

Conceção e automatização de um dispositivo para medir a resistência ao impacto de ligações adesivas

Rui Manuel Couto Barbosa

Relatório de Dissertação do MIEM

Orientador na FEUP:

Prof. António Mendes Lopes

Coorientadores:

Inv. Carlos Moreira da Silva

Prof. Lucas F. M. da Silva



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

Opção de Automação

Junho de 2014

‘Eu gosto do impossível porque lá a concorrência é menor’

Walt Disney

Resumo

A evolução na aplicação de adesivos tem levado a uma franca expansão da comunidade científica que se dedica ao estudo e caracterização do comportamento de juntas coladas. Na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP) esse trabalho é realizado pelo Grupo de Adesivos (ADFEUP).

Embora atualmente a caracterização do comportamento mecânico das juntas adesivas em resposta a solicitações estáticas e quase estáticas esteja bem desenvolvida, o mesmo não pode ser afirmado quanto a solicitações de impacto. Desta forma, é do interesse do ADFEUP dispor de um dispositivo que permita a realização de ensaios de impacto em adesivos e juntas coladas.

Esta dissertação foca-se na conceção e automatização de um equipamento para medição da resistência ao impacto de ligações adesivas. O dispositivo a desenvolver deve ser capaz de posicionar uma bigorna, libertá-la e medir a força que é exercida pela bigorna num provete.

Para a atuação e instrumentação foram criteriosamente analisadas as solicitações e escolhidos os componentes por forma a garantir um funcionamento correto do equipamento. Foi ainda projetado um quadro elétrico que realiza o fornecimento de potência, o condicionamento de sinal, bem como as funções de proteção e corte elétrico.

No que diz respeito ao comando, foi utilizado o *software MatLab® Simulink®*. Foi definido como essencial o controlo do sistema de elevação da bigorna. Este sistema foi modelado, no sentido de fazer a escolha de um controlador, de simular o seu funcionamento e de ajustar os parâmetros, se necessário. Foi também definido o comando dos restantes sistemas que formam o equipamento.

Foi desenvolvida uma interface gráfica, usando o *software MatLab® GUIDE*. Esta permite a fácil comunicação entre o utilizador e o dispositivo, havendo a possibilidade de fazer-se a introdução dos parâmetros de ensaio, a monitorização e comando do funcionamento e a leitura e exportação dos resultados.

Foi possível desenvolver um sistema no qual a escolha de componentes permite o cumprimento dos requisitos propostos e cujo funcionamento está bem definido por uma lógica de comando, não apresentando comportamentos inesperados em nenhuma situação.

Design and automation of a device for measuring the impact strength of adhesive joints

Abstract

Developments in the application of adhesives has led to a booming of scientific community that is dedicated to the study and characterization of the behavior of adhesive joints. In the Engineering Faculty of Porto University (FEUP) this work is performed by the Adhesives Group (ADFEUP).

Although the characterization of the mechanical behavior of adhesive joints in response to static and quasi-static applications is currently well developed, the same can not be said referring to impact loading. Thus it is the interest of ADFEUP to have a device that allows performing impact tests in adhesives and bonded joints.

This dissertation then focuses on the design and automation of an equipment for measuring the impact resistance of adhesive joints. The device should be able to position an anvil, release it and acquire the force that is exerted in the specimen.

For the operation and instrumentation of the machine the requests were analyzed and components were chosen in order to ensure proper performance of the equipment. An electric box was also designed to provide power, perform the signal conditioning and guarantee the protection and power cut functions.

With regard to the command, Matlab® Simulink® was used. The control of the rise of the anvil was defined as an essential system. It was modeled, in order to make the choice of a controller, simulate its operation and adjust its parameters if necessary. The command of the remaining systems of the equipment was also defined.

A graphical interface was developed using the Matlab ® GUIDE software. This interface allows easy communication between the user and the device, with the possibility of making the specification of test parameters, operation monitoring and control and results reading and exporting.

It was possible to develop a system in which the choice of components enables compliance with the proposed requirements and which operation is well defined by a control logic, not presenting unexpected behaviors in any situation.

Agradecimentos

O meu primeiro agradecimento é dirigido aos meus orientadores, Professor António Mendes Lopes, Investigador Carlos Moreira da Silva e Professor Lucas F. M. da Silva, pelo tempo e paciência disponibilizados e pelo apoio e orientação prestados. São um exemplo que ficará presente na minha vida profissional como engenheiro mas também na vida pessoal.

Deixo aqui também um sincero agradecimento a todos os que me acompanharam neste percurso, ajudando-me a resolver problemas passados ou abrindo-me os olhos para novos.

Por fim, um agradecimento especial à minha família pela formação enquanto pessoa, pelo incentivo e apoio incondicional enquanto estudante de Engenharia. A eles, o meu carinho e obrigado.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Contextualização.....	1
1.2	Objetivos e requisitos	2
1.3	Metodologia.....	3
1.4	Organização do relatório	3
2	Ensaaios ao impacto de juntas adesivas	5
2.1	Modelos comerciais de máquinas de ensaio de impacto	5
2.2	Ensaaios a realizar.....	6
2.2.1	Charpy e Izod	6
2.2.2	Block Impact	7
2.2.3	Wedge Peel	8
2.3	Conclusões	9
3	Descrição dos subsistemas da máquina.....	11
3.1	Funcionamento geral	11
3.2	Subsistema de movimento do carro.....	12
3.3	Subsistema de aquisição de força	15
3.4	Placa de aquisição de dados	19
3.5	Subsistema de libertação da carga.....	21
3.6	Subsistema de medição de velocidade antes do impacto.....	23
3.7	Sistemas de segurança.....	25
3.8	Quadro elétrico.....	25
4	Modelação do subsistema de elevação da carga e síntese de controladores	29
4.1	Estudo físico do sistema de movimentação do carro	29
4.1.1	Motorreductor	29
4.1.2	Acoplamento.....	30
4.1.3	Tambor	31
4.1.4	Carro.....	31
4.2	Modelo do sistema	33
4.3	Controlo do sistema	35
4.3.1	Controlador de velocidade	36
4.3.2	Controlador de posição.....	42
5	Software de comando e interface com o utilizador	51
5.1	Diagrama de estados	51
5.1.1	Estado de “Inicialização”.....	53
5.1.2	Estado de “Recolha da Bigorna”.....	54
5.1.3	Estado de “Localização da Posição de Impacto”	55
5.1.4	Estado de “Posicionamento”.....	57
5.1.5	Estado de “Libertação da Bigorna”	58
5.1.6	Estado de “Controlo Manual”	60
5.1.7	Estado de “Emergência”	61
5.2	Interface gráfica	61
6	Conclusões e perspetivas de trabalho futuro.....	64
6.1	Conclusões	64
6.2	Perspetivas de trabalhos futuros.....	64

Referências e Bibliografia66

Índice de Figuras

Figura 1 - Comparação da rigidez e da distribuição de tensões de uma junta rebitada com uma junta colada [1]	1
Figura 2 - Comparação entre os ensaios a) <i>Charpy</i> e b) <i>Izod</i> [4]	7
Figura 3 - Esquema de ensaio de <i>Block Impact</i> [1]	7
Figura 4 - Esquema de provete do ensaio <i>Wedge Peel</i> [1]	8
Figura 5 - Provede e suporte para ensaio <i>Wedge Peel</i> em máquina de impacto por queda livre [5]	8
Figura 6 - Representação geral da máquina desenvolvida	11
Figura 7 - Representação do subsistema de movimentação do carro	13
Figura 8 - Motorreductor <i>Parvalux® PM60G</i> [6]	14
Figura 9 - <i>Drive</i> para o motor <i>EM-12A</i> da <i>Electromen®</i> [7]	15
Figura 10 - Representação da bigorna	16
Figura 11 - Corpos usados na simulação de impacto em <i>Solidworks®</i>	17
Figura 12 - Resultado da força em função do tempo da simulação realizada	18
Figura 13 - Cálula de carga piezoelétrica <i>Kistler® 9361B</i> [9]	18
Figura 14 - Amplificador de carga <i>Kistler® 5073A111</i> [10]	19
Figura 15 - Representação da transformada de Fourier de um sinal triangular de duração 10 μ s	20
Figura 16 - Carta de aquisição de dados <i>PCI-6251</i> da <i>National Instruments®</i> [12]	20
Figura 17 - Representação do subsistema de libertação da carga	21
Figura 18 - Solenoide linear <i>Kuhnke® V45</i> [13]	22
Figura 19 - Detetor ótico <i>Osram® SFH 7741</i> [14]	22
Figura 20 – Detetor ótico do tipo barreira <i>Omron® EE-SX670</i> [15]	23
Figura 21 - Motor de corrente contínua <i>FRS3</i> da <i>Mellor Electrics®</i> [16]	24
Figura 22 - Representação do subsistema de medição de velocidade antes do impacto	24
Figura 23 - Detetor de segurança magnético <i>Sick® RE11-SA05</i> [17]	25
Figura 24 - Solenoide <i>Series 67</i> da <i>BLP®</i> [18]	25
Figura 25 - Esquema do painel de comando físico	27
Figura 26 – Acoplamento <i>450H57</i> da <i>Huco®</i> [19]	30
Figura 27 - Representação do subsistema de movimentação do carro	33
Figura 28 - Modelo físico do sistema de movimentação do carro	33
Figura 29 - Modelo simplificado do sistema de movimentação do carro	35
Figura 30 - Diagrama de blocos do controlador proporcional de velocidade	36
Figura 31 - Resposta em velocidade do motorreductor a solicitação em degrau de velocidade	38

