cilindro de corte	FESTO	DSNU-40-70-PPV-A	24	35,04€
Válvula de escape rápido	FESTO	SEU-1/4"	24	12,74€

Com a pretensão de instalar os componentes em todas as máquinas, esta solução mostra-se dispendiosa uma vez que a aquisição de todos os componentes exige um investimento de 1584,48€. A poupança anual total de 193,79€ apenas permite amortizar o investimento ao fim de pouco mais de oito anos. Demonstra-se assim que esta se trata de uma solução inviável para uma aplicação atual. Seria, contudo, uma boa solução no período de conceção da máquina.

Não obstante, é recomendada a instalação das válvulas de escape rápido. Apesar do investimento necessário de 305,76€, confirmar-se-ão no capítulo 6 os benefícios conferidos por válvulas deste tipo, a sua viabilidade e o impacto que deverão ter no processo produtivo.

5.3 Monitorização do sistema de corte

A implementação de um sistema de sensorização do mecanismo de corte das máquinas, tal como exposto na subsecção 4.3.1, visa uma padronização do comportamento da máquina que permita conferir robustez ao sistema de corte. Será também averiguado o custo pneumático de produção de uma cunha e a força necessária para que os cortes de diferentes tipos de cunhas se realizem.

Serão sujeitos a análise os parâmetros de maior contribuição para os fatores em estudo. Assim sendo, serão medidas as forças exercidas por cada cilindro de corte e o caudal volumétrico associado aos seus movimentos de avanço e recuo. Serão recolhidos dados relativos ao processo de corte para posterior análise e satisfação de objetivos.

5.3.1 Esquema elétrico

O esquema elétrico do sistema de monitorização a instalar no sistema de corte das máquinas encontra-se ilustrado na Figura 5.2. A localização dos sensores no sistema pneumático será explicitada posteriormente na análise de resultados exposta no capítulo 6.

mesmo modo através de uma resistência de 10 k Ω , R5 e R7, e de uma resistência de 5 k Ω , R6 e R8). Os cinco condensadores, todos de 2,2 μ F, foram colocados em paralelo com as alimentações e os neutros dos componentes com o intuito de filtrar o sinal proveniente da alimentação.

A placa Arduino[®] foi alimentada a 12 V continuamente e o seu neutro (GND) foi conectado ao da fonte de 24 V. Assim, todo o sistema possui um GND comum, permitindo uma correta referenciação do sinal analógico de tensão proveniente dos sensores. Salienta-se que tanto os 12 V como os 24 V são provenientes do circuito elétrico das máquinas. A montagem final do sistema de monitorização é apresentada na Figura 5.3.

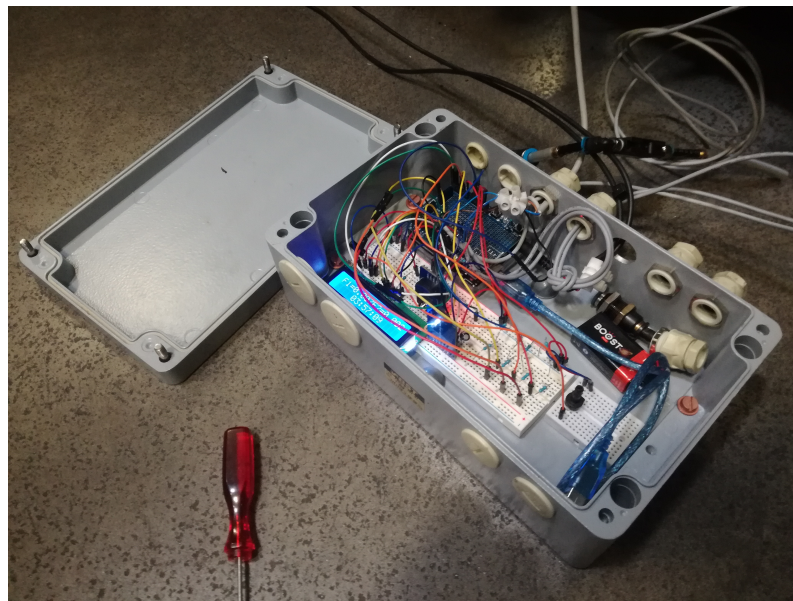


Figura 5.3: Montagem final do sistema de monitorização do sistema de corte

5.3.2 Componentes principais

Dadas as limitações do sistema, do tempo disponível para a realização desta atividade e da própria empresa, a medição da força de corte de cada cilindro será realizada indiretamente através da introdução de sensores de pressão montados em paralelo à entrada da câmara de avanço de cada cilindro. Os transmissores de pressão a implementar são fabricados pela FESTO[®] e correspondem ao modelo SPTE-P10R-S6-B-2.5K. Estes encontram-se ainda ilustrados na Figura 5.4.

Para a determinação do custo de produção de uma cunha, propõe-se a instalação de um caudalímetro correspondentes ao modelo FESTO[®] SFTE-5U-M5F-B-2.5K. Este sensor será montado em série com o sistema à entrada de uma das câmara de um cilindro e encontra-se ilustrados na Figura 5.5.

Os sensores de pressão e o caudalímetro, alimentados a 24 V, são possuidores de saídas analógicas em tensão (entre 1 e 5 V) que serão ligados às entradas analógicas de uma placa Arduino[®]



Figura 5.4: Transmissor de pressão FESTO® SPTe-P10R-S6-B-2.5K [40]



Figura 5.5: Caudalímetro FESTO® SFTE-5U-M5F-B-2.5K [41]

UNO Rev3 para que a recolha de dados possa ser realizada, armazenada e trabalhada posteriormente. Ambos os gráficos 5.6 e 5.7 apresentam o comportamento dos sensores. Todos os componentes serão ligados a um neutro comum, GND¹.

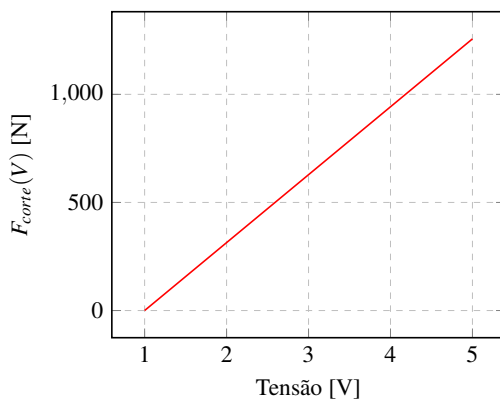


Figura 5.6: Força de corte F_{corde} medida pelo transmissor de pressão

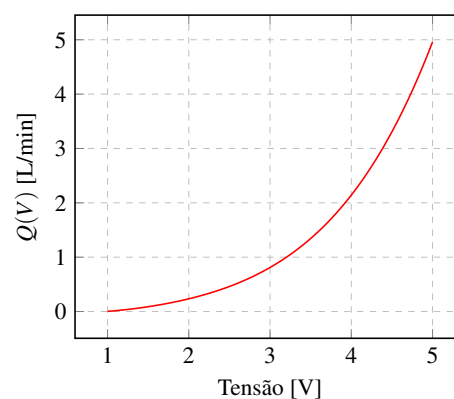


Figura 5.7: Caudal Q medido pelo caudalímetro

Ilustrada na Figura 5.8, a placa Arduino® consiste num circuito baseada num microcontrolador ATmega328P. Apresenta um cristal de quartzo de 16 MHz, uma conexão USB, uma tomada de alimentação *jack* e um botão de *Reset*. Possui catorze pinos de entrada (ou saída) digitais, numerados de 0 a 13, dos quais seis, devidamente identificados na Figura 5.9, podem ser definidos como saídas PWM². Os pinos 10, 11, 12 e 13 são utilizados para comunicações ICSP³, que correspondem respetivamente aos pinos SS⁴, MOSI⁵, MISO⁶ e SCK⁷.

O pino SS permite a criação de uma linha específica em cada dispositivo a que o mestre pode recorrer para ativar e desativar os respetivos. O pino MOSI corresponde ao pino que permite enviar

¹Ground

²Pulse Width Modulation

³In Circuit Serial Programming

⁴Slave Select

⁵Master Out Slave In

⁶Master In Slave Out

⁷Serial Clock

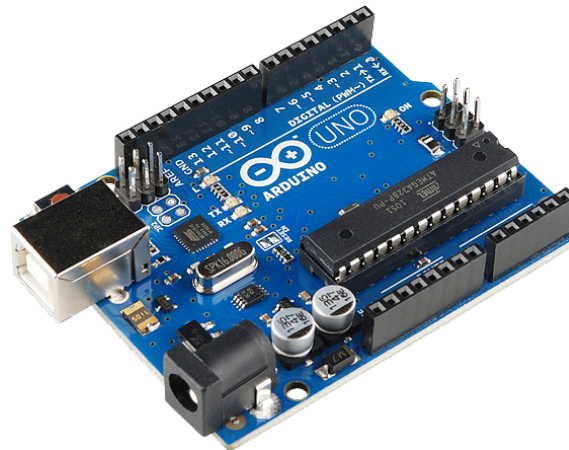


Figura 5.8: Placa circuito Arduino® UNO Rev3 [42]

informação do mestre para o escravo, sendo o pino MISO de funcionamento inverso. O pino SCK sincroniza a transmissão de dados gerada pelo mestre através de pulsos. Quando o pino SS de um dispositivo não se encontra ativo, este comunica com o mestre. Uma vez ativado, o dispositivo ignora o mestre. Isto permite que vários dispositivos SPI⁸ partilhem as mesmas linhas MISO, MOSI e CLK. [43]

Arduino function				Arduino function	
reset	(PCINT14/RESET) PC6	1	28	PC5 (ADC5/SCL/PCINT13)	analog input 5
digital pin 0 (RX)	(PCINT16/RXD) PD0	2	27	PC4 (ADC4/SDA/PCINT12)	analog input 4
digital pin 1 (TX)	(PCINT17/TXD) PD1	3	26	PC3 (ADC3/PCINT11)	analog input 3
digital pin 2	(PCINT18/INT0) PD2	4	25	PC2 (ADC2/PCINT10)	analog input 2
digital pin 3 (PWM)	(PCINT19/OC2B/INT1) PD3	5	24	PC1 (ADC1/PCINT9)	analog input 1
digital pin 4	(PCINT20/XCK/T0) PD4	6	23	PC0 (ADC0/PCINT8)	analog input 0
VCC	VCC	7	22	GND	GND
GND	GND	8	21	AREF	analog reference
crystal	(PCINT6/XTAL1/TOSC1) PB6	9	20	AVCC	VCC
crystal	(PCINT7/XTAL2/TOSC2) PB7	10	19	PB5 (SCK/PCINT5)	digital pin 13
digital pin 5 (PWM)	(PCINT21/OC0B/T1) PD5	11	18	PB4 (MISO/PCINT4)	digital pin 12
digital pin 6 (PWM)	(PCINT22/OC0A/AIN0) PD6	12	17	PB3 (MOSI/OC2A/PCINT3)	digital pin 11(PWM)
digital pin 7	(PCINT23/AIN1) PD7	13	16	PB2 (SS/OC1B/PCINT2)	digital pin 10 (PWM)
digital pin 8	(PCINT0/CLKO/ICP1) PB0	14	15	PB1 (OC1A/PCINT1)	digital pin 9 (PWM)

Figura 5.9: Pinos de um microcontrolador ATmega328P e respetivas ligações - adaptado de [44]

O microcontrolador apresenta ainda seis entradas (ou saídas) analógicas, numeradas de A0 a A5, possuidoras de um conversor A/D⁹ com uma resolução de dez *bits*, capazes de realizar leituras de 1024 valores diferentes (de 0 a 1023). [45]

A informação recolhida será armazenada num cartão de memória *microSD* através de um módulo *SPI Reader* fabricado pela AZDelivery[®]. Esta será conectada à placa Arduino através de alguns dos pinos digitais disponíveis, sendo alimentado a 5 V. O tempo será medido com recurso a uma placa relógio RTC¹⁰ DS3231, do mesmo fabricante, alimentado a 3.3 V. Ambos os componentes mencionados são apresentados nas Figuras 5.10 e 5.11, respetivamente.

⁸Serial Peripheral Interface

⁹Analog-to-Digital

¹⁰Real Time Clock

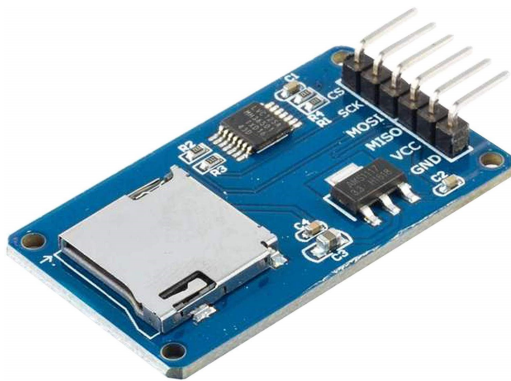


Figura 5.10: Placa de armazenamento *microSD* produzida pela AZDelivery® [46]

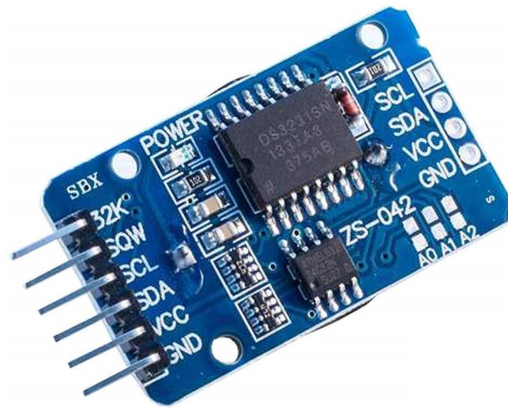


Figura 5.11: Placa relógio RTC DS3231 produzida pela AZDelivery® [47]

A ligação do RTC à placa Arduino será do tipo TWI¹¹, semelhante ao modelo I2C¹² representado na Figura 5.12, fornecendo uma interface em barramento de dois fios: uma linha relógio SCL¹³ e uma linha de dados SDA¹⁴. [48, 49]

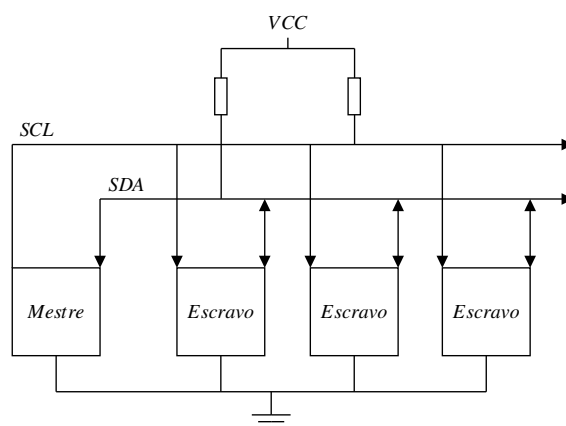


Figura 5.12: Esquematização de uma ligação I2C

Será possível acompanhar as medições realizadas pelos sensores através de um módulo LCD¹⁵ LCM1602A fabricado pela LONGTECH®. Este encontra-se representado na Figura 5.13. O *display* é também alimentado a 5 V no pino VCC¹⁶, sendo que o pino VSS¹⁷ será ligado ao GND da placa. Apresenta dezasseis colunas e duas linhas, sendo possível dispor até um máximo de trinta e dois caracteres ao longo do ecrã, sendo cada um formado por uma matriz de *pixels* de cinco por oito. Dos seus dezasseis pinos, apenas seis serão ligados aos pinos digitais da placa Arduino®. O pino V0 ajustará o contraste do *display* sendo, portanto, uma referência analógica que deriva de uma queda de tensão por parte de um potenciômetro de 10 kΩ, representado na Figura 5.14.