Figura 32 - Erro de resposta em velocidade do motorreductor a solicitação em degrau de velocidade.....	38
Figura 33 - Resposta em velocidade do carro a solicitação em degrau de velocidade.....	39
Figura 34 - Erro de resposta em velocidade do carro a solicitação em degrau de velocidade .	39
Figura 35 - Resposta em velocidade do carro em situações extremas de inércia.....	40
Figura 36 - Modelo de controlador de velocidade em tempo discreto	41
Figura 37 - Resposta em velocidade do motorreductor e do carro com controlo em tempo discreto	41
Figura 38 - Diagrama de blocos de malha anti-saturação (<i>Anti-Windup</i>)	42
Figura 39 - Diagrama de blocos do sistema a controlar com realimentação de posição do motorreductor	42
Figura 40 - Referência de deslocamento para controlo de posição	44
Figura 41 - Resposta em deslocamento do motorreductor a referência sinusoidal	44
Figura 42 - Erro de resposta em deslocamento do motorreductor a referência sinusoidal	45
Figura 43 - Erro de resposta em deslocamento do motorreductor com $K_i = 3604,04$	45
Figura 44 - Erro de resposta em deslocamento do motorreductor com $K_i = 360,404$ e $K_p = 135151,5$	46
Figura 45 - Resposta em deslocamento do carro a solicitação sinusoidal.....	47
Figura 46 - Erro de resposta em deslocamento do carro com $K_i = 360,404$ e $K_p = 135151,5$..	47
Figura 47 - Erro de resposta em deslocamento do carro com $K_i = 360,404$ e $K_p = 135151,5$..	48
Figura 48 - Erro de resposta em deslocamento do carro na situação de inércia mínima.....	48
Figura 49 - Resposta em deslocamento do carro a solicitação sinusoidal em tempo discreto .	49
Figura 50 - Diagrama de estados da máquina.....	51
Figura 51 - Rotina de funcionamento do estado de “Inicialização”	53
Figura 52 - Rotina de funcionamento do estado “Recolha da Bigorna”	55
Figura 53 - Rotina de funcionamento do estado de “Localização da Posição de Impacto”	56
Figura 54 - Curso de movimento do detetor ótico.....	57
Figura 55 - Rotina de funcionamento do estado de “Posicionamento”	58
Figura 56 - Rotina de funcionamento do estado de "Libertação da Bigorna"	59
Figura 57 - Rotina de funcionamento do estado de "Controlo Manual"	60
Figura 58 - Página inicial da interface gráfica.....	61
Figura 59 - Página de comando da interface gráfica	62

Índice de Tabelas

Tabela 1 - Características dos modelos comerciais <i>CEAST 9350</i> da <i>INSTRON</i> ® [2] e <i>IM10T-25</i> da <i>IMATEK</i> ® [3]	5
Tabela 2 - Requisitos para o sistema de movimentação do carro.....	14
Tabela 3 - Resumo das propriedades do motorreductor [6]	30
Tabela 4 - Resumo das propriedades do acoplamento [19].....	31
Tabela 5 - Resumo das propriedades do tambor.....	31
Tabela 6 - Resumo das propriedades do movimento do carro	33
Tabela 7 - Resumo dos valores de inércia do motorreductor e do tambor para o modelo simplificado	34

1 Introdução

Neste capítulo inicial da dissertação será feita uma abordagem introdutória às juntas adesivas e a máquinas de ensaio ao impacto de juntas adesivas, expondo a motivação e contextualização deste trabalho. Serão também especificados os objetivos e tarefas principais, bem como os requisitos definidos.

1.1 Contextualização

Ao longo dos anos, desde o século passado, tem vindo a haver um aumento progressivo do uso de juntas adesivas em aplicações estruturais, em detrimento de juntas de ligação mecânica convencionais, como é o caso das juntas rebitadas ou aparafusadas. Esta alteração de preferências deve-se às vantagens que as juntas adesivas possuem relativamente a outros tipos de juntas, nomeadamente a baixa concentração de tensões, maior rigidez, a boa resistência à fadiga, a elevada relação resistência peso, o bom amortecimento de vibrações e a possibilidade de ligar materiais diferentes (Figura 1). Relativamente a juntas soldadas, as juntas adesivas têm ainda como vantagens a não existência de tensões residuais e a possibilidade de ligação eficaz de placas finas [1].

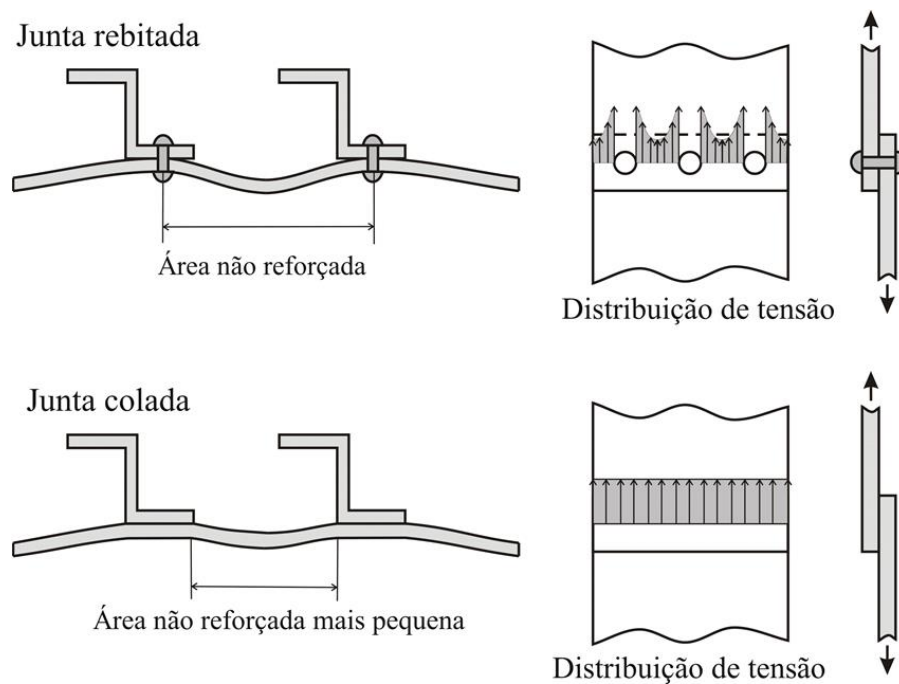


Figura 1 - Comparação da rigidez e da distribuição de tensões de uma junta rebitada com uma junta colada [1]

Devido ao incremento no uso de juntas adesivas, nomeadamente em indústrias muito exigentes como é o caso da indústria aeronáutica, tem-se assistido também a uma franca expansão da comunidade científica que visa o estudo e desenvolvimento de adesivos e juntas adesivas, sendo as investigações neste ramo levadas a cabo na FEUP pelo Grupo de Adesivos (ADFEUP). Atualmente o comportamento mecânico das juntas adesivas em resposta a solicitações estáticas e quase estáticas já é bem conhecido e caracterizado, pelo que existe a necessidade de caracterizar o comportamento das mesmas juntas a solicitações de impacto. A análise do comportamento de uma junta a uma solicitação ao impacto é particularmente

importante para a indústria automóvel, que usa cada vez mais ligações coladas, que necessitam de um projeto com validação experimental.

Deste modo, este trabalho foca-se no desenvolvimento de um dispositivo simples e de baixo custo que permita ensaiar ligações adesivas, ou o próprio adesivo, a solicitação de impacto, que possa servir o ADFEUP nas suas funções de investigação.

Os ensaios de impacto são testes de resistência a elevadas taxas de variação de carga e, para além de se poderem tirar conclusões relativas ao comportamento de uma junta ao impacto, comparando com um ensaio equivalente a baixa velocidade, é possível verificar também a influência da taxa de variação de carga no comportamento da junta. Existem dois tipos de sistemas para realização de ensaios de impacto: de pêndulo e de queda livre. Neste trabalho a escolha recaiu sobre o desenvolvimento de um sistema de queda livre, pois permite realizar uma gama mais alargada de ensaios e, para as mesmas características, requer menor área de implementação.

Pelo facto de a aquisição de uma das soluções comerciais se revelar bastante dispendiosa, o ADFEUP decidiu sugerir o desenvolvimento de uma máquina de ensaio ao impacto adequada às suas necessidades.

Tendo em conta o largo espectro de conhecimentos necessários para o desenvolvimento deste tipo de máquinas, o projeto foi dividido, atribuindo-se o estudo e projeto da solução mecânica como tema de dissertação no ramo de Produção, Desenvolvimento e Engenharia Automóvel, enquanto a conceção e automação foi objeto de estudo no ramo de Automação do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica.

1.2 Objetivos e requisitos

O objetivo desta dissertação é o de conceber e automatizar uma máquina para ensaiar juntas adesivas ao impacto. Para o alcance deste objetivo será necessária a realização do estudo das soluções comerciais existentes, projeto e escolha dos componentes da máquina e desenvolvimento do sistema de comando, no qual se enquadram o controlo da máquina e a interface com o utilizador.

No sistema a ser desenvolvido, pretende-se que uma carga, de massa bem definida, seja elevada a uma altura que depende das características desejadas para o ensaio e seja posteriormente largada. Após a libertação da carga será necessário fazer a leitura da força exercida entre a carga e o provete, por forma a obter uma relação entre a força exercida e o tempo decorrido. Para a obtenção de outros resultados relevantes, será também necessário fazer a leitura da velocidade imediatamente antes do impacto.

Para a introdução dos parâmetros de ensaio e leitura dos resultados obtidos, bem como para o comando da máquina, será desenvolvida uma interface para que o utilizador comunique com o sistema de comando.

Tendo em conta as necessidades relativas ao funcionamento da máquina e os interesses do ADFEUP, foram definidos os seguintes requisitos:

- Energia máxima de impacto: 700 J;
- Velocidade máxima antes do impacto: 5 m/s;
- Resolução de posicionamento da bigorna: inferior a 1 mm;
- Velocidade máxima de subida: não inferior a 0,1 m/s;
- Elevada taxa de aquisição da força durante o impacto.

1.3 Metodologia

Tendo em conta os objetivos da presente dissertação, a abordagem inicial incidiu na pesquisa de ensaios que caracterizam juntas coladas, dando mais atenção aos ensaios de impacto. A análise destes ensaios focou-se na exigência destes a nível físico para a estrutura da máquina e para os componentes da mesma. Assim, ficou compreendida a importância da escolha criteriosa dos componentes para o bom funcionamento da máquina.

Numa segunda etapa foi realizada uma pesquisa de máquinas existentes no mercado, que se adequam à realização de ensaios de impacto de juntas coladas. Foram caracterizadas e analisadas as máquinas compatíveis com a função em vista, com a finalidade de compreender quais as suas vantagens e inconvenientes, assim como, as características dos componentes presentes em cada uma das soluções.

Com o conhecimento obtido acerca dos ensaios a realizar e de equipamentos equivalentes, definiu-se a lista de requisitos que a máquina a desenvolver deve cumprir.

De seguida, tendo em conta os requisitos anteriormente definidos e o funcionamento idealizado para a máquina, foi feita a seleção criteriosa dos componentes.

Após a definição de todo o *hardware* da máquina, passou-se ao desenvolvimento de *software*. Começou-se então por desenvolver o comando da máquina usando o *MatLab*®, dando especial atenção ao controlo do movimento do carro que transporta a bigorna. Para a modelação do sistema e simulação do controlo foi utilizado o *MatLab*® *Simulink*.

Por fim, foi desenvolvida uma interface gráfica amigável, que permite a comunicação entre o utilizador e a máquina. O desenvolvimento desta interface foi também realizado em *MatLab*®, no suplemento *GUIDE*.

1.4 Organização do relatório

O presente relatório é composto por 6 capítulos. De acordo com os objetivos anteriormente mencionados, pretende-se detalhar com precisão o trabalho realizado, facilitando a sua compreensão e apreciação por terceiros.

Deste modo, no capítulo 1 é realizada uma introdução ao tema, explicando a motivação deste trabalho e os objetivos desejados, sendo feita uma abordagem aos requisitos de projeto.

O segundo capítulo apresenta algumas máquinas de ensaios de impacto existentes no mercado, fazendo também referência aos vários tipos de ensaios que podem ser realizados.

No terceiro capítulo inicia-se a explicação do trabalho de desenvolvimento realizado, focando-se este na apresentação dos vários subsistemas da máquina e na escolha dos seus componentes.

O capítulo quatro apresenta a modelação do sistema físico do subsistema de movimentação do carro e a síntese dos controladores usados. É também apresentado o cálculo dos ganhos do controlador e simulações de validação.

A descrição da lógica de comando, do desenvolvimento da interface gráfica e da comunicação desta com o sistema físico é feita no capítulo 5.

Por fim, o sexto e último capítulo faz o resumo das conclusões do trabalho desenvolvido durante esta dissertação. Neste capítulo são também sugeridos trabalhos futuros no sentido de melhorar e pôr em prática o trabalho desenvolvido nesta dissertação.

2 Ensaios ao impacto de juntas adesivas



Neste capítulo será feita uma revisão da pesquisa bibliográfica realizada, dando enfoque principal aos modelos comerciais de máquinas de ensaio de impacto de juntas adesivas e comparação com os requisitos estabelecidos para a máquina a desenvolver. Serão também abordados os ensaios a realizar e os respetivos provetes.

2.1 Modelos comerciais de máquinas de ensaio de impacto

Atualmente existem no mercado vários fabricantes que têm na sua oferta máquinas de ensaios de impacto de queda livre, embora nem todas se destinem exclusivamente ao ensaio de juntas adesivas. Das ofertas de mercado podem destacar-se os modelos *CEAST 9350* da *INSTRON®* (Massachusetts, Estados Unidos da América) e *IM10T-25* da *IMATEK®* (Hertfordshire, Inglaterra) como sendo os mais semelhantes ao dispositivo desejado. Destas apenas a primeira é sugerida pelo fabricante para a realização de ensaios em juntas adesivas, enquanto da segunda nada é dito pelo fornecedor.

Na Tabela 1, onde são apresentadas as características dos modelos supracitados, pode verificar-se que ambos têm gamas de funcionamento similares aos requisitos impostos para o dispositivo a ser desenvolvido nesta dissertação, apresentados na secção 1.2.

Tabela 1 - Características dos modelos comerciais *CEAST 9350* da *INSTRON®* [2] e *IM10T-25* da *IMATEK®* [3]

	CEAST 9350	IM10T-25
		
Gama de Energia	0,59 – 757 [J]	2,5 – 735 [J]
Gama de Massa	2 – 70 [kg]	8 – 30 [kg]
Velocidade Máxima de Impacto	5,0 [m/s]	7,0 [m/s]
Altura máxima	1,10 [m]	2,5 [m]
Frequência de Aquisição de Força	2 [MHz]	3 [MHz]

Apesar de terem características idênticas e o modo de funcionamento ser o mesmo em ambos os casos, as soluções construtivas adotadas são substancialmente diferentes. No que diz respeito ao modelo da *INSTRON*®, para o movimento do carro é usado um servomotor, que transmite movimento por correias a dois fusos de esferas que fazem movimentar o carro. Verifica-se também que neste modelo toda a componente elétrica é rigidamente ligada à máquina, o que se pode revelar uma desvantagem devido à vibração causada pelo impacto. O modelo da *IMATEK*®, por sua vez, apresenta um armário elétrico separado da estrutura da máquina e para o movimento do carro, é usado um sistema de guincho, que apresenta menor precisão do que a transmissão por fuso de esferas.

Estes modelos comerciais são normalmente equipados com uma interface gráfica amigável, quer seja num equipamento próprio (caso do *CEAST 9350*), quer seja sob a forma de *software* para computador (caso do *IM10T-25*). Este equipamento permite a introdução dos dados relativos ao teste desejado, podendo o utilizador optar por introduzir a altura de queda, a velocidade de impacto ou a energia de impacto, sendo posteriormente apresentados os resultados.

2.2 Ensaios a realizar

O sistema em desenvolvimento deve permitir a realização de um alargado leque de ensaios que requerem diferentes morfologias de provetes, embora o princípio de funcionamento da máquina se mantenha. Da gama de ensaios possíveis de realizar, os mais comuns são os normalizados com provetes que pretendem simular situações reais, mas também podem ser realizados ensaios com componentes reais como por exemplo para-choques automóveis. Nesta secção serão abordados os mais relevantes e comuns.

2.2.1 Charpy e Izod

Os ensaios *Charpy* e *Izod* são ensaios direcionados para o teste de materiais e não para o teste de juntas. Estes ensaios baseiam-se na análise do impacto de uma bigorna contra um provete, que é um corpo de um único material, que geralmente possui um entalhe para facilitar e localizar previamente a iniciação de fenda. Apesar de não serem usados no ensaio de juntas adesivas, estes ensaios permitem a caracterização dos adesivos em si, o que ajuda na compreensão e previsão do comportamento das juntas.

A principal diferença entre os dois ensaios reside na fixação do provete e, conseqüentemente, na aplicação do impacto. Enquanto no *Charpy* o provete é colocado apoiado nas duas extremidades e o impacto é aplicado na face oposta à que contém o entalhe e na direção do mesmo, no *Izod* o provete é encastrado numa das extremidades, sendo o impacto aplicado na extremidade oposta, na mesma face do entalhe (Figura 2) [4].

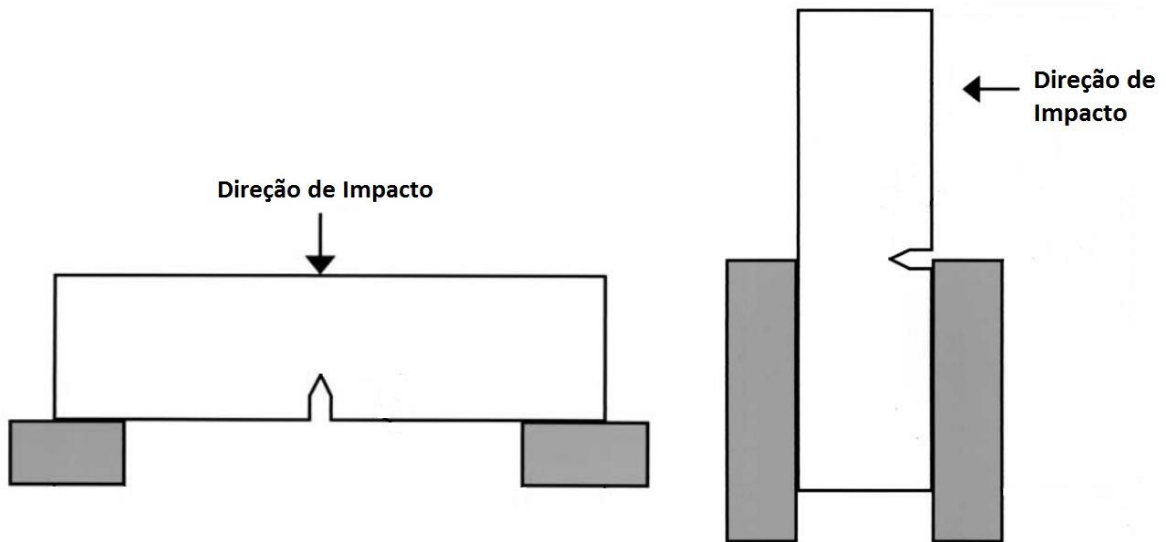


Figura 2 - Comparação entre os ensaios a) *Charpy* e b) *Izod* [4]

2.2.2 *Block Impact*

Este ensaio consiste na aplicação de uma condição de impacto a um bloco que está colado a uma base fixa (Figura 3) [1]. Na figura apresentada, a estrutura está na horizontal porque usualmente este ensaio é realizado em máquinas de impacto de pêndulo, podendo, sem alterações, ser realizado em máquinas de impacto por queda livre.

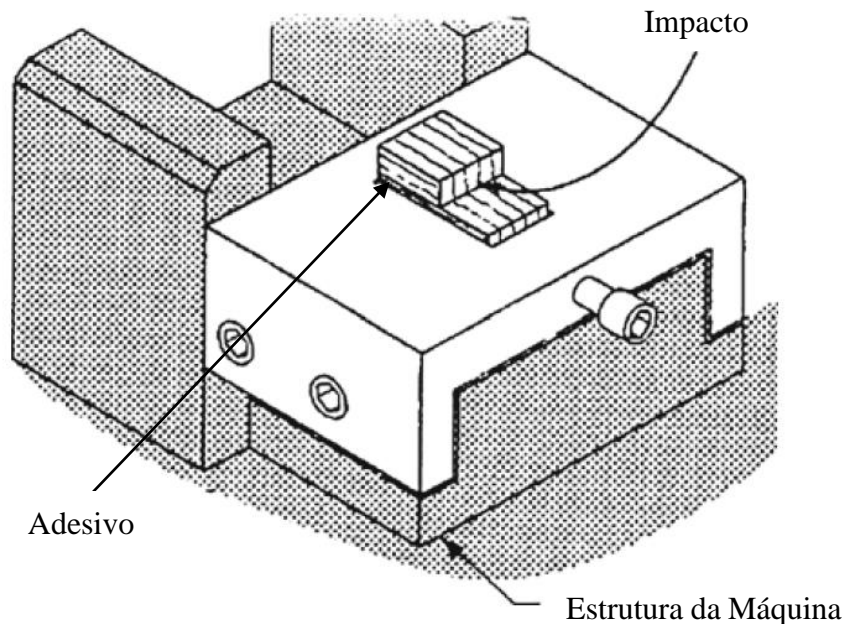


Figura 3 - Esquema de ensaio de *Block Impact* [1]

O tipo de provete usado neste ensaio, apesar de ser bastante diferente de grande parte das juntas coladas, é muito usado por ter uma superfície lateral do bloco suficientemente grande para o impacto ser aplicado diretamente no bloco, sem recorrer a mecanismos auxiliares. Por outro lado, esta morfologia também permite que, pelo paralelismo entre a força aplicada e a

superfície colada, a tensão aplicada no adesivo seja puramente de corte, o que facilita a caracterização dessa solicitação sem influência de outras. No caso de haver algum desalinhamento entre a direção da força e a superfície colada, à força de corte juntar-se-á uma força de arrancamento, e a caracterização da junta será afetada por essa solicitação [1].