¹¹Two Wire Interface

¹²Inter IC

¹³Serial Clock

¹⁴Serial Data

¹⁵Liquid Crystal Display

¹⁶Voltage Connected to Collector

¹⁷Voltage Source Supply

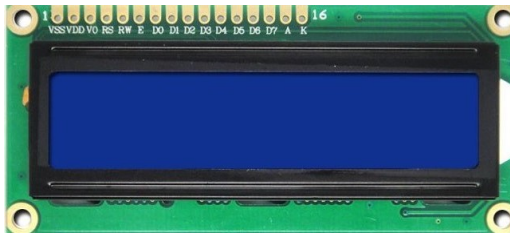


Figura 5.13: *Display* LCDM1602A produzido pela LONGTECH® - Adaptado de [50]



Figura 5.14: Potenciômetro de 10 kΩ [51]

O pino RS¹⁸ controla a memória do *display*, sendo possível optar por executar um comando ou registar dados, em conjunto com o pino R/W¹⁹ que permite optar por ler ou escrever informação. O comportamento do *display* depende do estado de ambas as entradas mencionadas, facto apresentado na Tabela 5.3. O pino E²⁰, quando solicitado, permite que os pinos de leitura recebam informação, ou seja, controla a comunicação entre o *display* e a placa Arduino®. O *display* possui então oito pinos digitais que lêem e escrevem informação. Numerados de 0 a 7, são capazes de ler e registar informação até oito *bits*. Por fim, os pinos A²¹ e K²² controlam, respetivamente, a fase e o neutro do LED²³ do *display*.

Tabela 5.3: Tabela de verdade dos pinos RS e R/W do *display* e respetivas ações realizadas - Adaptado de [52]

RS	R/W	Ação
0	0	Instrução interna (Limpeza do ecrã, entre outros)
0	1	Leitura dos pinos digitais 0 a 7
1	0	Registo de informação
1	1	Leitura de informação

As saídas analógicas dos sensores foram soldadas a uma placa protótipo *Protoshield*, fabricada pela AZDelivery®. Esta encontra-se representada na Figura 5.15.

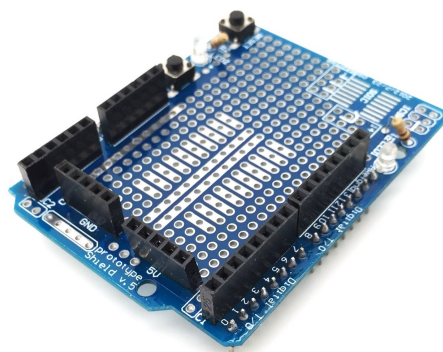


Figura 5.15: Placa protótipo *Protoshield*, produzida pela AZDelivery® [53]

¹⁸Register Select

¹⁹Read/Write

²⁰Enable

²¹Anode

²²Cathode

²³Light Emitting Diode

Esta provou ser uma opção robusta para a conexão da saída dos sensores às entradas analógicas da placa Arduino® uma vez que os pinos da *Protoshield* encaixam na perfeição nos orifícios da placa. A única desvantagem reside no facto de a *Protoshield* obstruir os orifícios correspondentes aos pinos SDA e SCL da placa Arduino®, tendo sido necessário utilizar os pinos A4 e A5 para o efeito quando poderiam ter sido utilizados para a implementação de outros sensores.

O esquema elétrico de montagem e ligação de todos os componentes indicados será exposto seguidamente. Salienta-se que foram acrescentados alguns elementos eletrónicos essenciais ao funcionamento do sistema que serão posteriormente explicados.

5.3.3 Custo e listagem de peças

Os componentes utilizados para a montagem do sistema encontram-se na Tabela C.1 apresentada no Anexo C. Para o cartão de memória, assim como para alguns dos componentes que foram adquiridos através de um *kit* comercializado pela ELEGOO®, o custo apresentado para estes casos representa uma estimativa realizada através de um estudo do mercado.

No total, o sistema de monitorização dos cilindros de corte das máquinas de corte de cunhas apresenta um custo global de 152,54€, por excesso. Caso este sistema fosse instalado nas doze máquinas, seriam necessários cerca de 1 830,48€.

5.3.4 Programação Arduino®

Após montagem do circuito, previamente à instalação, o microcontrolador ATmega328P foi programado com o intuito de ler o sinal analógico proveniente dos sensores, converter para um valor de pressão ou de caudal e de armazenar a informação recolhida em sincronismo e com uma marca temporal. Nesta subsecção, será apresentada uma breve descrição do código implementado tendo em conta os componentes e a montagem apresentados nas subsecções 5.3.2 e 5.3.1, respetivamente.

Salienta-se que, de máquina para máquina, o código aplicado foi sendo alterado consoante a instalação, assunto que será abordado no capítulo 6. Será analisada a última versão do código aplicado visto ser a sua versão mais complexa. Alguns componentes requerem bibliotecas específicas que já incluem funções relativas ao seu funcionamento.

/*

Title: Alteração de um sistema de corte de cunhas

Authors: Vasco Dias

Version: 1.6

Date: 22 Janeiro 2020

*/

// Bibliotecas a incluir:

#include <LiquidCrystal.h> // Relativa ao LCD

#include <DS3231.h> // Relativa ao RTC

```
#include <Wire.h>           // A4 e A5 tornam-se SDA e SCL
#include <SPI.h>             // Ligação SPI com MicroSD sendo Arduino
                             o mestre
#include <SD.h>              // Leitura e registo de informação no
                             cartão de memória
```

De seguida, foi definido o comportamento dos pinos da placa Arduino® de acordo com o esquema apresentado na Figura 5.2 e com a montagem e funcionamento descrito na subsecção 5.3.2.

A função *LiquidCrystal lcd()* inicializa o elemento LCD correspondendo os pinos às funções necessárias. A função *DS3231 rtc()* inicializa o elemento RTC indicando qual a saída SDA (A4) e SCL (A5) da placa através da biblioteca *<Wire.h>*.

```
// Definição dos pinos de ligação ao LCD:
#define LCD_PIN_RS      9
#define LCD_PIN_E       8
#define LCD_PIN_DB4     4
#define LCD_PIN_DB5     5
#define LCD_PIN_DB6     6
#define LCD_PIN_DB7     7

// Cartão MicroSD:
int pinCS = 10;        // Pino CS
File dados;           // Documento .txt

// Definição dos pinos dos sensores de pressão:
const float PAVANCO1 = A0;
const float PAVANCO2 = A1;

// Definição dos pinos do caudalímetro:
const float QAVANCO = A2;

// Iniciar LCD e RTC DS3231:
LiquidCrystal lcd(LCD_PIN_RS, LCD_PIN_E, LCD_PIN_DB4, LCD_PIN_DB5,
LCD_PIN_DB6, LCD_PIN_DB7);
DS3231 rtc(A4, A5);
```

Uma vez definidos todas as entradas e saídas e inicializados todos os componentes, o ciclo de *setup()* do sistema é então iniciado. O comando *Serial* permite analisar informação proveniente do microcontrolador quando este se encontra ligado a um computador. O número 9600 corresponde ao *baud* da comunicação entre a placa e o computador. É também iniciado o comando *Wire*

que, tal como explicado, inicia a comunicação I2C/TWI através dos pinos analógicos A4 e A5. O microcontrolador é ainda informado de que o elemento *lcd* possui um número de colunas correspondente a 16 e um número de linhas correspondente a 2 e mapeará o cursor no *display* através desta referência.

```
void setup() {
  Serial.begin(9600);
  Wire.begin(); // As entradas analógicas A4 e A5 são convertidas em
  I2C/TWI, sendo A4 o SDA (Serial Data) e A5 o SCL (Serial Clock)
  lcd.begin(16, 2); // Define o número de colunas e de linhas do LCD
  pinMode(pinCS, OUTPUT); // Ligação ao cartão MicroSD

  // Serial.print("A iniciar cartão MicroSD.");

  // Verifica se o cartão está inserido e inicializa o programa:
  if (!SD.begin(pinCS)) {
    // Serial.println("Erro: Introduzir MicroSD & RESET");
    lcd.setCursor(0,0);
    lcd.print("Erro: Introduzir");
    lcd.setCursor(0,1);
    lcd.print("MicroSD & RESET");
    // Não realiza mais ações:
    while (1);
  }
  // Serial.println("Cartão MicroSD inicializado.");

  // Verifica se já existem dados no cartão MicroSD:
  if (SD.exists("dados.txt")) {
    SD.remove("dados.txt");
    // Serial.print("dados.txt eliminado.");
  } else {
    // Serial.println("dados.txt não existe.");
  }
}

File dados = SD.open("dados.txt", FILE_WRITE);
dados.println("Tempo,ForçaCorte1,ForçaCorte2,CaudalAvanco");
dados.close();

// Inicializa o relógio RTC DS3231:
rtc.begin();
rtc.setTime(0,0,0); // Define a contagem inicial do tempo para
```

```
00:00:00 (Formato 24h)
}
```

Posteriormente, é iniciada a ligação ao cartão *microSD* informando o microcontrolador de que o pino *pinCS* apenas enviará informação para o módulo SD, tornando assim o Arduino® como o mestre da comunicação. É então escrita uma mensagem no *Monitor* do *software* Arduino® IDE²⁴ a informar que se dará início à comunicação com o cartão de memória. Caso este não esteja corretamente inserido no *socket* correspondente, será dada uma mensagem de erro no *display* (Figura 5.18) e no *Monitor* informando que o cartão deverá ser introduzido e que o programa deverá ser reiniciado. Uma vez estabelecida a ligação, o *Monitor* apresentará uma mensagem a informar o sucedido e verificará se já existem dados no cartão. Se o ficheiro *dados.txt* já existir, o microcontrolador eliminará o ficheiro do cartão de memória, caso não exista, nada acontece. De seguida, será criado um novo ficheiro com o mesmo nome. Assim, é evitada a sobreposição de dados no mesmo ficheiro. Será ainda escrita a primeira linha no ficheiro, indicando a que sensor correspondem os valores escritos e o respetivo instante de tempo.

O elemento *rtc* é definido para um momento inicial correspondente a 00 horas, 00 minutos e 00 segundos e a contagem do tempo começa. Isto permitirá contabilizar o tempo de leituras total desde o momento em que o sistema se iniciou.

Uma vez realizado o *setup()* do sistema, iniciar-se-á o ciclo *loop()* onde todas as principais funções de leitura, conversão, registo e armazenamento de informação no cartão de memória serão realizadas.

São criadas três variáveis *float* uma vez que a conversão poderá introduzir casas decimais ao valor correspondente, mantendo-se assim a precisão da leitura. As novas variáveis P1, P2 e QA, correspondem ao valor de tensão medido nas entradas analógicas da placa Arduino®. A função *fmap()*, muito semelhante à função *map()* do IDE, permite obter o valor analógico medido através de uma nova conversão. Dado que os sensores emitem um sinal de tensão entre 1 e 5 V convertido em *bits* pelo microcontrolador, a função *fmap()* realiza um novo mapeamento do valor medido, sendo que o valor 200 corresponde ao número de *bits* que equivale a um sinal de tensão de 1 V e o valor de 1023 a um sinal de 5 V. Posteriormente, são criadas três novas variáveis, também *float*, que permitem obter os valores correspondentes às forças de corte e ao caudal pretendidos através dos valores de tensão medidos. As expressões utilizadas, previamente demonstradas nos gráficos apresentados nas Figuras 5.6 e 5.7, foram determinadas através da ficha técnica do fabricante. Se os valores calculados forem inferiores a zero, estes serão anulados.

```
void loop() {
  // Mapeamento - Conversão D/A:
  float P1 = fmap(PAVANCO1, 200, 1023, 1.0, 5.0);
  float P2 = fmap(PAVANCO2, 200, 1023, 1.0, 5.0);
  float QA = fmap(QAVANCO, 200, 1023, 1.0, 5.0);
```

²⁴Integrated Development Environment

```
// Cálculo das forças de corte e dos caudais medidos:
float ForcaCorte1 = 2.5*(P1-1.0)*1E5*(3.1415/4.0)*pow(0.040,2.0);
float ForcaCorte2 = 2.5*(P2-1.0)*1E5*(3.1415/4.0)*pow(0.040,2.0);
float CAvanco = (0.013419*pow(QA,4.0) - 0.06593*pow(QA,3.0) +
+ 0.23272*pow(QA,2.0) - 0.20702*QA + 0.029934);

if(ForcaCorte1 < 0){
    ForcaCorte1 = 0;
}
if(ForcaCorte2 < 0){
    ForcaCorte2 = 0;
}
if(CAvanco < 0){
    CAvanco = 0;
}
}
```

As medições efetuadas são armazenadas numa variável alfanumérica que será escrita no Monitor do IDE e que permitirá acompanhar o processo de monitorização. Salienta-se que esta variável não será escrita no ficheiro *dados.txt* pois, uma vez convertidas para *string*, dado que a análise de dados será realizada com recurso ao *Microsoft® Excel*, os valores medidos serão reconhecidos como variáveis *string*, o que dificultará qualquer ação realizável.

```
// Criação de uma variável string para efeito de leitura:
String dataString = "";
dataString = String(ForcaCorte1) + "," + String(ForcaCorte2) +
+ "," + String(CAvanco);
```

Se o ficheiro *dados.txt* já tiver sido criado, o microcontrolador abrirá o ficheiro e escreverá, por ordem, a marca temporal, a força de corte calculada através da medição do sensor de pressão 1, a força de corte calculada através da medição do sensor de pressão 2 e o caudal medido. Em caso de erro, é escrita uma mensagem no Monitor do IDE a informar o sucedido.

```
// Se o ficheiro estiver disponível, escreve dados:
File dados = SD.open("dados.txt", FILE_WRITE);
if (dados) {
    dados.print(rtc.getTimeStr());
    dados.print(",");
    dados.print(ForcaCorte1);
    dados.print(",");
    dados.print(ForcaCorte2);
    dados.print(",");
    dados.println(CAvanco);
}
```



```

    dados.close();
    // print to the serial port too:
    Serial.println(dataString);
}
// Se o ficheiro ainda não foi criado, mensagem de erro:
else {
    // Serial.println("Erro de escrita no ficheiro.");
}

```

Através do *Plotter* disponibilizado pelo Arduino® IDE será possível introduzir as medições realizadas diretamente num gráfico em tempo real. Realça-se que as ferramentas *Monitor* e *Plotter*, apesar de ambas recorrerem ao comando *Serial*, possuem uma natureza bastante distinta, sendo preferível a sua utilização em separado.

```

// Plotter Serial
// Serial.print("F.1:");
// Serial.print(ForcaCorte1);
// Serial.print(" ");
// Serial.print("F.2:");
// Serial.print(ForcaCorte2);
// Serial.print(" ");
// Serial.print("Q.A:");
// Serial.println(CAvanco);

```

De um modo semelhante, a leitura realizada é também disposta no ecrã LCD. O elemento *lcd* será então trabalhado através do comando *setCursor()* que permitirá indicar ao microcontrolador onde colocar a informação no *display*. Uma vez definido um ponto de partida, é possível escrever os dados medidos nas respetivas posições.

```

// LCD Display
lcd.setCursor(0,0);
lcd.print("F1=");
lcd.print(ForcaCorte1);
lcd.setCursor(0,1);
lcd.print("F2=");
lcd.print(ForcaCorte2);

lcd.setCursor(8,0);
lcd.print("QA=");
lcd.print(CAvanco);
lcd.setCursor(8,1);
lcd.print(rtc.getTimeStr());

```

```

delay(100); // Aguarda 100ms antes de realizar uma nova medição
}

```

O tempo, contabilizado pelo elemento *rtc*, será também disposto no *display* através do comando *getTimeStr()* que permite obter o valor do tempo medido pelo RTC no decorrer do ciclo.