2.2.3 *Wedge Peel*

Em oposição ao teste *Block Impact*, em que o provete é composto por corpos espessos e, portanto, não muito representativo da realidade, este ensaio pretende aproximar-se mais de solicitações reais. O *Wedge Peel* consiste na aplicação de um impacto numa cunha que, por sua vez, devido à forma em Y composta por duas tiras metálicas coladas, causa forças de arrancamento no adesivo (Figura 4) [1].

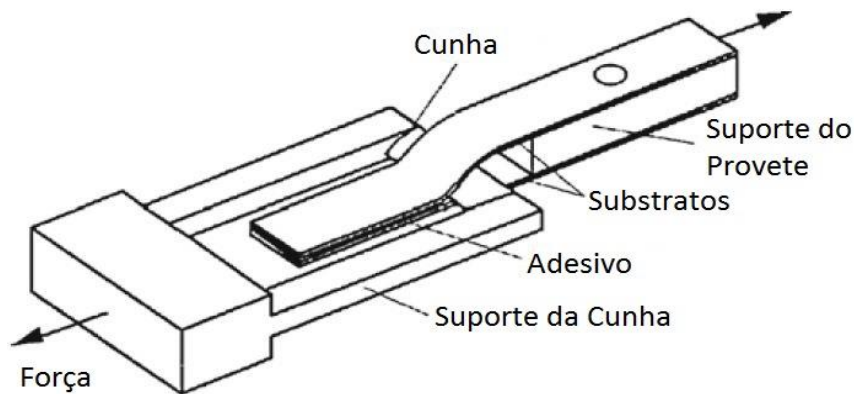


Figura 4 - Esquema de provete do ensaio *Wedge Peel* [1]

Neste ensaio, a adaptação a uma máquina de impacto por queda livre exige um mecanismo auxiliar que faça a fixação do suporte do provete na vertical e que transmita a força de impacto ao suporte da cunha (Figura 5) [5].



Figura 5 - Provete e suporte para ensaio *Wedge Peel* em máquina de impacto por queda livre [5]

2.3 Conclusões

Tendo em conta os modelos de dispositivos de ensaios de impacto apresentados, bem como os ensaios que serão necessários realizar na máquina a desenvolver, verificaram-se algumas características a ter em conta no equipamento em desenvolvimento.

Em primeiro lugar, a altura de queda que estas máquinas utilizam é fornecida pelo utilizador, ou calculada através da velocidade e energia, sendo que, em qualquer dos casos, não é tida em conta qualquer perda de energia. Ao fazer esta consideração, gera-se um erro entre os dados que o utilizador introduz e os valores reais de impacto. Deste facto retira-se, por um lado, que para a obtenção de resultados mais precisos é necessário fazer uma leitura da velocidade imediatamente antes do impacto e, por outro lado, que a precisão no posicionamento da bigorna não influencia os resultados uma vez que a velocidade antes do impacto permite obter a energia real do mesmo.

Para o movimento do carro, tendo em conta que não é exigida muita precisão de posicionamento e que o objetivo é desenvolver uma máquina de baixo custo, a solução mais interessante é a do modelo da *IMATEK*®. Assim irá ser usado um sistema de guincho para o movimento do carro, que consistirá num motorreductor a movimentar um tambor no qual estará enrolado um cabo ligado ao carro.

Por fim, em relação ao aspeto construtivo, a solução adotada será mais próxima do modelo da *IMATEK*®, em que o quadro elétrico não se encontra rigidamente ligado à estrutura da máquina, de modo a prevenir falha dos componentes elétricos por vibrações excessivas.

3 Descrição dos subsistemas da máquina

As máquinas de ensaio de impacto são usadas na medição da energia absorvida por uma junta colada em situações de impacto. Este tipo de solicitação gera variações rápidas de força, o que pressupõe que o equipamento usado para fazer medições neste tipo de ensaios tenha características adequadas. É também necessário que todo o equipamento apresente compatibilidade entre si. Por estes motivos foi dada especial atenção à escolha dos componentes da máquina.

Neste capítulo será feita uma explicação acerca do funcionamento geral da máquina e de seguida realizar-se-á uma análise detalhada do funcionamento de cada subsistema e dos seus componentes, sendo apresentado o método de escolha de todo o equipamento.

3.1 Funcionamento geral

Os ensaios de impacto em juntas adesivas em sistema de queda livre consistem na queda de uma bigorna, com uma massa conhecida e de uma altura bem definida, sobre um provete. Para que o ensaio possa caracterizar uma junta é necessário fazer a leitura da força aplicada pela bigorna no provete durante o impacto. Neste sentido, a máquina desenvolvida encontra-se representada na Figura 6.



Figura 6 - Representação geral da máquina desenvolvida

Nesta figura pode verificar-se que a máquina é constituída não só pela estrutura em si, que é composta por vários subsistemas, mas também por um armário que contém o quadro elétrico e o computador responsável pelo comando da máquina.

Como será explicado mais em pormenor no capítulo 5, o funcionamento básico da máquina pode dividir-se essencialmente em quatro ações sequenciais, sendo que a estas acresce uma ação de inicialização.

Na ação de inicialização, que ocorre automaticamente quando o utilizador liga a máquina e não volta a ocorrer durante o normal funcionamento, o equipamento eleva o carro até ao ponto extremo superior, que está definido pela colocação de um detetor de fim de curso e, uma vez atingida essa cota, o carro para. Este movimento tem como função definir uma posição para o carro uma vez que os *encoders* que estão incorporados em motores geralmente são incrementais e, por esse facto, quando a energia é cortada, a posição do carro é perdida.

Após a ação inicial, caso a bigorna não esteja engatada no carro é necessário fazer a sua recolha. Nesta ação o carro desloca-se no sentido descendente até acionar um detetor que sinaliza o engate da bigorna, seguindo-se um curto movimento no sentido ascendente para garantir que esta está engatada.

Seguidamente, verifica-se a posição de impacto. Neste processo dá-se a descida do conjunto carro/bigorna até se verificar um aumento da força lida pela célula de carga e nesse momento para. Após a paragem do conjunto, o detetor ótico que faz a leitura da velocidade é posicionado para que a leitura seja feita o mais próximo possível da zona de impacto.

A ação que se segue é a elevação do conjunto carro/bigorna até à altura definida pelo utilizador, independentemente de ser indicada direta ou indiretamente. Como irá ser abordado mais à frente nesta dissertação, ao contrário das outras ações que implicam o movimento do carro, nesta, o movimento tem que ser controlado em posição.

No fim da sequência realiza-se a libertação da bigorna. Esta ação é realizada por um solenoide que está colocado na parte superior do carro e que atua o sistema de libertação da carga. Durante a queda da bigorna é realizada a medição da velocidade antes do impacto e a aquisição da força durante o impacto. Após este processo retorna-se à recolha da carga.

Será também desenvolvido um processo de controlo manual que permite a realização das ações de recolha da bigorna e de verificação da posição de impacto. Este processo será comandado por botões existentes no painel de controlo da máquina e na interface de comunicação com o utilizador.

Dado o funcionamento explicado torna-se imediato perceber que a escolha dos componentes para cumprir as tarefas referidas tem de ser criteriosa para que haja a precisão e sequência de movimentos necessária. Compreende-se também que este funcionamento exige uma perfeita comunicação dos equipamentos com o sistema de comando, por forma a não ocorrerem comportamentos indesejados por parte do equipamento. Tendo em conta as ações referidas nesta secção, nas secções que se seguem será apresentada a escolha dos vários componentes.

3.2 Subsistema de movimento do carro

Este subsistema pode ser resumido de uma forma simplista ao motorreductor, acoplamento, tambor, cabo e carro, podendo a este estar anexada a bigorna ou não. Este conjunto pode ser observado na Figura 7.

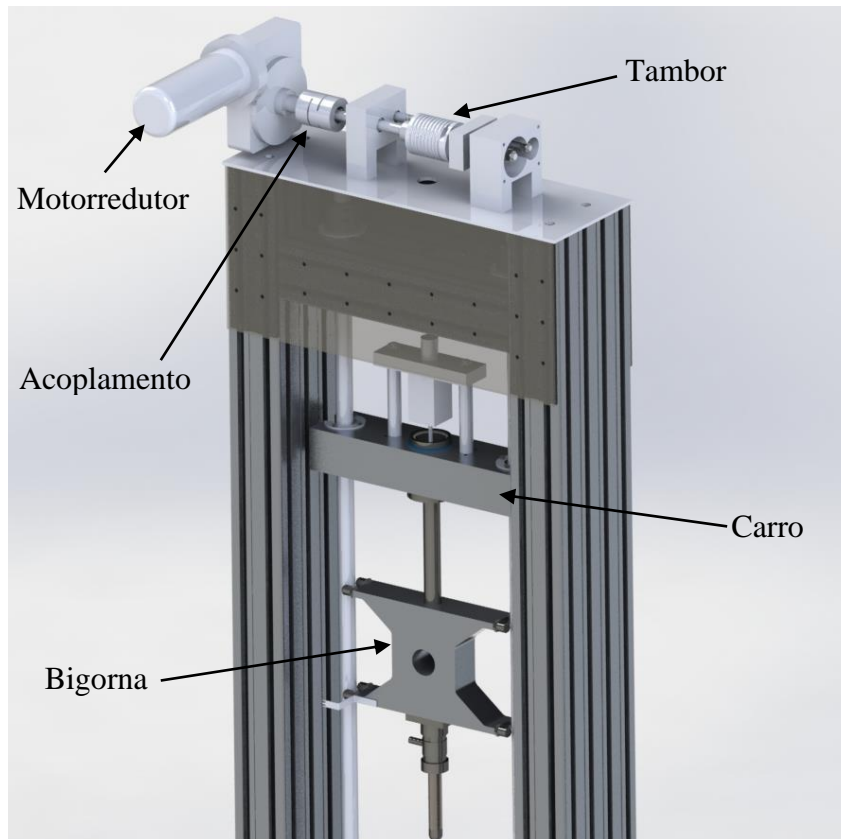


Figura 7 - Representação do subsistema de movimentação do carro

A atuação mecânica deste subsistema está dependente dos requisitos apresentados no primeiro capítulo. Desta forma, é necessário que o carro consiga movimentar-se a uma velocidade de pelo menos 0,1 m/s e garantir uma resolução de posicionamento melhor que 1 mm. No desenvolvimento deste sistema foram também tidas em consideração as características de segurança necessárias.

Quando comparada com outro tipo de sistemas, a resolução de posicionamento é pouco exigente. Este facto deve-se à existência do subsistema de medição de velocidade antes do impacto. A elevação que é dada à bigorna, antes de ser largada, dita a velocidade e energia de impacto. Como a velocidade é medida, é possível conhecer com exatidão a energia de impacto, não sendo importantes eventuais diferenças face ao que foi especificado pelo utilizador na definição do ensaio. Por outro lado, a realização dos ensaios de impacto exige que a leitura da força durante o impacto seja feita com grande precisão, mas não exige que as características do impacto sejam definidas previamente com precisão.

Para a conceção deste sistema foram ponderadas várias soluções, com diferentes vantagens, por forma a fazer-se uma escolha adequada às necessidades. Uma vez que a precisão desejada não é muito exigente, a opção fundamentou-se na questão económica, havendo sido escolhido um sistema idêntico a um guincho. Desta forma, existe um motor acoplado a um redutor, ligado a um tambor, no qual está enrolado um cabo. Por sua vez, esse cabo está ligado ao carro e é responsável pela transmissão de movimento ao mesmo.

Como este sistema exige a elevação de uma carga, foi necessário ter em atenção a possível falha de energia elétrica durante a utilização ou manutenção da máquina. Desta forma, foi decidido à partida que a transmissão teria de ser irreversível. A melhor escolha para o redutor a aplicar seria de parafuso sem fim e roda de coroa. Com esta escolha garante-se que em caso

de falha elétrica o carro não se movimentar. Na Tabela 2 são apresentados os requisitos para o sistema de movimentação do carro bem como o cálculo de algumas características que os componentes deste sistema devem possuir.

Tabela 2 - Requisitos para o sistema de movimentação do carro

Energia máxima - E	700 J	Requisito
Velocidade máxima - v	5 m/s	Requisito
Altura de queda máxima - h	1,27 m	$\frac{1}{2}mv^2 = mgh \Rightarrow h = \frac{v^2}{2g}$
Massa máxima da bigorna - m_b	56,2 kg	$E = mgh \Rightarrow m = \frac{E}{gh}$
Massa do carro - m_c	20 kg	Estimativa de projeto
Diâmetro do tambor - d	0,06 m	Dado de projeto
Velocidade máxima de movimentação do carro - v_c	$\approx 0,1$ m/s	Requisito
Velocidade à saída do redutor - ω	$\approx 31,8$ rpm	$\omega = \frac{60v_c}{\pi d}$
Binário à saída do redutor - T	22,4 Nm	$T = \frac{(m_b + m_c)gd}{2}$

Deste modo foi escolhido um motorreductor *Parvalux® PM60G* com redução de 30 (Figura 8). Este conjunto é composto por um motor de corrente contínua com escovas, acoplado a um redutor de parafuso sem fim e roda de coroa. Como características mecânicas possui a capacidade de exercer 21,7 Nm de binário em contínuo durante 15 minutos e tem uma velocidade máxima de 50 rotações por minuto. Quanto a aspetos elétricos, pode ser alimentado com 24 V de tensão e tem de potência 105 W [6].



Figura 8 - Motorreductor *Parvalux® PM60G* [6]

Embora neste motorreductor o binário nominal seja inferior ao pretendido, a escolha é consciente desse facto e tem em conta que os motores conseguem fornecer um pouco mais de

binário do que o seu valor nominal e que a massa do carro usada nos cálculos é um valor estimado por excesso, o que terá influência no binário exigido ao motor.

Acoplado a este motorreductor o fabricante fornece um *encoder* incremental de 500 impulsos por volta. Com este *encoder*, é possível ter uma resolução na medição de deslocamento angular do motor de 0,013 radianos, o que corresponde a uma resolução à saída do redutor de 0,0004 radianos. Consequentemente, o deslocamento do carro é medido com uma resolução de 0,013 milímetros. Este valor enquadra-se nos requisitos, sendo muito inferior ao limite máximo pretendido de 1 milímetro.

Para o controlo do motor foi também necessário escolher um *drive* que fosse compatível com o motor e com a carta de aquisição de dados usada.

Assim, foi escolhido o *drive EM-12A* da *Electromen*® (Figura 9) para fazer de interface de controlo entre a carta de aquisição e o motor. Este equipamento possui uma entrada analógica de tensão com gama de -10 a +10 V, que permite não só o controlo do valor da corrente como também o sentido de rotação do motor. De referir que a gama de funcionamento da entrada de controlo tem a mesma gama das saídas analógicas da carta de aquisição, pelo que se pode afirmar que são compatíveis [7].



Figura 9 - *Drive* para o motor *EM-12A* da *Electromen*® [7]

Por fim, uma vez que quando a máquina é ligada necessita de ir em busca de um ponto de referência pois não armazena a posição quando é desligada, é necessário colocar um detetor de fim de curso num ponto superior da máquina.

3.3 Subsistema de aquisição de força

O subsistema de aquisição de força é constituído pela célula de carga e pelo amplificador de sinal. Para a boa escolha destes componentes foram tidas em consideração a elevada taxa de variação de força durante o ensaio, a amplitude do sinal de força e também o enquadramento estrutural na máquina. Como é visível na Figura 10, a célula de carga ficará colocada entre o corpo da bigorna e o impactador. Assim, consegue ter-se o menor volume de corpos possível entre o extremo onde é aplicada a força e a célula de carga, introduzindo, por isso, menos erros de leitura de força devido a deformação dos corpos.

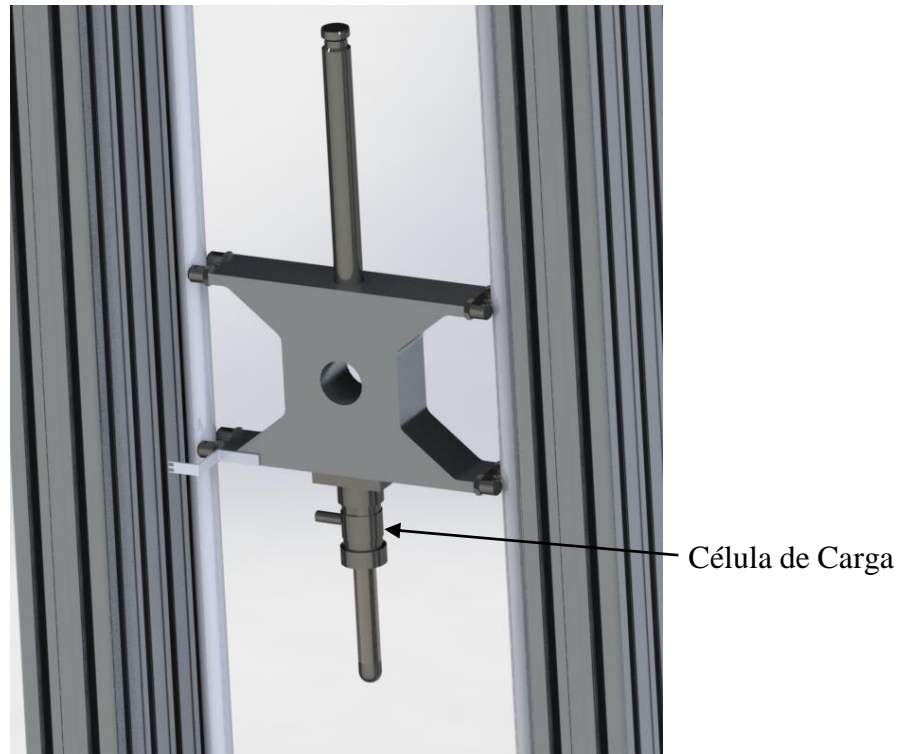


Figura 10 - Representação da bigorna

Dada a elevada taxa de variação de força, a escolha do transdutor recaiu sobre uma célula de carga piezoelétrica, uma vez que este tipo de transdutores é mais adequado a solicitações dinâmicas [8].

A gama de força devida ao impacto foi também estudada de modo a que a gama de funcionamento da célula de carga permita fazer a leitura em todos os ensaios previstos sem exceder o seu limite. Por outro lado, também é importante, para ter melhor resolução e por questões económicas, que a gama da célula de carga escolhida não seja muito superior ao necessário.

Assim, o problema da previsão da força exercida entre a bigorna e o provete foi abordado de dois modos diferentes: foram realizados cálculos aproximados considerando a pior situação possível, de modo a obter-se um majorante da força durante o impacto, e foram realizadas simulações numéricas recorrendo ao *software Solidworks®*.

Tendo em conta a lei da conservação de energia e admitindo desprezáveis o atrito e a resistência do ar, pode afirmar-se que a energia potencial gravítica que a bigorna possui inicialmente, se transforma totalmente em energia cinética durante a queda, energia essa que durante o impacto é dissipada sobre a forma de deformação do outro corpo, neste caso o provete.

Desta forma, pode ser considerado que num impacto com energia máxima, esta é dissipada na sua totalidade na deformação do menor provete suscetível de ser testado. Nos ensaios previstos, o menor provete corresponde ao menor comprimento de superfície colada, que nos ensaios normalizados tem o valor de $l = 12,5$ mm. Sendo $l = \Delta x$ o pior caso possível, tem-se que:

$$E_{dissipada} = F \times \Delta x \quad 3.1$$

Usando o valor de força máxima de impacto que foi delineado como requisito para o equipamento e aplicando-o na equação 3.1 vem:

$$700 \text{ J} = F \times 12,5 \text{ mm} \quad 3.2$$

Da equação 3.2 obtém-se uma estimativa de um majorante da força exercida pela bigorna no provete de 56 kN.

Por forma a fazer uma validação do valor obtido analiticamente, foi desenvolvido no *Solidworks*® um conjunto de dois componentes com o intuito de simular um impacto de um objeto de massa 56kg que se desloca em queda livre desde a altura de 1,27 m (secção 3.2), contra um objeto que se encontra fixo. Os objetos desenvolvidos têm formas simples de modo a facilitar o cálculo numérico das simulações e são ambos em aço, para que a simulação corresponda a uma situação limite (Figura 11).