O comando *delay()* permite parar o programa durante um determinado intervalo de tempo. O seu argumento é predefinido em milisegundos. Assim, é definido uma pausa de 100ms entre cada ciclo, sendo obtidas cerca de dez medições por segundo. Após este comando é fechado o ciclo *loop()*.

O código apresentado foi então compilado e carregado para o microcontrolador ATmega328P. Ocupando cerca de 65% do espaço disponível, este permitiu realizar a recolha de dados pretendida e analisar posteriormente o comportamento das máquinas testadas ao longo dos vários turnos de trabalho através do carregamento dos dados recolhidos para *Microsoft® Excel*. A Figura 5.16 apresenta um fluxograma que permite sintetizar o funcionamento do código apresentado.

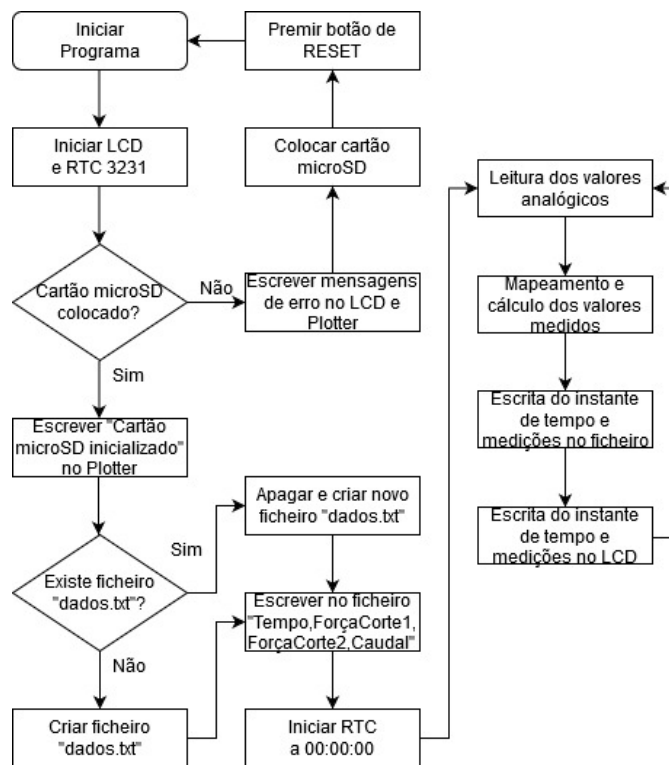


Figura 5.16: Fluxograma relativo ao funcionamento do sistema de monitorização

Externamente, é criada a função *fmap()* já mencionada. Esta admite cinco valores na sua estrutura sendo *x* a única variável dado que os parâmetros *in min*, *in max*, *out min* e *out max* foram previamente definidos no ciclo *loop()*.

```

// Função de conversão D/A das entradas analógicas A/D
float fmap(float x, float in_min, float in_max, float out_min, float

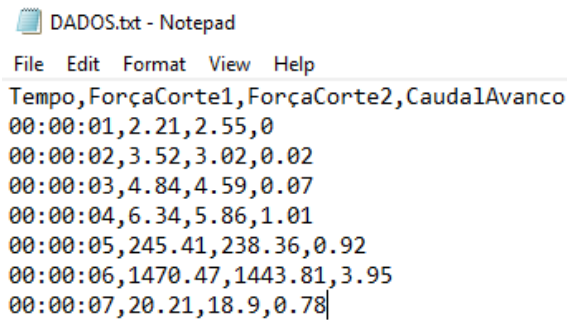
```

```

out_max) {
    return (x-in_min) * (out_max-out_min) / (in_max-in_min)+out_min;
}

```

A Figura 5.17 apresenta o ficheiro de texto, gravado no cartão de memória, resultante do programa exposto.



```

DADOS.txt - Notepad
File Edit Format View Help
Tempo,ForçaCorte1,ForçaCorte2,CaudalAvanco
00:00:01,2.21,2.55,0
00:00:02,3.52,3.02,0.02
00:00:03,4.84,4.59,0.07
00:00:04,6.34,5.86,1.01
00:00:05,245.41,238.36,0.92
00:00:06,1470.47,1443.81,3.95
00:00:07,20.21,18.9,0.78

```

Figura 5.17: Ficheiro *dados.txt* criado no cartão de memória *microSD* durante a realização de ensaios

A Figura 5.18 apresenta a mensagem de erro no *display* quando o cartão de memória não é inserido corretamente no *socket*. A Figura 5.19 demonstra as medições realizadas em tempo real. Na primeira linha, os oito primeiros dígitos representam a força de corte F1 medida num dos cilindros. Os oito dígitos seguintes representam o caudal de avanço QA medido no cilindro testado. Na segunda linha, é apresentada a força de corte F2 nos oito primeiros dígitos. Nos oito dígitos restantes é inserida a marca temporal de cada medição.



Figura 5.18: Mensagem de erro no *display*



Figura 5.19: Funcionamento do *display* no decorrer da monitorização

5.4 Resumo

Foram apresentadas diversas soluções que procuram realizar alterações ao sistema de corte original de modo a estabilizar o seu comportamento. As alterações mecânicas sugeridas poderão ser realizadas em todas as máquinas uma vez que não requerem grandes intervenções para a sua realização, a qualidade do corte é promovida e a intervenção dos operadores no sistema de corte é evitada.

Relativamente à solução pneumática, a sua implementação nas doze máquinas torna-se impraticável uma vez que esta representa uma despesa elevada, difícil de amortizar num curto intervalo de tempo. É recomendada, no entanto, a instalação de válvulas de escape rápido à saída das câmaras de recuo dos cilindros de corte. A instalação de um novo sistema requer obrigatoriamente a paragem das máquinas para que a intervenção seja realizável. Dada a inevitabilidade deste facto, optou-se pela implementação de uma solução mais prática para a empresa: o sistema de sensorização. O sistema projetado demonstrou-se de fácil e rápida implementação, não conferindo tempos de paragens elevados às máquinas. Esta demonstrou ser também como uma solução consideravelmente robusta e de custo relativamente reduzido que pode facilmente ser instalada em todas as máquinas para controlo e análise de produção.

Capítulo 6

Resultados

Os resultados provenientes dos ensaios de dureza, do sistema de monitorização projetado e dos testes de qualidade realizados na empresa encontram expostos neste capítulo.

A suspeita de que a qualidade das lâminas utilizadas não corresponde ao especificado gerou alguma preocupação por parte da empresa. Com o intuito de averiguar se a fraca durabilidade das lâminas seria proveniente do seu fabrico, foram realizados ensaios de dureza às lâminas e a uma contralâmina disponibilizada pela empresa. O resultado dos ensaios realizados encontra-se exposto na secção 3.2, sendo apresentado um breve resumo do sucedido na secção 6.1.

As alterações propostas na secção 5.1 não seriam abordadas sem algum fundamento. Após uma análise matemática do sistema e um novo dimensionamento pneumático do mesmo, deduziu-se que o sistema poderia beneficiar com um aumento do ângulo de corte e uma redução da temperatura das lâminas. Assim, os resultados de um teste realizado pela empresa encontram-se esmiuçados na secção 6.2.

Por fim, os resultados provenientes do sistema de monitorização projetado serão analisados e abordados na subsecção 6.3. O sistema, instalado em três máquinas diferentes, permitiu detetar diferenças significativas entre máquinas e avaliar o comportamento do sistema de corte.

6.1 Ensaios de dureza

Tal como demonstrado na secção 3.2, foram realizados ensaios de medição de dureza às lâminas de corte das máquinas assim como a uma das contralâminas das mesmas disponibilizada pela empresa.

Verificou-se então que as lâminas dos vários fabricantes se encontravam em conformidade com gama de dureza especificada pela empresa, pelo que o seu reduzido tempo de vida útil não se deve ao seu processo de fabrico. A contralâmina foi também ensaiada e verificou-se que esta possui um valor de dureza semelhante ao das lâminas de corte, o que demonstra equilíbrio no processo de corte. Assim sendo, concluiu-se que a fraca durabilidade das lâminas também não se deve a um excesso de dureza da contralâmina, não sendo esta provocadora de desgaste excessivo.

O resultado destes ensaios encontra-se então exposto na secção 3.2 por conveniência, tendo sido incluído no estudo de caracterização do sistema de corte inicialmente realizado.

6.2 Alterações no sistema

Um estudo realizado na empresa pelo Departamento de Engenharia 3 em conjunto com o Departamento de Qualidade da Continental Mabor permitiu averiguar que o aumento do ângulo de corte se apresenta benéfico ao sistema e que a diminuição da temperatura das lâminas não afetará a qualidade do corte, conferindo até uma poupança energética ao mesmo. O estudo realizado apenas permitiu obter resultados relativos aos valores definidos pelo DQ, apresentados na Tabela 6.1, sendo os cortes realizados posteriormente analisados pelo DQ.

Tabela 6.1: Variáveis do estudo realizado definidas pelo DQ

Variável	Valor mínimo	Valor máximo
Ângulo de corte θ	15°	18°
Temperatura das lâminas	170 °C	185 °C

O relatório fornecido pelo DQ, apenas para divulgação interna, conclui que a realização do corte a ângulos reduzidos confere maus acabamentos através de uma superfície arranhada pelas lâminas. Inferiu-se ainda que a temperatura inicial de 220 °C agrava o problema de dobragem das cunhas, impossibilitando a sobreposição no tambor. Para os valores de temperatura testados, apuraram-se bons acabamentos, cortes limpos e uma redução do risco de dobragem e de acumulação de borracha nas lâminas, beneficiando de uma redução do consumo de energia para aquecimento das mesmas. Assim, verifica-se que as alterações propostas na secção 5.1 são viáveis e de implementação benéfica para o sistema.

6.3 Monitorização do sistema de corte

O sistema de monitorização, uma vez concebido e realizado, foi instalado em cinco das doze máquinas disponíveis. A primeira instalação foi realizada na máquina 02, uma das mais antigas que a empresa possui. A segunda montagem foi realizada numa das máquinas mais recentes, a máquina 10. A terceira montagem foi realizada na máquina 07, pertencente à segunda geração de máquinas de corte de cunhas. Dadas as diferenças detetadas entre as três máquinas já testadas, foi ainda realizada uma quarta montagem na máquina 12 (semelhante à máquina 10) e uma quinta montagem na máquina 04 afim de averiguar a(s) causa(s) das anormalidades detetadas. Por fim, o sistema de monitorização foi instalado novamente na máquina 02, onde foram realizados novos testes.

Os sensores de pressão foram colocados em paralelo com a entrada da câmara de avanço dos cilindros de corte enquanto que o caudalímetro foi colocado em série com a alimentação da câmara de avanço de um dos cilindros.

6.3.1 Estimativa da força de corte

A medição da estimativa da força de corte foi realizada indiretamente através da medição da pressão no interior das câmaras de avanço dos cilindros de corte com auxílio de dois transmissores de pressão. Os efeitos de contrapressão e de atritos na haste e/ou no êmbolo não foram contabilizados. Por simplificação de informação, foi utilizada a seguinte legenda:

- **P.1:** Primeiro corte realizado pelo primeiro turno de trabalho;
- **U.3:** Último corte realizado pelo terceiro turno de trabalho.

A densidade de ensaios não permitiu analisar a variação da força de corte com precisão uma vez que o planeamento de produção, que varia de turno para turno e até mesmo dentro do turno (caso o operador tenha de fabricar cunhas de diferentes formatos), influencia os resultados obtidos. Assim, optou-se pela análise do comportamento do sistema e por uma direta comparação entre máquinas, com o intuito de se averiguar quais as diferenças entre si e quais as suas causas e/ou fatores.

6.3.1.1 Máquina 02

O sistema de monitorização foi instalado primariamente na máquina 02, uma das primeiras máquinas de corte de cunhas adquirida pela empresa, pertencente à primeira geração das mesmas. Das doze máquinas, esta é uma das que revela um elevado número de intervenções e de paragens, pelo que se considerou urgente o seu estudo.

As medições foram realizadas ao longo dos três turnos de oito horas realizados pelos operadores da empresa. O gráfico apresentado na Figura 6.1 apresenta a evolução da força de corte ao longo do primeiro dia de monitorização.

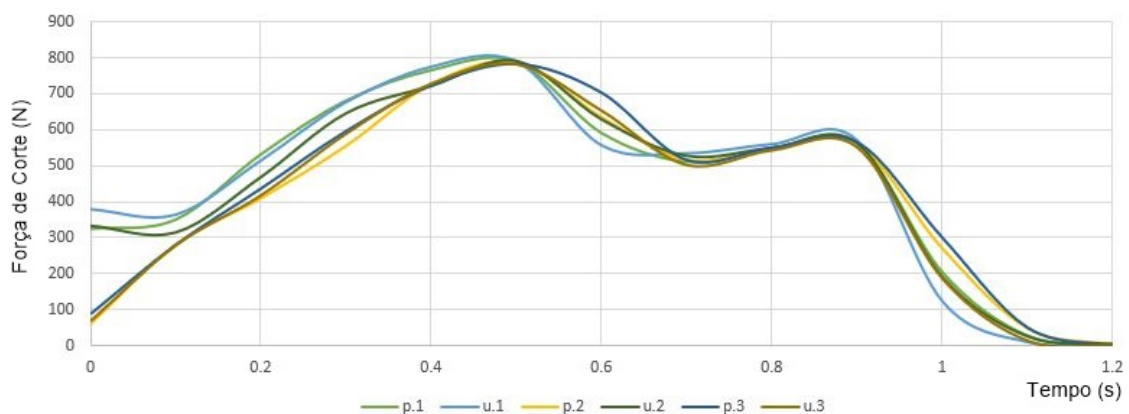


Figura 6.1: Medição da força de corte da máquina 02 no primeiro dia de monitorização

Em primeira análise, é possível verificar um pico de pressão no cilindro, o que leva à medição de uma força de avanço próxima dos 800 N. Este pico é referente ao instante de comutação da

válvula de controlo do cilindro que, uma vez atuada, alimenta o cilindro com ar a 6 bar, sendo esta variação inicial bruscamente detetada pelo sensor.

Após este pico, dá-se o avanço do cilindro, diminuindo a pressão no seu interior uma vez que, com o avanço deste, o volume dentro da câmara aumenta para mesma quantidade de ar. Posteriormente, a força exercida pelo cilindro volta a aumentar. Esta subida dá-se no momento do corte da cunha, quando a lâmina entra em contacto com a mesma e é exigido um ligeiro aumento de pressão para realizar a separação do material. A força de corte medida nesta máquina encontra-se compreendida entre os 550 N e os 600 N, sendo dependente da largura e da altura da cunha sujeita ao corte.

Com o intuito de averiguar se o desgaste das lâminas seria notório para a realização do corte, o sistema de monitorização encontrou-se instalado na máquina 02 durante mais dois dias. Foi possível verificar um comportamento relativamente constante ao longo dos dois primeiros dias com um ligeiro aumento da força de corte, pouco significativo. A força de corte medida permanece no mesmo intervalo, entre 550 N e 600 N. É também verificável que, em ambos os dias, o corte é realizado em cerca de 1.0 s. Contudo, após a mudança do último turno do segundo dia para o primeiro turno do terceiro dia de monitorização, foi detetada uma incongruência quando comparando com os gráficos apresentado na Figura 6.1.

A Figura 6.2 apresenta uma queda da pressão de alimentação da câmara de avanço detetada após uma troca de turnos, facto até então desconhecido pela empresa. As medições realizadas ao longo do dia, representadas na Figura 6.3, permitiram verificar que esta não foi uma quebra de pressão momentânea visto que foi apresentado um comportamento semelhante ao longo do primeiro e do último turno neste dia.



Figura 6.2: Medição da força de corte da máquina 02 com mudança de operador

A diferença no comportamento do sistema de corte só pode ser explicada pela realização de ajustes por parte dos operadores, uma vez que apenas são verificadas alterações de turno para turno e não momentâneas. O comportamento irregular do sistema dificultou a sua padronização dadas as tão drásticas diferenças. O pico de força decrementou de 800 N para 550 N no primeiro e no último turno deste terceiro dia tendo sido verificada uma redução da força de corte em alguns casos. A gama de força de corte dos cilindro da máquina 02 é representada na equação 6.1.

$$F_{corte} \in [500, 600] N \quad (6.1)$$

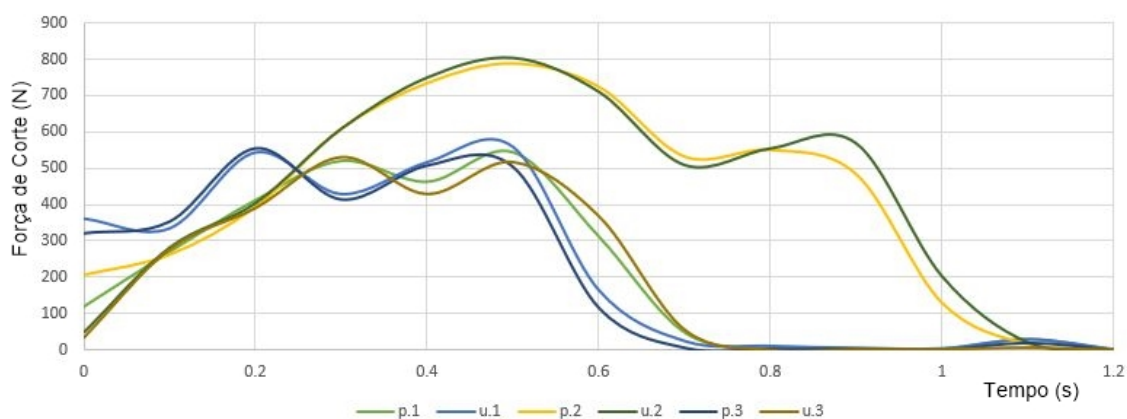


Figura 6.3: Medição da força de corte da máquina 02 no terceiro dia de monitorização

É ainda verificado um decréscimo do tempo de corte quando comparando com os dois dias de monitorização iniciais. O corte é agora realizado em cerca de 0.6 s. Na tentativa de se descobrir qual a causa deste estranho comportamento, foi realizado um teste de variação do tempo de corte da máquina 02. Os resultados obtidos são expostos na Figura 6.4

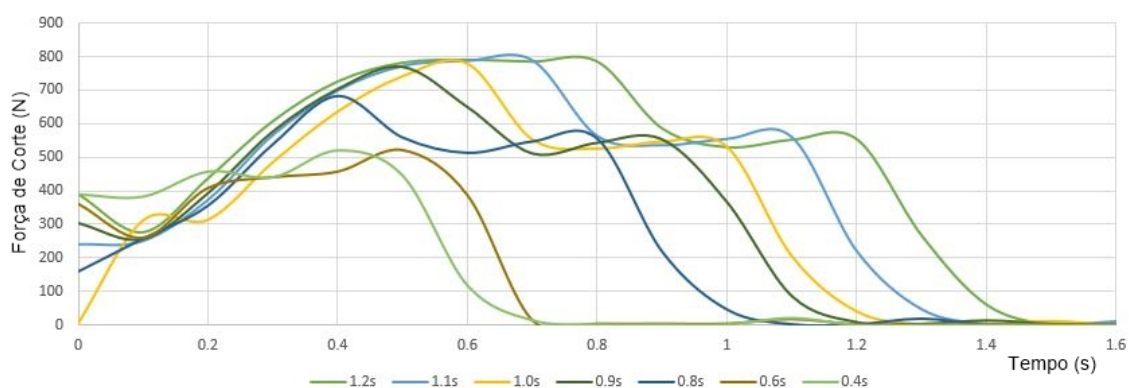


Figura 6.4: Medição da força de corte da máquina 02 para diferentes tempos de corte

É possível notar então que o comportamento detetado na Figura 6.3 apenas é verificado para tempos de corte reduzidos. Procurando identificar-se se a causa deste comportamento reside nas válvulas de escape rápido, foi realizado um novo teste no qual foram alterados o tempo de corte e a abertura das válvulas de escape rápido.

Mesmo com as válvulas de escape rápidas completamente abertas, o problema mantém-se. Assim sendo, suspeitou-se que este comportamento poderia derivar do tempo de comutação da válvula de controlo do cilindro, referenciada como **VC** no esquema pneumático apresentado na Figura 3.23. Esta suspeita intensificou-se após a realização de um teste de alteração dos tempos de corte na máquina 04. Um último teste foi então realizado na máquina 02 após substituição da válvula de comutação do cilindro por uma nova do mesmo modelo.

Mesmo após substituição da válvula de controlo **VC**, o sistema apresenta as mesmas irregularidades e oscilações para tempos de corte reduzidos. A última hipótese que permite dar uma

explicação a este comportamento reside num fator externo aos componentes e à construção da máquina: aos operadores. Após observação de alguns dos turnos de trabalho, foi detetado que alguns operadores realizam ajustes e alterações na máquina 02 que não são realizados por outros operadores noutras máquinas, sendo que o corte é realizado através de uma picada das lâminas na borracha, quase evitando o contacto com a contralâmina. Assim, deduz-se que a máquina 02 não tem capacidade de reagir rapidamente às mudanças bruscas solicitadas pelos operadores, resultando assim um comportamento atípico que pode afetar a qualidade do corte.

6.3.1.2 Máquina 07

A máquina 07 é apresentada em segundo lugar para que seja realizada uma comparação direta com a máquina 02, uma vez que apresentam comportamentos semelhantes. A Figura 6.5 apresenta a variação do comportamento da máquina 07 no primeiro dia de monitorização.

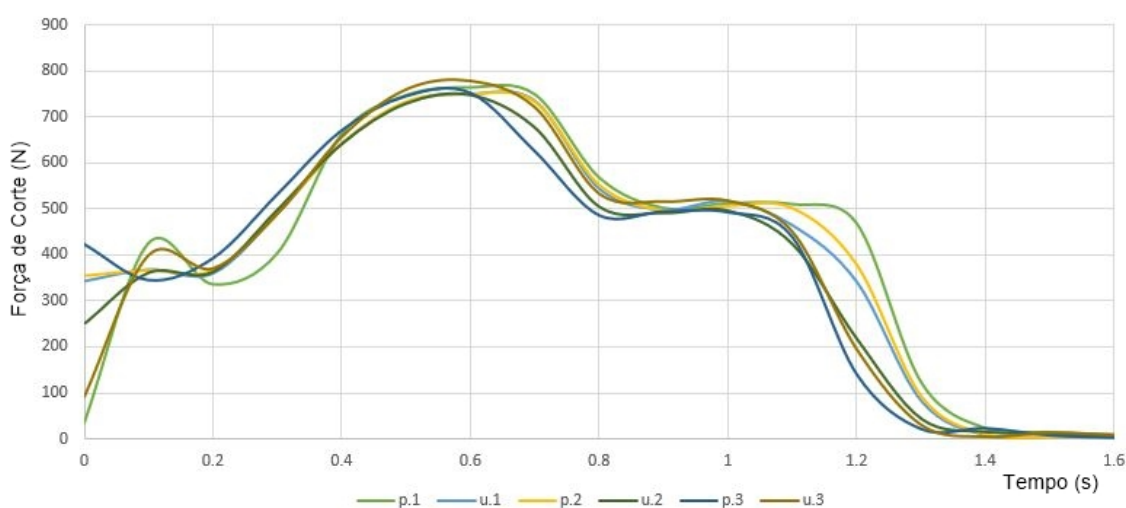


Figura 6.5: Medição da força de corte da máquina 07 no primeiro dia de monitorização

Verifica-se novamente um pico de pressão inicial, originando uma força de avanço do cilindro de cerca de 800 N (tal como a máquina 02) e um decréscimo da mesma para realização do corte. No entanto, realça-se uma diferença. A Figura 6.6 permite demonstrar a existência de uma poupança de energia quando comparando as máquinas 02 e 07, sendo representada pela área listada.

Para além de acelerar o processo de corte, a inclusão de válvulas de escape rápido permite libertar o ar, a 6 bar, que preenche a câmara de recuo dos cilindros, para a atmosfera, sendo a única força realizada pelo cilindro a força de avanço do mesmo. Assim, através da medição da força de corte, averiguou-se que a instalação destas válvulas no sistema de corte se torna benéfica.

Comparando as Figuras 6.1 e 6.5, note-se que a máquina 07 realiza uma força de corte constante de cerca de 500 N, não sendo verificados acréscimos significativos. Foi também medido um tempo de corte de cerca de 1.2 s, cerca de 0.2 s superior ao da máquina 02.

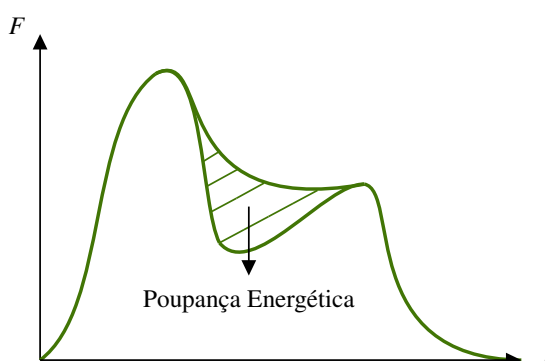


Figura 6.6: Poupança de energia verificada entre as máquinas 02 e 07

6.3.1.3 Máquina 04

Após ensaios, constatou-se um comportamento muito semelhante ao da máquina 02, dada a presença de válvulas de escape rápido à saída da câmara de recuo dos cilindros. Em comparação com a máquina 07 é também verificada uma poupança energética tal como a representada na Figura 6.6. Procurando averiguar se o comportamento detetado na máquina 02, representado na Figura 6.3, é causado pelas válvulas de escape rápido, foi realizado um novo teste na máquina 04 que consistiu na variação do tempo de corte da máquina através da introdução de uma referência no *software* da mesma.

Após análise, conclui-se então que a máquina 04 não varia o seu comportamento independente do tempo de corte pretendido, o que permitiu excluir a hipótese de o comportamento irregular da máquina 02 ser causado pelas válvulas de escape rápido ou pela válvula VC.

6.3.1.4 Máquina 10

Nesta máquina, foram realizadas duas instalações diferentes do sistema de monitorização. Na primeira tentativa de montagem, devido a procedimentos internos, a escassez de tempo e à ausência de componentes pneumáticos que tornassem a montagem possível, apenas foi instalado um dos sensores de pressão. Os acessórios disponíveis apenas permitiram a montagem do sensor de pressão no tubo à saída da válvula, antes da bifurcação para os cilindros. Os resultados do primeiro dia encontram-se expostos na Figura 6.7.

Contrariamente ao mostrado pelas máquinas anteriormente analisadas, a máquina 10 demonstra um comportamento extremamente robusto, realizando uma força de avanço de cerca de 800 N de um modo constante, apenas apresentando uma ligeira subida quando alcançado o fim de curso do cilindro, devida à acumulação de ar no interior deste, que rapidamente decresce durante o movimento de recuo. Verifica-se ainda que o corte demora cerca de 0.8 s a ser realizado, o que faz desta uma das máquinas que realiza o corte mais rapidamente (à exceção das alterações detetadas na máquina 2).

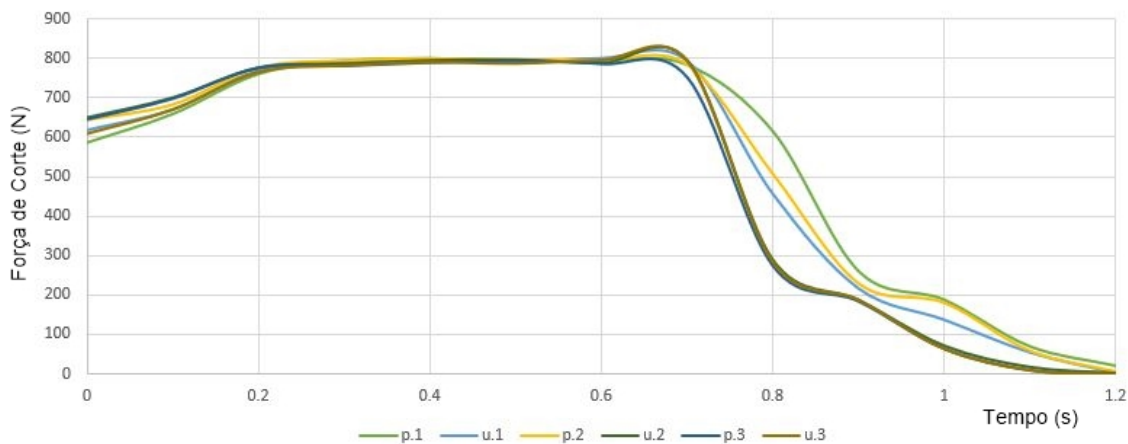


Figura 6.7: Medição da força de corte da máquina 10 no primeiro dia de monitorização - Primeira instalação: Sensor de pressão no tubo principal

Temendo que a primeira instalação não permitisse medir as alterações provocadas pelo processo de corte no comportamento dos cilindros, realizou-se uma nova intervenção e foram instalados os dois sensores de pressão nas entradas das câmaras de avanço de ambos os cilindros de corte, tal como previamente realizado.