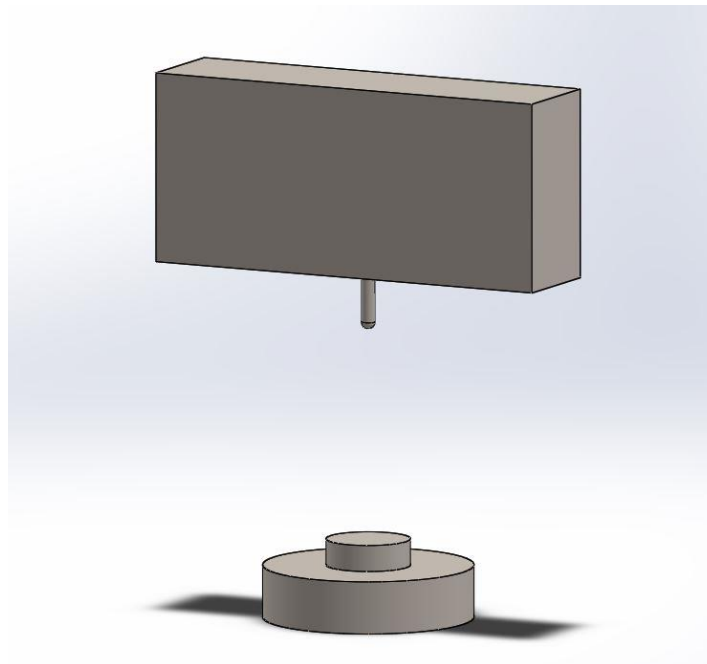


Figura 11 - Corpos usados na simulação de impacto em *Solidworks*®

A simulação foi realizada com recurso ao complemento *Non Linear Simulation* do *Solidworks*®, de modo a conseguir representar os efeitos da dinâmica do impacto nos resultados de força. Com esta simulação pode verificar-se que numa situação de impacto entre dois corpos de aço a força de contacto máxima entre o corpo em queda livre e o corpo fixo é de aproximadamente 33 kN (Figura 12), o que se verifica estar dentro da gama calculada anteriormente. É importante referir que o valor de força verificado na simulação pode variar em função da geometria das partes dos objetos que entram em contacto, pelo que o valor a ter como referência para a escolha do transdutor de força é o valor calculado analiticamente.

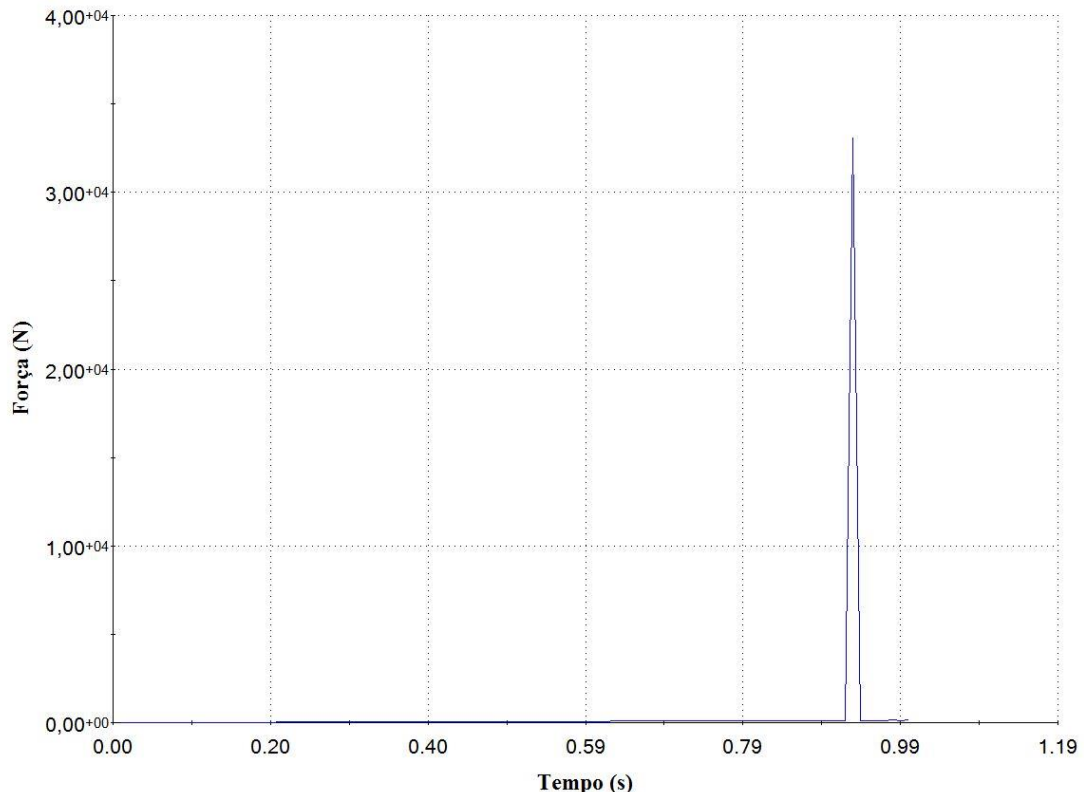


Figura 12 - Resultado da força em função do tempo da simulação realizada

Tendo em conta os factos apresentados anteriormente, foi escolhida a célula de carga *9361B* da *Kistler*® (Figura 13). Este componente apresenta uma gama de funcionamento de 60 kN, sensibilidade de 4 pC/N e uma frequência natural de 28 kHz [9].



Figura 13 - Célula de carga piezoelétrica *Kistler*® *9361B* [9]

Para o condicionamento de sinal da célula de carga a escolha recaiu sobre o amplificador *Kistler*® *5073A111* uma vez que este é um dos sugeridos pelo fabricante para tratamento de sinal da célula de carga escolhida. Este amplificador tem uma gama de saída de -10 a +10 V e largura de banda de 20 kHz (Figura 14)[10].



Figura 14 - Amplificador de carga *Kistler® 5073A111* [10]

3.4 Placa de aquisição de dados

O computador que fará o controlo da máquina necessita de um equipamento para comunicar com a mesma e, por esse facto, o computador estará equipado com uma placa de aquisição de dados.

Esta placa será responsável por verificar o estado de todos os sensores e detetores, comunicar as ações de comando aos atuadores e, essencialmente, por fazer a aquisição da força durante o impacto. Visto que a taxa de variação de força é muito elevada a boa escolha desta placa é crucial para a correta representação dos resultados dos ensaios.

Apesar de haver o conhecimento de que a taxa de aquisição da carta teria de ser elevada, a falta de literatura sobre essa questão levou a que nesta dissertação esta fosse analisada com rigor.

Em primeiro lugar, sabendo que a célula de carga escolhida tem uma largura de banda de aproximadamente 28 kHz [9] e que a aquisição de um sinal com uma determinada largura de banda deve ser feita a uma frequência de amostragem pelo menos dez vezes superior, podem afirmar-se que a carta de aquisição de dados necessita de adquirir no mínimo a 280 kHz. A largura de banda de um sinal pode ser definida como sendo a gama de frequências nas quais a magnitude do sinal apresenta uma atenuação inferior a 3 dB, que corresponde a uma atenuação de cerca de 30% [11].

Por outro lado, na leitura do sinal de força, a zona mais crítica corresponde ao pico que ocorre no momento do impacto e que é visível nos resultados da simulação numérica (Figura 12). Admitindo que esse pico pode ser aproximado por um triângulo com 10 μ s de duração ($T = 10 \mu$ s) é possível aplicar a transformada de Fourier a esse triângulo. Assim sendo:

$$\text{triang}\left(\frac{t}{T}\right) = \begin{cases} 1 - \frac{|t|}{T} & |t| \leq T \\ 0 & |t| > T \end{cases} \quad \mathcal{F} \Leftrightarrow T \text{sinc}^2 T f \quad 3.3$$

Da equação 3.3 pode retirar-se que a transformada de Fourier do triângulo que se deseja representar é $0,00001 \text{sinc}^2(0,00001f)$. Representando esta função verifica-se que a largura de banda do sinal corresponde a 84 kHz (Figura 15). Tendo mais uma vez em conta que para a correta aquisição de um sinal com uma determinada largura de banda, esta deve ser feita

a uma frequência de amostragem pelo menos dez vezes superior [11], este estudo aponta para uma frequência de amostragem de pelo menos 840 kHz.

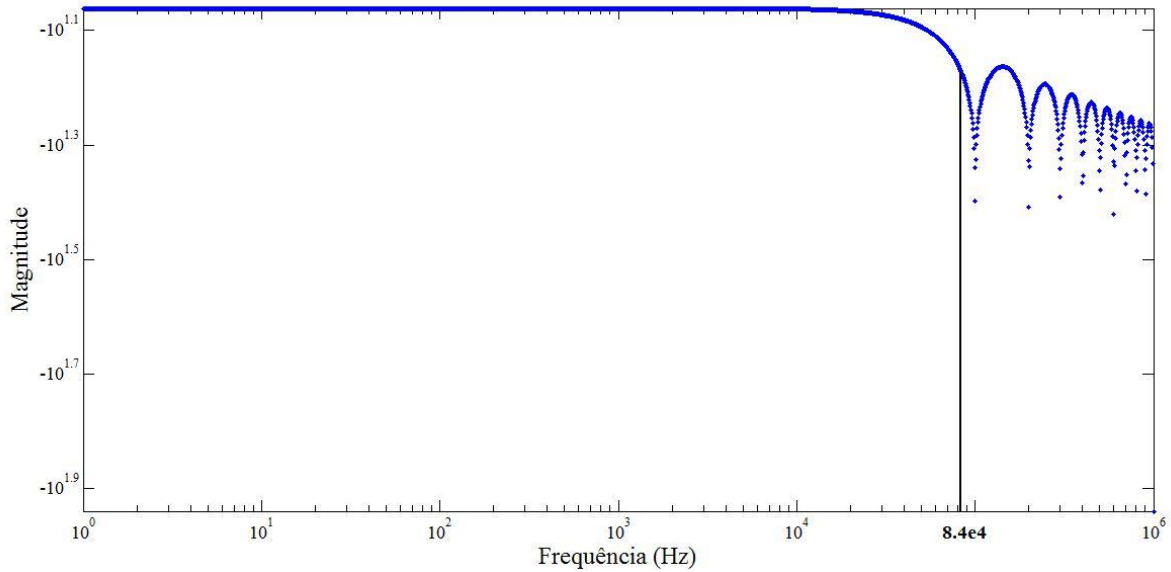


Figura 15 - Representação da transformada de Fourier de um sinal triangular de duração 10 µs

Assim a carta de aquisição de dados escolhida foi a *PCI-6251* da *National Instruments®* (Figura 16) pelo principal motivo de esta possuir entradas analógicas com frequência de aquisição de 1,25 MHz [12].



Figura 16 - Carta de aquisição de dados *PCI-6251* da *National Instruments®* [12]

Em complemento, a carta escolhida tem saídas analógicas com gama de tensão entre -10 e +10 V, das quais uma vai ser utilizada para a realização do controlo do motor do sistema de movimentação do carro, tem entrada de leitura de *encoder*, o que facilita a leitura do *feedback* do motor, 24 portas digitais que podem ser configuradas como entradas ou saídas e que permitem a comunicação com a placa de condicionamento de sinal para comando e monitorização dos vários subsistemas da máquina, e base de tempo de 80 MHz que permitirá o uso de contadores para a medição da velocidade antes de impacto.