Mesmo com uma montagem semelhante às anteriormente realizadas, o sistema de corte da máquina 10 permanece com um comportamento robusto e constante ao longo do tempo. No final do último turno foram detetadas algumas alterações, o que poderá ser justificado por intervenções necessárias na máquinas ou pela realização de ensaios por parte do operador. Contudo, o motivo pelo qual se deu esta alteração ainda se encontra por averiguar. Salienta-se que este sistema se encontra equipado com uma válvula de escape rápida num dos cilindros e que não foram verificadas alterações entre os seus comportamentos, permanecendo idênticos ao gráfico apresentado na Figura 6.7.

6.3.1.5 Máquina 12

Dado o comportamento tão regular da máquina 10, optou-se por monitorizar também a máquina 12, visto pertencer à mesma geração. Desta vez, os sensores de pressão foram montados diretamente em paralelo com as entradas das câmaras de avanço dos cilindros de corte.

Tal como apresentado em 6.3.1.4, não se verificam oscilações de força na realização do corte das cunhas. Assim, conclui-se que as máquinas que constituem a última geração adquirida pela empresa possuem um comportamento robusto.

6.3.1.6 Discussão

Após análise de resultados, averiguou-se que, dependendo da largura, da altura e do composto da cunha, o corte é realizado com uma força compreendida entre os 500 N e os 600 N, sendo que

a aproximação ao limite máximo medido indica um desgaste das lâminas e a sua eventual necessidade de manutenção ou substituição. Realça-se que as cinco máquinas instrumentadas realizam o corte de todas as larguras e alturas de cunhas diferentes, apresentando três comportamentos distintos entre si.

As máquinas 10 e 12 apresentam-se como sendo das máquinas mais robustas e eficientes no corte de cunhas. Não foram registadas diferenças significativas entre turnos nem entre máquinas, mesmo para montagens diferentes do sistema de monitorização, nem para a presença (ou não) de uma válvula de escape rápido à saída da câmara de recuo dos cilindros. O comportamento do sistema de corte de ambas as máquinas apresenta, no entanto, o maior consumo de energia das cinco máquinas medidas. Posteriormente à realização de ensaios, descobriu-se que o diâmetro dos tubos de alimentação das válvulas VC e dos cilindros de corte destas máquinas é superior às restantes, justificando assim a estabilidade do corte realizado (uma vez que, para diâmetros maiores, a queda de pressão nos tubos não é tão acentuada).

Uma comparação entre as máquinas 02 e 04 com a máquina 07 permitiu verificar que a instalação de válvulas de escape rápido permite acelerar o processo de corte conferindo uma eficiência energética ao mesmo, sendo a proposta de instalação destas válvulas uma solução viável de alteração do sistema de corte.

Após a realização de testes de variação do tempo de corte (nas máquinas 02 e 04) e de alteração da abertura das válvulas de escape rápido na máquina 02, após substituição da válvula VC nesta máquina, foi então verificada a influência dos ajustes dos operadores no comportamento do sistema de corte. Dado que se pretende padronizar o funcionamento das máquinas para o mais eficiente possível, uma das soluções consistirá na redução de ajustes possíveis para um valor mínimo.

6.3.2 Consumo volumétrico por ciclo

A introdução de um caudalímetro no sistema de corte pretendeu medir o consumo de caudal por ciclo de corte com o intuito de atribuir um custo ao fabrico de uma cunha. Apesar dos diferentes tempos de avanço de um cilindro, o seu consumo revelou ser semelhante nas cinco máquinas instrumentadas, visto que os cinco sistemas de corte possuem cilindros exatamente do mesmo modelo.

O caudalímetro escolhido permite uma leitura de caudal até 5 L/min, um valor aceitável dado que as válvulas utilizadas apenas debitam cerca de 1.2 L/min. Assim, após medição na máquina 2, o consumo do corte de uma cunha encontra-se exposto na Figura 6.8.

O cilindro de corte, de diâmetro $\varnothing 40\text{mm}$ e de 100mm de curso, possui um volume interno da câmara de avanço corresponde ao volume necessário para a realização do corte, V_{corte} , determinado na equação 6.2.

$$V_{corte} = \frac{\pi}{4} \cdot \varnothing_{emb}^2 \cdot c \cdot \frac{p_{nom}}{p_{atm}} = \frac{\pi}{4} \cdot 40^2 \cdot 100 \cdot \frac{6}{1,01325} \approx 744124 \text{ mm}^3 \quad (6.2)$$

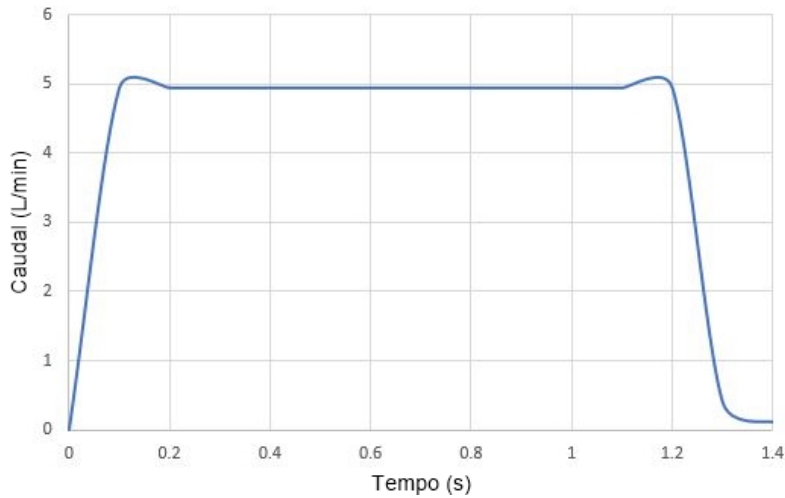


Figura 6.8: Consumo de caudal na realização do avanço de um dos cilindros de corte da máquina 2

O volume consumido pode ser determinado através da integração do caudal, tal apresentada na subsecção 4.3.2. O seu cálculo é determinado na equação 6.3.

$$V_{consumido} = \int Q dt \approx Q_{max} \cdot \frac{1e6}{60} \cdot \delta t \cdot \frac{p_{nom}}{p_{atm}} = 4.95 \cdot \frac{1e6}{60} \cdot 1.4 \cdot \frac{6}{1,01325} \approx 683937 \text{ mm}^3 \quad (6.3)$$

O consumo medido apresenta-se algo inferior ao teoricamente previsto. O erro relativo de medição foi determinado através da equação 6.4.

$$Erro (\%) = \frac{744124 - 683937}{744124} \approx 8\% \quad (6.4)$$

A fraca sensibilidade do sensor e o reduzido número de leituras realizado por parte do microprocessador foram fatores que contribuíram para a obtenção de um resultado inferior ao consumo pré-calculado. Retomando a Tabela 4.4, foi então possível determinar o custo associado ao corte de uma cunha:

$$Custo = 683937 \cdot 1e^{-9} \cdot 0,01 \approx 7e^{-6} \text{ €} \quad (6.5)$$

Através da equação 6.5, deduz-se que o custo pneumático do corte de uma cunha apresenta um valor muito reduzido dada a dimensão da máquina.

Capítulo 7

Conclusões e Trabalhos Futuros

Este capítulo destina-se ao desfecho da presente dissertação e à descrição final do trabalho desenvolvido ao longo do estágio realizado. Na secção 7.1 será feito um resumo de todo o processo, seguido de todas as conclusões obtidas e melhoramentos consequentes. Posteriormente, na secção 7.2, será feita a identificação de possíveis desenvolvimentos futuros, ainda relacionados com o assunto principal desta dissertação.

7.1 Satisfação dos Objetivos

O estudo desenvolvido no âmbito de todo o projeto realizado na Continental Mabor foi conduzido de forma a concretizar todos os objetivos propostos pela empresa, nomeadamente a implementação de alterações ao sistema de corte.

Foi realizada uma avaliação do sistema de corte de cunhas quanto ao seu estado atual, verificando-se quais os seus defeitos e falhas mais recorrentes que conduzem ao elevado número de avarias e paragens nas máquinas, sendo um dos principais fatores a possibilidade de ajustes por parte dos operadores. Consequentemente, foram analisados os requisitos de funcionamento do sistema de corte, procurando definir quais as soluções mais exequíveis e rentáveis para a empresa para a redução ou mitigação de quebras de produção.

A definição de hipóteses de soluções permitiu testar as variáveis do sistema pneumático procurando definir uma nova solução pneumática. Foi verificado que os cilindros de amortecimento e de corte se encontram sobredimensionados e que podem, porventura, ser substituídos em prol da eficiência de consumo energético do sistema. Foi ainda criado um sistema de monitorização com o intuito de analisar o sistema de corte ao longo do tempo e de concluir que alterações se terão de realizar, se as houver (como a substituição das lâminas de corte, por exemplo), sem necessidade de exigir uma paragem da máquina. Como último ponto, foram definidas sugestões de implementação de novos ajustes no sistema de corte, procurando reduzir o excesso de alterações realizadas por parte dos operadores e padronizar a operação, pretendendo-se um comportamento o mais semelhante possível entre as doze máquinas de corte de cunhas presentes no complexo industrial.

Relativamente às propostas de solução, procedeu-se a uma análise da sua viabilidade e do seu impacto no equipamento assim como custos de implementação. Optou-se então pela realização de algumas alterações mecânicas no sistema. A dobragem das lâminas detetada inicialmente conduziu a uma alteração da profundidade das calhas de acoplamento das resistências elétricas. É também proposto o aumento do ângulo e a diminuição da temperatura de corte, visto que ambas as alterações influenciam positivamente a qualidade do corte e o funcionamento do sistema. Por fim, propõe-se a remoção de ambos os ajustes mecânicos, evitando o descontrolo do sistema de corte por parte dos operadores.

A solução pneumática determinada não foi posta em prática. Apesar de se apresentar como uma solução mais rentável em comparação com o sistema original, a sua implementação requer um elevado investimento por parte da empresa que demoraria um tempo considerável a amortizar. A sua idealização seria ideal durante a conceção da máquina e do próprio sistema de corte. Atualmente, a sua implementação torna-se inviável.

Optou-se pela implementação de um sistema de monitorização visto ser uma solução relativamente barata e de rápida concretização que, ao contrário da solução pneumática, não exigiu paragens demoradas nas máquinas em que foi instalado. Foram instalados dois sensores de pressão, colocados em paralelo com a entrada das câmaras de avanço dos cilindros de corte, procurando analisar o comportamento dos mesmos e a sua variação temporal, e um caudalímetro que permitiu associar um custo de produção ao corte de uma cunha.

Os resultados provenientes de um estudo realizado pelo Departamento de Engenharia 3 em conjunto com o Departamento de Qualidade da Continental Mabor permitiram concluir que, de facto, o aumento do ângulo de corte e a redução da temperatura do mesmo permitem a obtenção de resultados de melhor qualidade, conferindo uma poupança energética ao sistema, algo desejado pela empresa. Foram ainda apresentados os resultados provenientes da monitorização do sistema de corte de cinco máquinas de corte de cunhas. Foram verificados três comportamentos distintos, concluindo-se que a implementação de válvulas de escape rápido será benéfica, reduzindo o tempo de corte e o consumo de energia pneumática.

Em suma, dado que o projeto apresentado visa a alteração de um sistema de corte de cunhas, conclui-se que existem algumas alterações mecânicas, facilmente realizáveis, que promovem a eficiência do sistema de corte e impedem o acesso à mão do operador. A instalação do sistema de monitorização projetado permitiu detetar anomalias no funcionamento dos sistemas de corte das diferentes máquinas instrumentadas. Verificou-se uma forte influência por parte dos operadores no desempenho do equipamento. Averiguou-se ainda que a implementação de válvulas de escape rápido à saída das câmaras de recuo de ambos os cilindros de corte garante a realização de cortes mais rápido e uma redução de consumos.

O estágio realizado revelou-se de extrema importância para o autor desta dissertação visto representar uma experiência industrial nunca outrora vivida. Toda a equipa que constitui o Departamento de Engenharia 3 se demonstrou extremamente competente e empenhada no trabalho que realiza e interessada no estudo desenvolvido ao longo do período em que o autor permaneceu na empresa. Foram adquiridos conhecimentos sobre as mais diversas áreas que constituem a

engenharia industrial que doutra forma não seria possível. Conclui-se então esta dissertação com um forte agradecimento à Continental Mabor pela oportunidade e afirmando que a experiência de estágio se demonstrou frutuosa e relevante para o desenvolvimento pessoal do autor enquanto aluno e futuro engenheiro mecânico.

7.2 Trabalho Futuro

Como trabalhos futuros, é proposta a introdução de sensores de temperatura no sistema de sensorização que permita monitorizar a temperatura real das lâminas e da borracha, cruzando com a qualidade final do corte. Esta proposta não foi implementada pois, dada a disposição da placa Arduino, apenas seria possível medir quatro entradas analógicas. Deu-se então prioridade à medição indireta da força de corte e à obtenção de um custo pneumático associado ao processo de corte.

O sistema de monitorização concebido trata-se apenas de um protótipo, tendo sido um sistema projetado em meio académico. Dada a exigência do meio industrial e a procura por resultados fidedignos e precisos, considera-se a expansão deste estudo e a implementação de um sistema de monitorização do sistema de corte permanente que permita avaliar o comportamento do sistema fornecendo *feedback* em tempo real, tanto ao operador como à equipa de engenharia, possibilitando um controlo rigoroso de cada máquina.

É também sugerida uma análise da qualidade da superfície da borracha após corte, com o intuito de averiguar se as tolerâncias dimensionais se encontram conforme o solicitado, quais os tipos de defeitos mais comuns, caso ocorram, e ainda uma análise da geometria das lâminas, procurando averiguar se existem alterações que podem ser realizadas de modo a promover a eficiência e a durabilidade do elemento de corte.

Referências

- [1] R. F. L. Santos, F. J. G. Silva, R. M. Gouveia, R. D. S. G. Campilho, M. T. Pereira, and L. P. Ferreira. The improvement of an apex machine involved in the tire manufacturing process. *Procedia Manufacturing 17*, pages 571–578, junho 2018.
- [2] Piyush Kumar, Akash M. Potdukhe, Mahesh V. Bitode, and Amit B. Belvekar. Design and manufacturing of a double sided automatic chamfering machine. *International Journal of Current Engineering and Technology, Vol. 9, N.º 3*, pages 416–420, maio/junho 2019.
- [3] B. Barbosa, M. T. Pereira, F. J. G. Silva, and R. D. S. G. Campilho. Solving quality problems in tyre production preparation process: a practical approach. *Procedia Manufacturing 11*, pages 1239–1246, junho 2017.
- [4] I. Antonioli, P. Guariente, T. Pereira, L. Pinto Ferreira, and F. J. G. Silva. Standardization and optimization of an automotive components production line. *Procedia Manufacturing 13*, pages 1120–1127, junho 2017.
- [5] Carlos André Oliveira Novais. *Análise e melhoria do fluxo de materiais no setor de construção de pneus - Continental Mabor S.A.* Universidade Lusíada de Vila Nova de Famalicão, 2015.
- [6] Sulagno Banerjee, Aritra Mandal, and Dr. Jessy Robby. Studies on mechanical properties of tyre rubber concrete. *SSRG International Journal of Civil Engineering, Vol. 3, Nº 7*, pages 18–21, julho 2016.
- [7] Isabel Sofia Pereira Castro. *Gestão de Resíduos Sólidos na Continental: Melhoria de Práticas e de Processos.* Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2015.
- [8] Manuel Sollari Allegro Soveral Casal. *Planeamento Avançado da Qualidade do Produto numa fábrica de pneus.* Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2016.
- [9] Rui Filipe Lima Santos. *Melhoria do Sistema de Movimentação do Transportador de Cunha e Posicionamento do Tabuleiro de Aplicação.* Instituto Superior de Engenharia do Porto, 2019.
- [10] João Luís Andrade Basílio. *Caraterização e Gestão de Consumos na Indústria de Fabrico de Pneus.* Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2014.
- [11] Colin Macbeth and William Edward Hardeman. *Manufacture of Solid Rubber Tires, US Patent Nº 1,353,769.* Dunlop Rubber Company. Limited. Of Westminster, 1920-09-21.
- [12] Walter Balle. *Device for Cutting Cord Webs of Pneumatic Tires, US Patent Nº 3,641,855.* Leonhard Herbert Maschinenfabrik, 1972-02-15.

- [13] Nayak Rajesh, Nayak Akshay, and Shetty Raviraj. Low temperature machining of nitrile rubber. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, Vol. 15, N.º 3, pages 5500–5510, setembro 2018.
- [14] L. Q. Liu, Z. Q. Yao, X. P. Zhang, and G. J. Yuan. Behavior of rubber cutting by a sharp cutter. *Key Engineering Materials*, Vols. 274–276, pages 481–486, outubro 2004.
- [15] Ying JIN, Jianhua WU, Longquan LIU, and Zhenqiang YAO. The cutting energy of rubber cutting by a sharp cutter. *Key Engineering Materials*, Vols. 353–358, pages 3072–3075, setembro 2007.
- [16] Robert-Coen Oldeman. *Cutting Device for Cutting a Strip of Unvulcanized Rubber*, US Patent N° 4,922,774. VMI Epe Holland B.V., 1990-05-08.
- [17] Jeffery Raymond Ratkus and Robert Charles Caillet. *Method and Apparatus for Cutting Tire Ply Stock*, US Patent 6,928,911 B1. The Goodyear Tire Rubber Company, 2005-08-16.
- [18] Max Engler. *Method and Apparatus for Cutting and Splicing Thick Rubber Stock and the like*, US Patent 2,293,721. The General Tire Rubber Company, 1942-08-25.
- [19] Horst Sergel and Martin Kölker. *Method for Automatically Applying and Splicing Cut Strips of Material on a Tire Building Drum*, US Patent 5,582,664. Continental Aktiengesellschaft, 1996-12-10.
- [20] Horst Sergel and Gerd Brandes. *Method and Device for Cutting to Length a Strip of Tire Building Material*, US Patent 5,273,601. Continental Aktiengesellschaft, 1993-12-28.
- [21] Vance S. Firestone. *Method and Apparatus for Cutting Tire Tread Stock*, US Patent N° 2,539,240. Carlisle Corporation, Pa., 1951-01-23.
- [22] Joseph M. Armbruster. *Electrically Powered Dispenser for Rolled Sheet Material Having a Rotary Blade Cutter*, US Patent N° 4,817,843. Joseph M. Armbruster, 1989-04-04.
- [23] Jeffrey A. Whited, Robert L. Leimbach, and G. Daniel Harper. *Rotary Blade Knife*, US Patent N° 5,692,307. Bettcher Industries, Inc., 1997-12-02.
- [24] Tauno Takaniemi. *Cutting Apparatus*, US Patent N° 4,827,816. Vendmatic Oy, Nokia, 1989-05-09.
- [25] Yi Hu, Yong Kang, Xiao-Chuan Wang, Xiao-Hong Li, Xin-Ping Long, Guang-Yao Zhai, and Man Huang. Mechanism and experimental investigation of ultra high pressure water jet on rubber cutting. *International Journal of Precision Engineering and Manufacturing*, Vol. 15, N.º 9, pages 1973–1978, setembro 2019.
- [26] Dörrenberg Edelstahl. 1.2842 90mncrv8 z1b, outubro 2019. Disponibilizada no site da empresa.
- [27] Meusburger. Material grades, outubro 2019. Disponibilizado no site da empresa.
- [28] Abrams Premium Staal. Premium 1.2842/1.2510, outubro 2019. Catálogo disponível em <http://www.staalconsulent.nl/alternatieven/1.2842>.

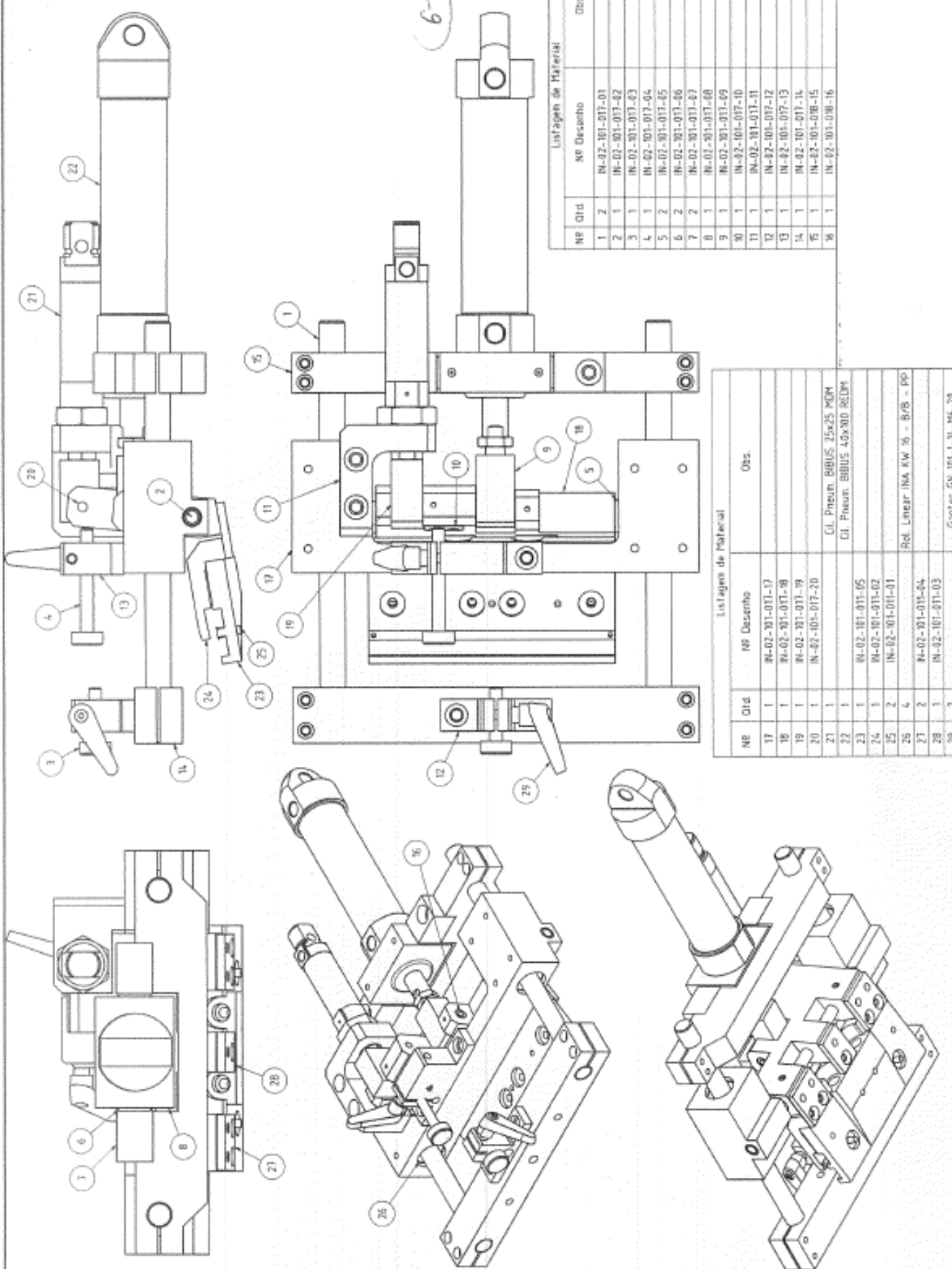
- [29] Otto Wolpert-Werke. Wolpert legacy hardness testers, outubro 2019. Catálogo disponível em <https://www.google.com/url?sa=t&rct=j&q=&esrc=s&source=web&cd=12&cad=rja&uact=8&ved=2ahUKewiRksSp9KXlAhW3AGMBHe1nBbYQFjALegQIARAC&url=http%3A%2F%2Fwww.amtest.lt%2Fdownload%2FWolpert%2520Legacy%2520Hardness%2520Testers.pdf&usq=AOvVaw3kRZWyhgWo5yS3JvSBAGx->.
- [30] Gordon England Independent Thermal Spray Coating Consultant. Vickers hardness test, outubro 2019. Consultado em <https://www.gordonengland.co.uk/hardness/vickers.htm>.
- [31] International Organization for Standardization. Metallic materials - vickers hardness test - part 1: Test method, janeiro 2018. ISO 6507-1:2018(E), Vol.4, Genebra, Suíça.
- [32] Konrad Herrmann. *Hardness Testing - Principles and Applications*. ASM International - The Materials Information Society, First edition, 2011.
- [33] MARYLAND METRICS. Hardness conversion charts & calculator, novembro 2019. Consultado em <https://mdmetric.com/tech/hardnessconversion.html>.
- [34] SIJ Group. Hardness conversion chart, novembro 2019. Consultado em https://steelselector.sij.si/calculators/hardness/hardness_table.html.
- [35] ROTFIL. Flat cartridge heaters - features, outubro 2019. Consultado em <http://www.rotfil.com/en/product.asp?idprod=21&nCat=6>.
- [36] SMC. The pneubook, dezembro 2019. Disponibilizado no site da empresa.
- [37] Jorge H. O. Seabra, Carlos A. M. Oliveira, José F. D. Rodrigues, Pedro M. L. Ribeiro, and Pedro M. P. Camanho. *Dinâmica do Ponto Material e do Corpo Rígido*. Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial - Secção de Mecânica Aplicada, FEUP, sixth edition, 2004.
- [38] LANDEFELD. Mdh-5/2-d-1-fr-m12-c (533010) solenoid valve, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.landefeld.com/artikel/fr/mdh-52-d-1-fr-m12-c-533010-solenoid-valve/OT-FESTO009468>.
- [39] AMAZON. Festo 9799 seu-1/4-npt quick exhaust valve, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.amazon.fr/FESTO-SEU-1-4-NPT-QUICK-EXHAUST/dp/B01E5UOJB6>.
- [40] AMAZON. Festo 571480 modèle spte-p10r-s6-b-2.5 k transmetteur de pression, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.amazon.fr/Festo-571480-Mod%C3%A8le-Spte-p10r-s6-b-2-5-K-transmetteur-pression/dp/B01E5UOC3Q>.
- [41] LANDEFELD. Sfte-5u-m5f-b-2.5k (8058512) durchflusstransmitter, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.landefeld.com/artikel/en/sfte-5u-m5f-b-2-5k-8058512-durchflusstransmitter/OT-FESTO080246>.
- [42] Baú da Eletrónica. Arduino uno r3 grátis, janeiro 2020. Imagem disponível em <http://baudaeletronica.blogspot.com/2013/11/arduino-uno-r3-gratis.html>.
- [43] ARDUINO. A brief introduction to the serial peripheral interface (spi), janeiro 2020. Consultado em <https://www.arduino.cc/en/reference/SPI>.

- [44] ARDUINO. Atmega168/328p-arduino pin mapping, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.arduino.cc/en/Hacking/PinMapping168>.
- [45] ARDUINO. Analog input pins, janeiro 2020. Consultado em <https://www.arduino.cc/en/Tutorial/AnalogInputPins>.
- [46] AZDelivery. Azdelivery spi reader lector de tarjeta sd tf modulo memory card shield para arduino, janeiro 2020. Imagem disponível em https://www.amazon.es/gp/product/B06X1DX5WS/ref=ppx_yo_dt_b_asin_title_o01_s00?ie=UTF8&psc=1.
- [47] AZDelivery. Azdelivery reloj en tiempo real rtc ds3231 y bateria incluida gratis i2c para arduino, raspberry pi y microcontrolador (con at24c32), janeiro 2020. Imagem disponível em https://www.amazon.es/gp/product/B01M2B7HQB/ref=ppx_yo_dt_b_asin_title_o01_s01?ie=UTF8&psc=1.
- [48] I2C Bus. I2c – what’s that?, janeiro 2020. Consultado em <https://www.i2c-bus.org/>.
- [49] I2C Bus. Twi bus, janeiro 2020. Consultado em <https://www.i2c-bus.org/twi-bus/>.
- [50] Xukyo. Gérez un écran lcd 16x2 avec arduino, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.aranacorp.com/fr/gerez-un-ecran-lcd-16x2-avec-arduino/>.
- [51] PTROBOTICS. Rotary potentiometer 10k linear 60mw 6mm, janeiro 2020. Imagem disponível em https://www.ptrobotics.com/potenciometros-rotativos/6366-rotary-potentiometer-10k-linear-60mw-6mm.html?gclid=EAIaIQobChMI7MG5wIqN5wIVgrTtCh3_dA1FEAQYASABEgK0ePD_BwE.
- [52] MicrocontrollerBoard. Lcd - liquid crystal display tutorial, janeiro 2020. Consultado em <http://www.microcontrollerboard.com/lcd.html>.
- [53] AMAZON. Aptofun prototyping prototype shield/protoshield y mini breadboard for arduino duemilanove, janeiro 2020. Imagem disponível em <https://www.amazon.es/dp/B01I3VC2IK>.