A nível de *software* esta carta apresenta compatibilidade com o *Real-Time Windows Target*, que é o complemento de controlo de tempo real do MatLab® Simulink®. Como irá ser explicado mais à frente nesta dissertação, o controlo da máquina em tempo real assegura uma frequência fixa na comunicação entre o computador e a máquina, independentemente da utilização do computador. Assim podem evitar-se comportamentos indesejados e inesperados por parte da máquina.

3.5 Subsistema de libertação da carga

Este subsistema é composto pelo mecanismo de libertação da carga que foi desenvolvido pela dissertação paralela à presente e para o qual foi escolhido um atuador, e pelo detetor de presença da bigorna. Na Figura 17 está representado o subsistema de libertação da carga, primeiro numa vista geral e depois em corte. Em ambos, por uma questão de simplificação, não se encontra representado o detetor, mas este estará colocado na parte superior para o qual será aberto um pequeno rasgo. Pode observar-se que a atuação do solenoide empurra a manga exterior para baixo, permitindo assim a libertação das esferas e, posteriormente, da bigorna.

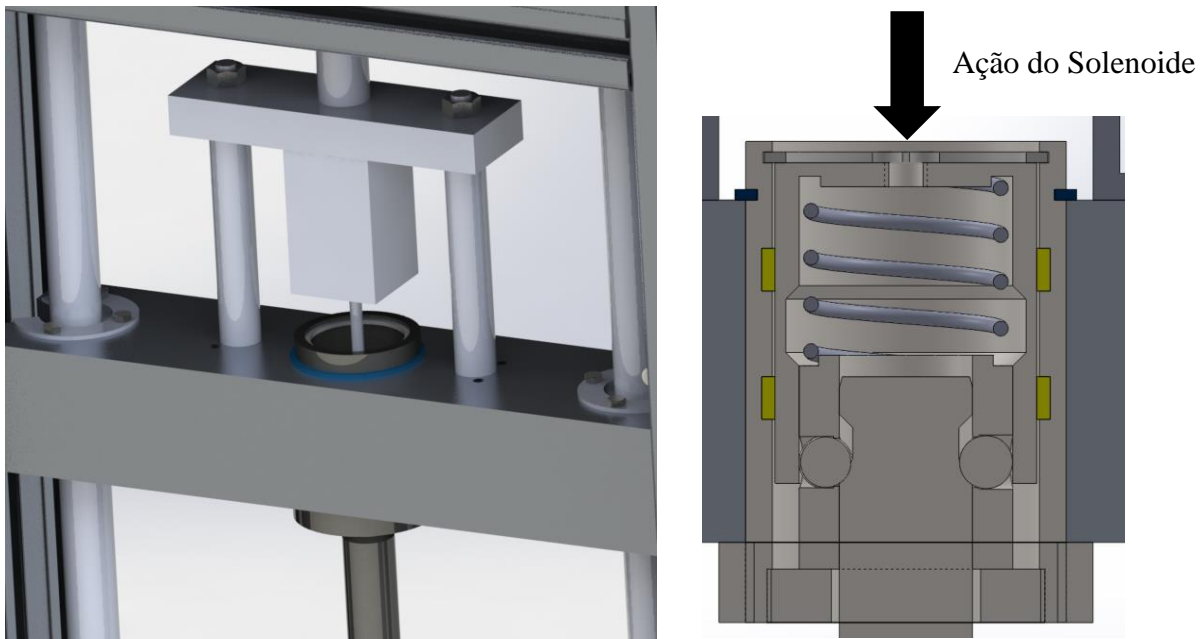


Figura 17 - Representação do subsistema de libertação da carga

A solução construtiva deste equipamento foi projetada de modo a que a bigorna seja suportada unicamente por componentes mecânicos estando a função de libertação a cargo de componentes que dependem da energia elétrica. Deste modo garante-se que em caso de falha elétrica a bigorna não é libertada, garantindo-se assim a segurança do equipamento.

O atuador escolhido para esta aplicação tem que ser capaz de exercer uma força que empurre a manga móvel no sentido descendente de modo a libertar as esferas e consequentemente a bigorna. Tendo em conta que a mola que se opõe ao movimento da manga que permite libertar a bigorna foi projetada de modo a oferecer uma força de oposição de 70 N quando a manga está deslocada de 15 mm, que corresponde ao seu curso máximo, houve a necessidade de escolher um atuador robusto que fosse capaz de gerar esta força.

Assim a escolha do atuador recaiu sobre o solenoide linear *Kuhnke*® V45 (Figura 18). Este componente tem capacidade de empurrar, requer uma alimentação de 24V em corrente contínua e, ao longo do curso de 15 mm, apresenta capacidade de força aproximadamente constante de 80 N [13].

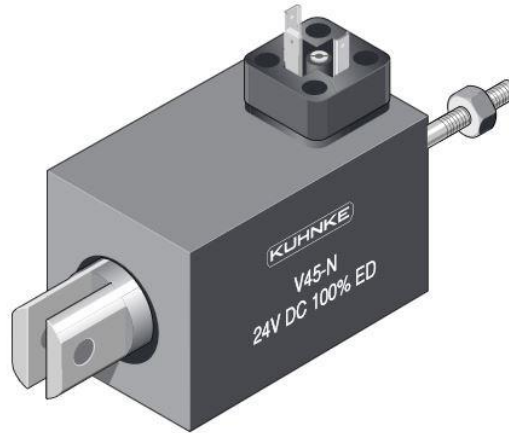


Figura 18 - Solenoide linear *Kuhnke*® V45 [13]

Este tipo de equipamentos tem uma grande variação da capacidade de força em função do *duty cycle*. O *duty cycle* corresponde à razão entre o tempo em que o solenoide está atuado e a soma entre o tempo em que está atuado e o tempo em que não está atuado. Uma vez que no presente caso a atuação do solenoide se pode considerar esporádica e momentânea (ocorre bastante espaçada no tempo e tem uma duração muito curta, apenas para permitir a libertação da bigorna), a escolha do solenoide foi feita usando como referência o menor *duty cycle* apresentado no catálogo do fabricante.

Quanto ao detetor de presença da bigorna, os requisitos eram que este tivesse alcance que permitisse detetar o veio superior da bigorna e, por outro lado, que tivesse dimensões suficientemente reduzidas de modo a poder ser montado na parte superior do sistema de libertação. Assim foi escolhido o detetor ótico de reflexão *Osram*® SFH 7741 (Figura 19) que tem alcance máximo de 30 mm e cujo atravancamento é 3,8×3,8×1,15 mm [14].



Figura 19 - Detetor ótico *Osram*® SFH 7741 [14]

3.6 Subsistema de medição de velocidade antes do impacto

Este subsistema tem como objetivo medir a velocidade da bigorna imediatamente antes de esta embater contra o provete. Uma vez que a dimensão do provete varia entre ensaios, o local onde se dá o impacto também varia. Tendo este facto em conta, para permitir que a velocidade seja lida sempre o mais próximo possível do impacto, o sensor responsável pela leitura da velocidade não pode estar fixo. Deste modo, para além do sensor de velocidade, este subsistema vai conter equipamento que permite realizar o posicionamento do sensor.

Por questões de simplicidade, uma vez que a carta de aquisição de dados tem uma base de tempo que funciona a 80 MHz, o equipamento usado para medir a velocidade será um detetor ótico do tipo barreira e uma peça com duas saliências, solidária com a bigorna. Assim, durante a queda da bigorna, quando a primeira saliência passar no detetor será ativado um contador que será parado aquando da passagem da segunda saliência. Como é conhecida a distância entre as saliências (l), a base de tempo da carta (f) e o número de pulsos contados entre a deteção das duas saliências (N), a obtenção da velocidade da bigorna (v) torna-se trivial pela equação 3.4.

$$v = \frac{f \times l}{N} \quad 3.4$$

O detetor escolhido foi o *Omron® EE-SX670* (Figura 20) Este detetor exige alimentação de 24 V em corrente contínua [15].



Figura 20 – Detetor ótico do tipo barreira *Omron® EE-SX670* [15]

Para a movimentação do detetor foi desenvolvido um sistema de fuso e porca acionado por um motor de 24 V de corrente contínua. O motor escolhido para esta aplicação foi o modelo *FRS3* da *Mellor Electrics®* (Figura 21) [16].



Figura 22 - Motor de corrente contínua *FRS3* da *Mellor Electrics®* [16]

Assim, o subsistema de medição da velocidade antes de impacto está representado na Figura 22, onde são visíveis os vários componentes anteriormente explicados, bem como a bigorna e o corpo de prova solidário com esta. A anexação do corpo de prova à bigorna gera, certamente, um desequilíbrio que causaria a inclinação desta durante a queda. Assim, na construção da máquina será necessário ter esse facto em conta e compensar o peso dos lados opostos.

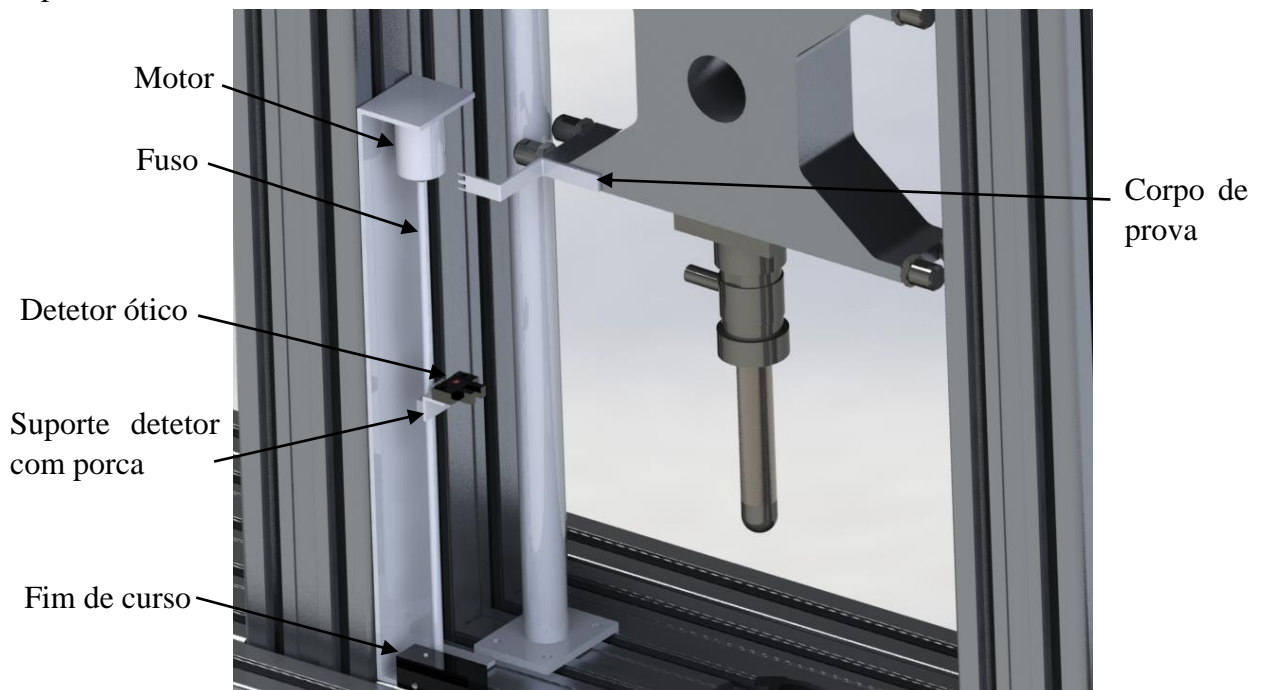


Figura 21 - Representação do subsistema de medição de velocidade antes do impacto

O controlo da posição do sensor de velocidade vai ser realizado usando o motor e o próprio detetor. Assim, uma vez posicionada a bigorna para validar a posição de impacto, o motor faz descer o sensor até ao fim do curso fazendo-o subir posteriormente até que o seja detetada a segunda saliência solidária com a bigorna, parando nesse momento. Para esta função é necessário um detetor fim de curso no ponto mais inferior do movimento.