Anexo A

Desenho mecânico do sistema

6-8kg

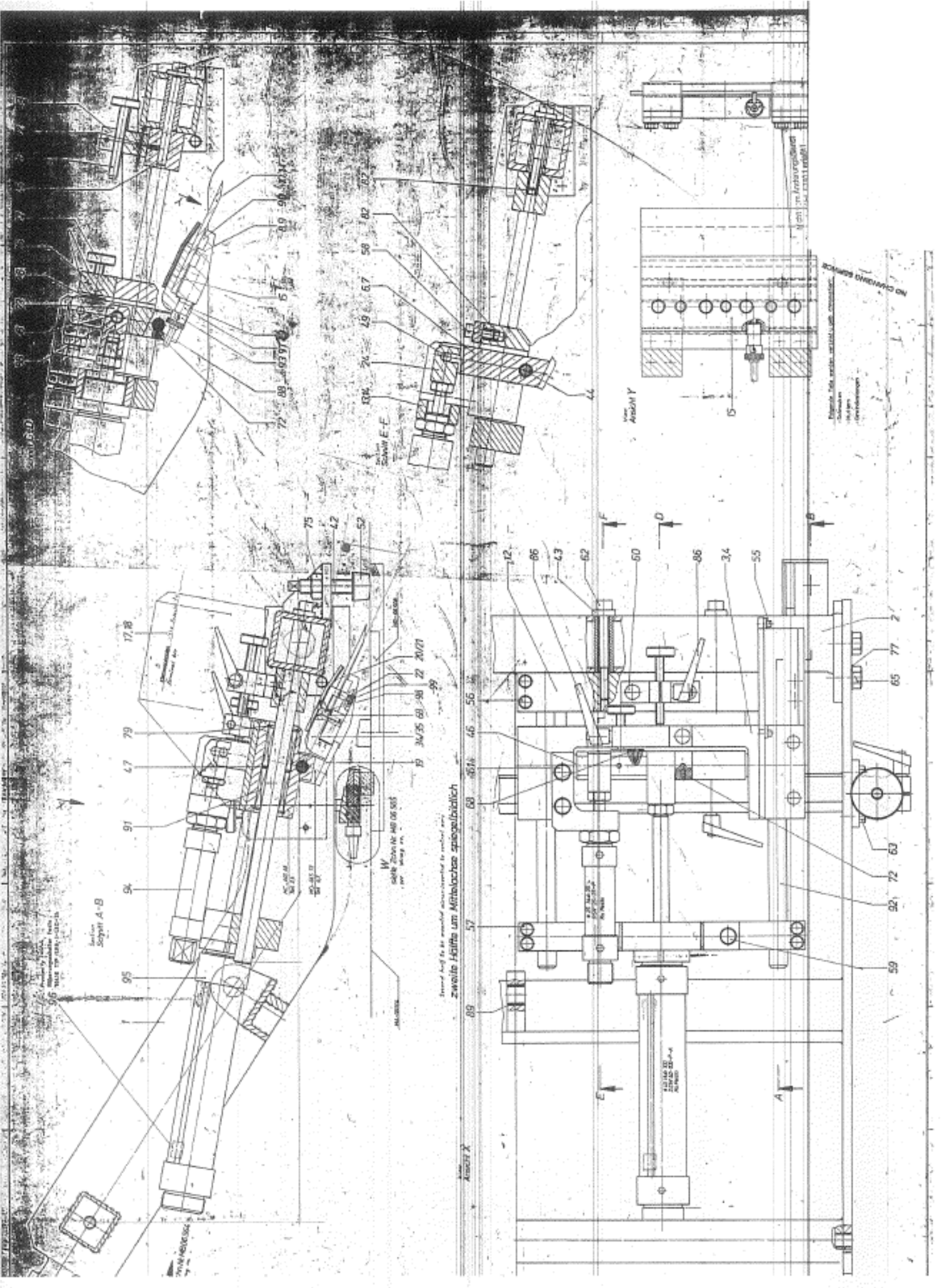


Lista de Material		
NR	Qtd	NP Desenho
1	2	IN-02-101-017-01
2	1	IN-02-101-017-02
3	1	IN-02-101-017-03
4	1	IN-02-101-017-04
5	2	IN-02-101-017-05
6	2	IN-02-101-017-06
7	2	IN-02-101-017-07
8	1	IN-02-101-017-08
9	1	IN-02-101-017-09
10	1	IN-02-101-017-10
11	1	IN-02-101-017-11
12	1	IN-02-101-017-12
13	1	IN-02-101-017-13
14	1	IN-02-101-017-14
15	1	IN-02-101-018-15
16	1	IN-02-101-018-16

Lista de Material		
NR	Qtd	NP Desenho
17	1	IN-02-101-017-17
18	1	IN-02-101-017-18
19	1	IN-02-101-017-19
20	1	IN-02-101-017-20
21	1	
22	1	
23	1	IN-02-101-011-05
24	1	IN-02-101-011-02
25	2	IN-02-101-011-01
26	4	
27	2	IN-02-101-011-04
28	1	IN-02-101-011-03
29	2	

Obs.

Cl. Pneum. BIBUS 25x25 MCM
Cl. Pneum. BIBUS 40x100 REDM
Rel. Linear INA KW 16 - B/S - PP
Ganter 5N 101-L-N-M6-28



Anexo B

Funcionamento dos cilindros pneumáticos do sistema original

Neste anexo são apresentadas simulações realizadas através de um *software* de simulação pneumática disponibilizado pela FESTO® no programa *QuickSearch Plus*.

O objetivo desta simulação consistiu na obtenção de valores de aceleração máxima no movimento de cada cilindro para efeitos de dimensionamento no capítulo 4.

Entrada - parâmetros do sistema

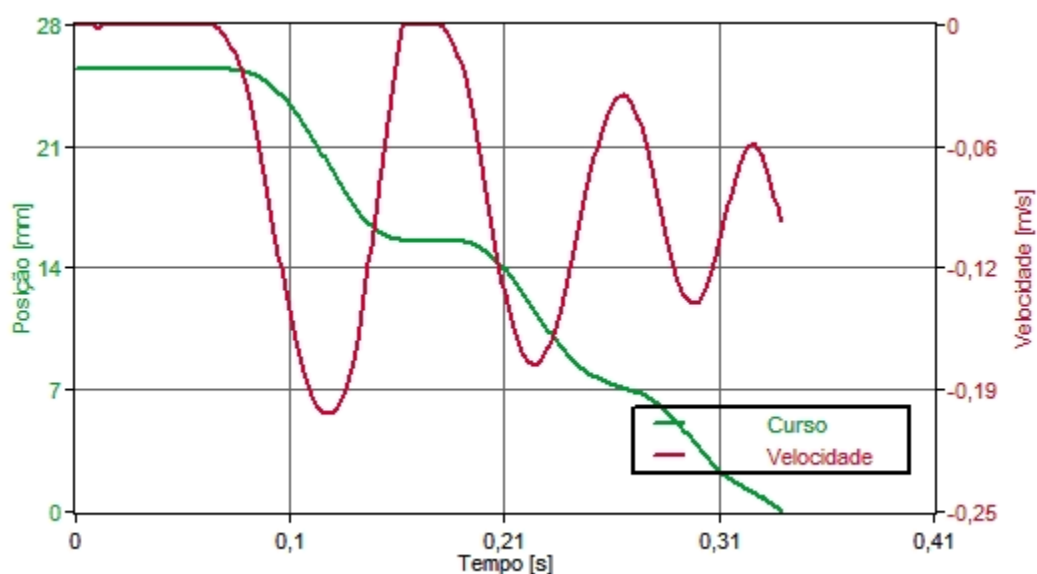
Curso necessário	0.025 m	Direção do movimento	Recuo
Massa movida	5 kg	Pressão de operação	6 bar
Ângulo de montagem	-15 deg		

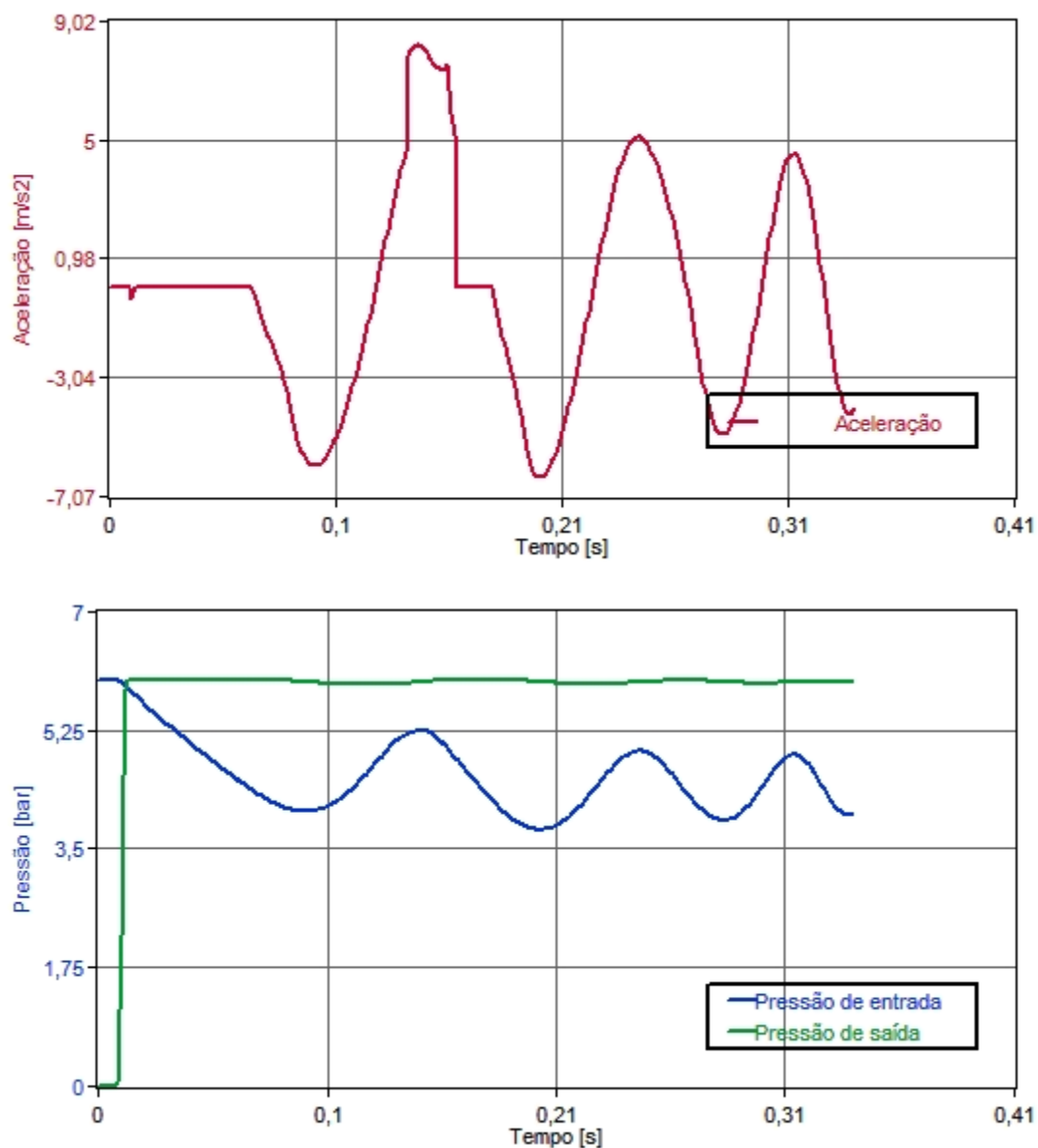
Lista de materiais

Atuador	DSNU-25-25-PPV-A	33975		
Válvula de retenção unidirecional	GRLA-1/8-QS-8-D	193145	Configuração:	Vazão3.2 Rotações abertas
Válvula direcional	VUVG-L14-B52-ZT-G18-1P3	566509		
Silenciador	U -1/8	2307		
Tubo flexível [atuador > válvula]	PUN-H-8x1,25-BL	197385	Comprimento do tubo flexível	8 m
Conexão1	CRQSL-1/8-8	162873		
Tubo flexível [fonte > válvula]	PUN-H-8x1,25-BL	197385	Comprimento do tubo flexível	1 m
Conexão2	CRQSL-1/8-8	162873		

Resultados calculados

Tempo de posicionamento total	0.337 s	Velocidade de impacto	-0.098 m/s
Velocidade média	0.090 m/s	Velocidade máxima	0.199 m/s
Consumo de ar por ciclo	2.636 l		
Ajuste PPV	100 %		
Energia cinética de impacto	0.024 J		





A Festo não assume qualquer responsabilidade por danos que venham a ocorrer em função da utilização ou não utilização deste software, ainda que em razão de defeitos. O mesmo se aplica mesmo que a possibilidade do defeito seja de conhecimento Festo.

Os dados/resultados que podem ser calculados com este programa servem somente para a descrição do produto e não representam quaisquer garantias e características no sentido legal.

Entrada - parâmetros do sistema

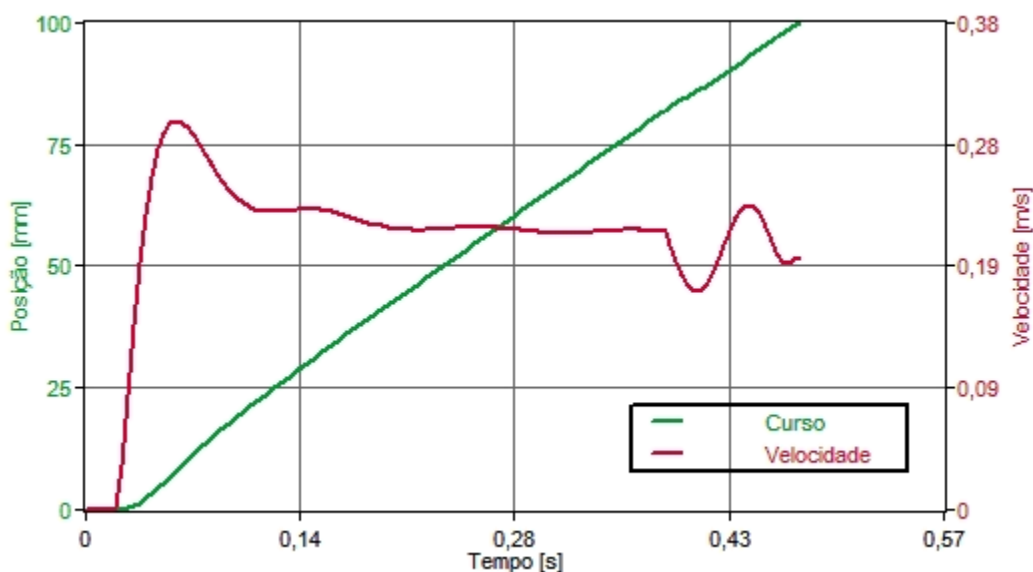
Curso necessário	0.1 m	Direção do movimento	Avanço
Massa movida	10 kg	Pressão de operação	6 bar
Ângulo de montagem	-15 deg		

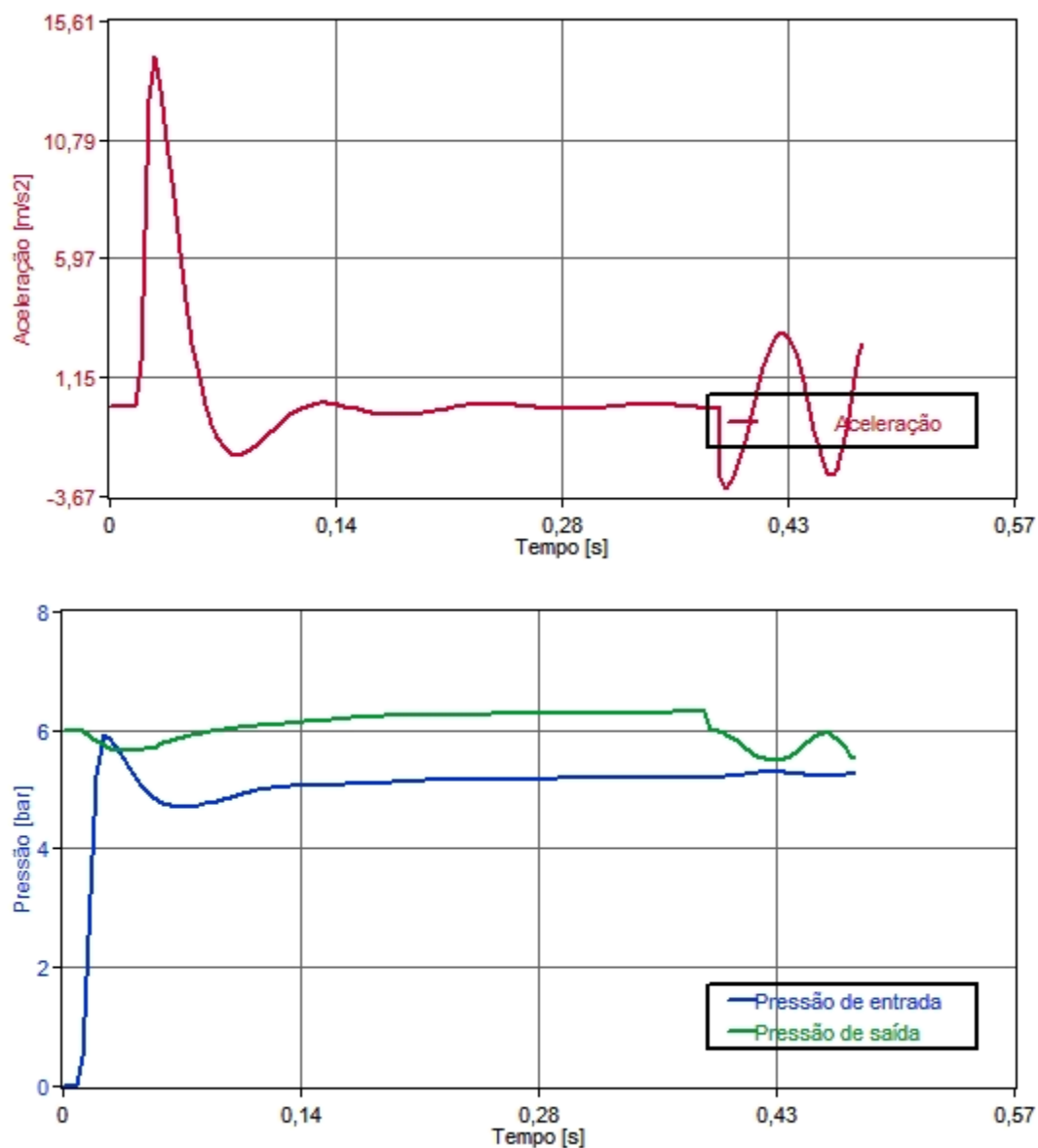
Lista de materiais

Atuador	DSNU-40-100-PPV-A	196034	Configuração:	Vazão4.9
Válvula de retenção unidirecional	GRLA-1/4-QS-6-D	193146		Rotações abertas
Válvula direcional	VUVS-L25-M52-MD-G14-F8-1C1	575511		
Silenciador	U -1/4	2316		
Tubo flexível [atuador > válvula]	PUN-6x1-BL	159664	Comprimento do tubo flexível	8 m
Conexão1	QS-1/4-6	153003		
Tubo flexível [fonte > válvula]	PUN-6x1-BL	159664	Comprimento do tubo flexível	1 m
Conexão2	QS-1/4-6	153003		

Resultados calculados

Tempo de posicionamento total	0.474 s	Velocidade de impacto	0.195 m/s
Velocidade média	0.220 m/s	Velocidade máxima	0.302 m/s
Consumo de ar por ciclo	2.903 l		
Ajuste PPV	100 %		
Energia cinética de impacto	0.198 J		





A Festo não assume qualquer responsabilidade por danos que venham a ocorrer em função da utilização ou não utilização deste software, ainda que em razão de defeitos. O mesmo se aplica mesmo que a possibilidade do defeito seja de conhecimento Festo.

Os dados/resultados que podem ser calculados com este programa servem somente para a descrição do produto e não representam quaisquer garantias e características no sentido legal.

Entrada - parâmetros do sistema

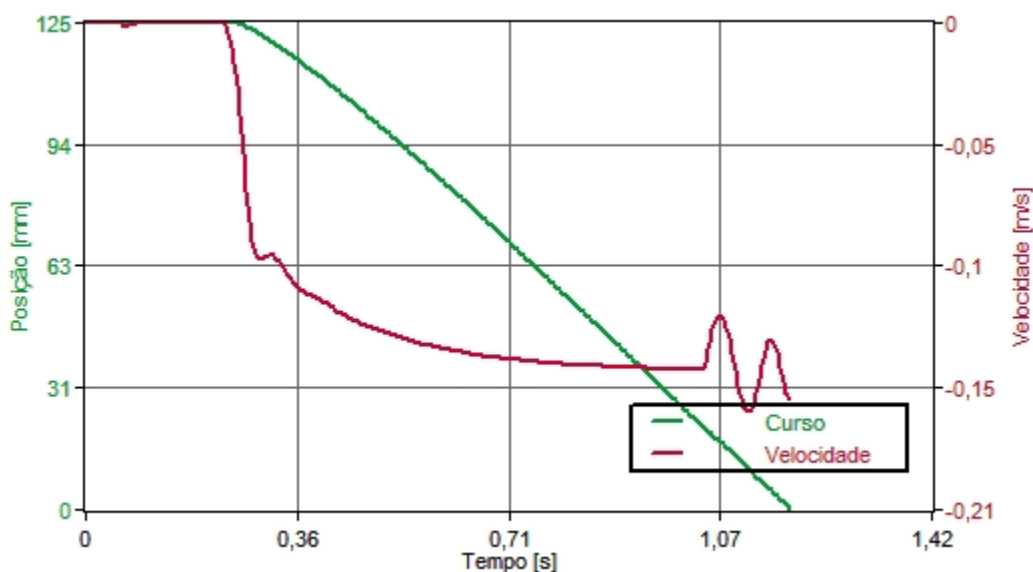
Curso necessário	0.125 m	Direção do movimento	Recuo
Massa movida	25 kg	Pressão de operação	6 bar
Ângulo de montagem	-90.0000000000002 deg		

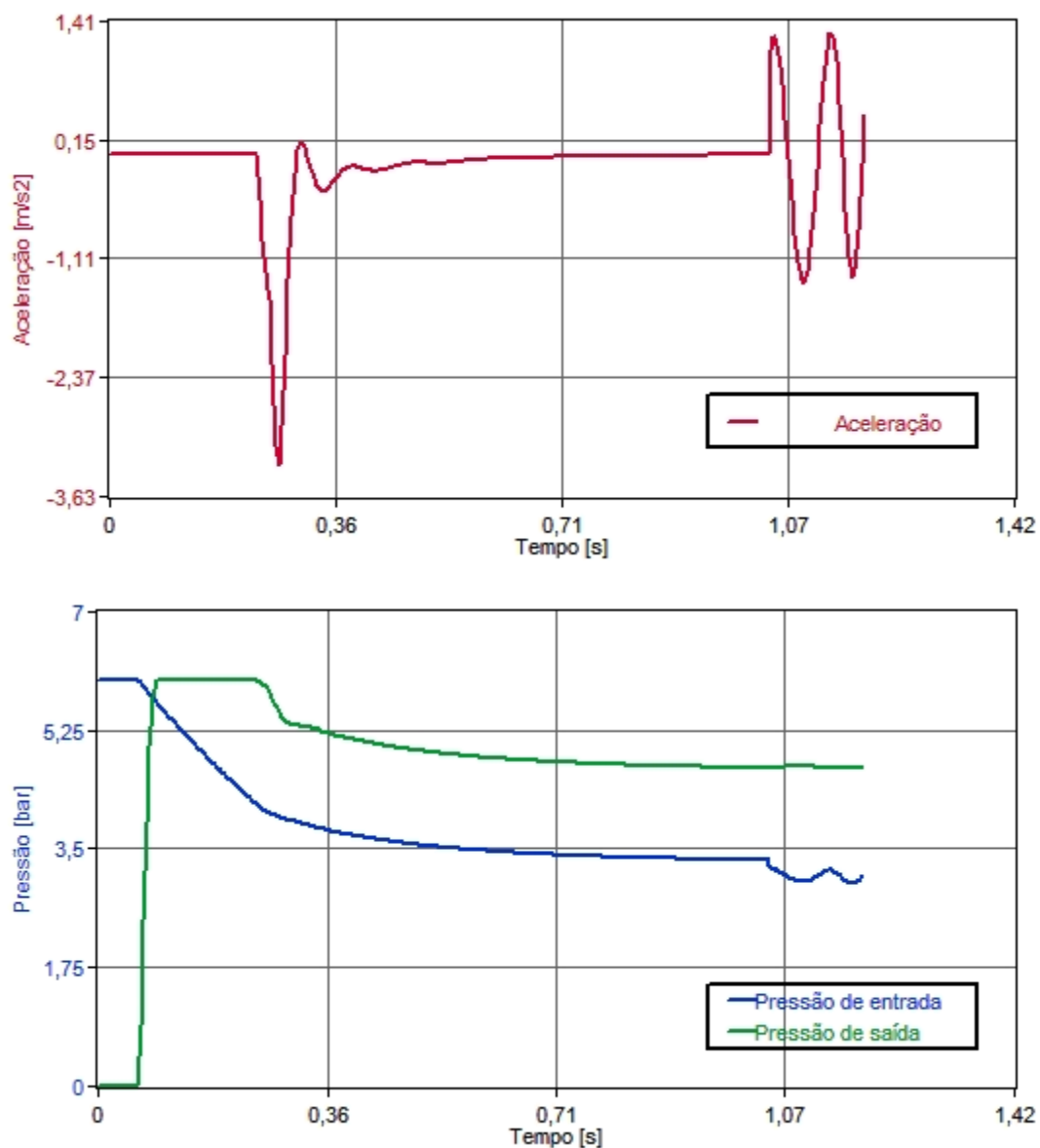
Lista de materiais

Atuador	DZH-63-125-PPV-A	14079		
Válvula de retenção unidirecional	GRLA-3/8-QS-6-D	193149	Configuração:	Vazão12 Rotações abertas
Válvula direcional	VUVS-L30-M52-MD-G38-1C1	575604		
Silenciador	U -3/8	2309		
Tubo flexível [atuador > válvula]	PUN-6x1-BL	159664	Comprimento do tubo flexível	8 m
Conexão1	QS-3/8-6	190645		
Tubo flexível [fonte > válvula]	PUN-V0-10x1,5-BL	525444	Comprimento do tubo flexível	1 m
Conexão2	QS-3/8-10	153008		

Resultados calculados

Tempo de posicionamento total	1.183 s	Velocidade de impacto	-0.159 m/s
Velocidade média	0.130 m/s	Velocidade máxima	0.165 m/s
Consumo de ar por ciclo	6.663 l		
Ajuste PPV	100 %		
Energia cinética de impacto	0.325 J		





A Festo não assume qualquer responsabilidade por danos que venham a ocorrer em função da utilização ou não utilização deste software, ainda que em razão de defeitos. O mesmo se aplica mesmo que a possibilidade do defeito seja de conhecimento Festo.

Os dados/resultados que podem ser calculados com este programa servem somente para a descrição do produto e não representam quaisquer garantias e características no sentido legal.

Anexo C

Lista de componentes do sistema de monitorização e custo associado

Tabela C.1: Lista de componentes necessários para a montagem do sistema de monitorização e custo associado

Componente	Fabricante	Modelo	Qt.	Função	Custo
Placa Microcontrolador ATmega328P	Arduino®	Arduino UNO Rev3	1	Controlo do sistema de monitorização	17€ - 20€
Sensor de pressão	FESTO®	SPTE-P10R-S6-B-2.5K	2	Leitura da pressão no interior das câmaras de avanço dos cilindros de corte	18,28€
Caudalímetro	FESTO®	SFTE-5U-M5F-B-2.5K	1	Leitura do caudal de ar que alimenta os cilindros de corte	55,16€
Relógio de precisão	AZDelivery®	RTC DS3231	1	Sincronização do sistema de monitorização	6,99€
Placa <i>MicroSD</i>	AZDelivery®	<i>MicroSD SPI Reader</i>	1	Registo e armazenamento de dados	6,99€
Protótipo <i>Protoshield</i> e Mini <i>Breadboard</i> 170 pontos	AZDelivery®	<i>Protoshield</i>	1	Montagem do circuito elétrico e soldadura das entradas analógicas dos sensores	6,49€
<i>Display</i> LCD 16x2	LONGTECH®	<i>Display LCDM1602A</i>	1	<i>Feedback</i> direto do sistema de monitorização em tempo real	10€
Potenciômetro	ELEGOO®	10 k Ω	1	Ajuste do contraste do <i>display</i>	0,80€
Resistência elétrica	ELEGOO®	220 Ω	1	Ajuste do brilho do <i>display</i>	0.05€ - 0.10€
Resistência elétrica	ELEGOO®	330 Ω	1	Redução de intensidade da corrente elétrica	0.05€ - 0.10€
Resistência elétrica	ELEGOO®	5 k Ω	2	Resistência de carga para o sinal analógico dos sensores	0.05€ - 0.10€
Resistência elétrica	ELEGOO®	10 k Ω	4	Resistência de carga para o sinal analógico dos sensores	0.05€ - 0.10€
Condensador	ELEGOO®	2.2 μ F 50 V	5	Geração de inércia elétrica e filtro de sinal	0.15€
<i>Breadboard</i> 840 pontos	ELEGOO®	-	1	Montagem do circuito elétrico	3€
Cartão de memória	-	<i>MicroSD</i> SDHC 4GB	1	Armazenamento de dados	1€ - 5€