3.7 Sistemas de segurança

No que diz respeito a componentes de segurança, nesta dissertação serão abordados os sistemas de segurança respeitantes às portas. Para impedir o acesso do utilizador ao espaço no qual decorre a queda da bigorna, a torre estará envolvida por uma estrutura de proteção com exceção para um dos lados que terá portas, uma na parte superior e outra na parte inferior onde é colocado o provete. Estas, no sentido de garantir a segurança de quem a utiliza, serão equipadas com detetores de fecho de porta e encravamentos para que estas não possam ser abertas durante o ensaio, sendo os equipamentos para cada porta iguais. Assim para realizar a deteção do fecho das portas foram seleccionados os detetores de segurança indutivos Sick®



Figura 23 - Detetor de segurança magnético Sick® RE11-SA05 [17]

RE11-SA05 (Figura 23). O detetor é colocado na estrutura da máquina e o corpo de prova colocado na porta. Estes detetores são dotados de redundância de contactos para que seja garantida a segurança em caso de falha de um dos contactos [17].

Para o encravamento das portas, foi instalada uma chapa com um furo, na porta, e um solenoide na estrutura da máquina. Uma vez a porta fechada, a atuação do solenoide coloca-o no furo da chapa impedindo a abertura. A escolha do solenoide prendeu-se com o custo, uma vez que os requisitos funcionais são diminutos, e recaiu sobre o solenoide de 24 V de corrente contínua Series 67 da BLP® (Figura 24). Este componente tem avanço em força e retorno por mola, podendo assim ser montado na vertical [18].

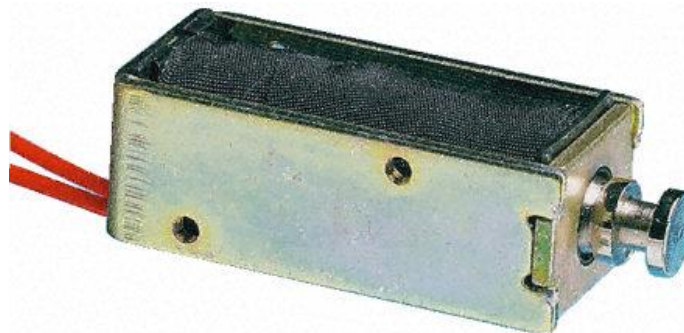


Figura 24 - Solenoide Series 67 da BLP® [18]

3.8 Quadro elétrico

Uma vez que todos os componentes utilizados requerem uma fonte de energia elétrica foi desenvolvido um quadro elétrico, disponibilizando assim a potência necessária aos diferentes componentes. Além disso, neste quadro é combinada a lógica de comando com a proteção e corte de energia (Anexo B).

No funcionamento normal da máquina, para além das comunicações banais entre a máquina e o computador, nas quais se incluem o estado dos sensores e dos botões físicos e a atuação de componentes, torna-se essencial haver comunicação de emergência. Neste caso, a estruturação do quadro elétrico tem que permitir que uma vez pressionado o botão de emergência, a máquina entre num estado seguro. Este estado vai corresponder ao corte da alimentação elétrica ao solenoide do subsistema de libertação da bigorna e ao corte da alimentação entre o driver e o motor do subsistema de movimentação do carro. De referir que este corte de energia tem em vista a proteção do utilizador. No caso do corte da energia ao solenoide, o subsistema foi desenvolvido para que, sem energia, não haja libertação da bigorna pelo que o corte da alimentação deste componente é realizado apenas para proteção contra um eventual comportamento não previsto da alimentação em caso de avaria. Quanto ao motor, o corte de alimentação tem como objetivo fazer com que este não movimente o carro, evitando causar danos ao utilizador ou à máquina.

Assim, o quadro elétrico é composto por uma variedade de componentes com características diferentes, mas que têm de interagir em conformidade e em sintonia com a lógica de comando, por forma a garantir o bom funcionamento do conjunto.

Desta forma, do quadro elétrico desenvolvido fazem parte os seguintes componentes:

- Relés e contactores: são interruptores eletromecânicos cuja atuação é realizada por uma corrente elétrica, que ao passar por uma bobina cria um campo magnético e faz a comutação dos contactos deste componente. No caso em estudo, os relés vão possibilitar comunicar com os sensores e detetores a 24 V e as entradas digitais da carta que são de 5 V. Os contactores vão permitir a realização da função de corte de energia;
- Disjuntor: é um dispositivo eletromecânico que se destina a proteger a instalação elétrica contra possíveis danos causados por curto-circuitos e sobrecargas elétricas. Este componente realiza o corte elétrico em caso de excesso de corrente por forma a proteger o equipamento devido a sobreaquecimento. Na máquina em questão, será utilizado um disjuntor geral que fará a proteção de todos os componentes;
- Disjuntor diferencial: é um componente de proteção utilizado em instalações elétricas cujo funcionamento é idêntico ao do disjuntor anteriormente explicado. A diferença reside no facto de este fazer o corte elétrico em caso de excessiva corrente de fuga. Esta corrente é dada pela soma algébrica dos valores instantâneos das correntes nos condutores monitorizados (corrente diferencial);
- Filtro: Este componente consiste num circuito que realiza a função de limpeza do sinal. Este processamento de sinal é necessário uma vez que o sinal de alimentação existente nas redes possui ruído que poderia causar problemas indesejados nos restantes componentes;
- Fonte de tensão de 24 V e corrente contínua: Uma vez que todos os componentes elétricos da máquina funcionam em corrente contínua e a generalidade a 24 V, é necessário um destes componentes para transformar a tensão elétrica da rede (220-230V corrente alternada).

Além destes componentes, uma vez que os sinais digitais de saída e entrada na placa de aquisição de dados são de 5 V, do quadro elétrico faz também parte uma placa de condicionamento de sinal que faz a interface entre os sinais do computador e os componentes do quadro (Anexo A). Esta placa tem duas funções fundamentais: aumentar a tensão dos sinais

de saída da placa e diminuir a tensão dos sinais de entrada. Para o cumprimento destas funções foram selecionadas ligações comuns em sistemas elétricos.

Assim, para a primeira função, a placa de condicionamento de sinal possui acopladores óticos aos quais se ligam as saídas da carta de aquisição de dados. Com estes componentes, é possível transformar um sinal de 5 V num sinal de 24 V. Para além da elevação de tensão, os acopladores óticos fazem o isolamento do sinal, permitindo proteger a placa de aquisição.

Para a segunda função, será utilizado um relé exterior à placa de condicionamento de modo a reduzir a tensão para 5 V. Por uma questão de comodidade de leitura do sinal, na placa de condicionamento existe um inversor lógico que faz a inversão do sinal.

Em paralelo com o controlo e monitorização através do computador, estará instalado na estrutura da máquina um painel para comunicação mais imediata entre o utilizador e a máquina (Figura 25).

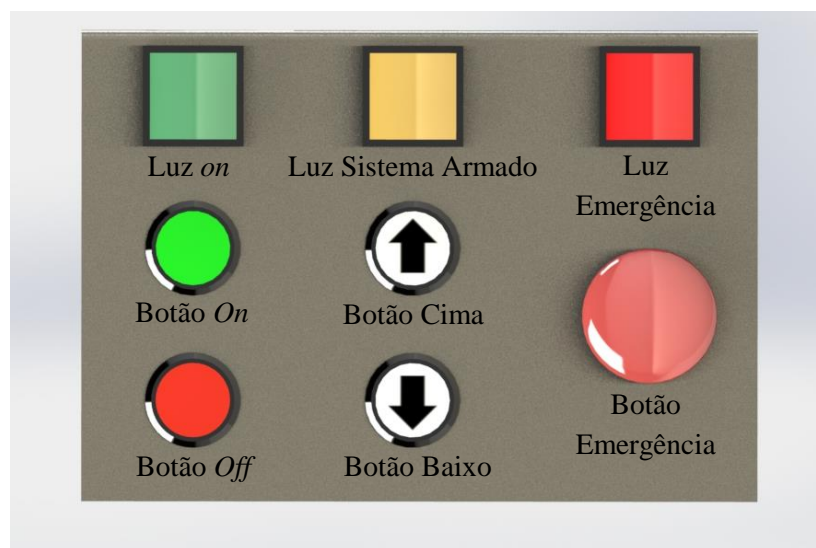


Figura 25 - Esquema do painel de comando físico

A instalação deste painel na estrutura da máquina deve-se a permitir uma mais imediata utilização por parte do utilizador. Este painel é constituído por:

- Botão *on*, que permite ligar a máquina;
- Botão *off*, que permite desligar a máquina;
- Botão de emergência, que faz o corte de energia ao motor e ao solenoide de libertação da bigorna e comunica ao computador o ativação do estado de emergência;
- Botões cima e baixo utilizados para fazer o controlo manual do movimento do carro;
- Sinalizador luminoso de máquina ligada (*luz on*);
- Sinalizador luminoso de estado de emergência (*luz emergência*);
- Sinalizador luminoso de queda de bigorna que está ativo desde instantes antes da libertação da bigorna até esta estar completamente parada (*luz sistema armado*).

4 Modelação do subsistema de elevação da carga e síntese de controladores

Como foi explicado no capítulo anterior, a máquina é constituída por diversos subsistemas que permitem o cumprimento de todas as funções da mesma, sendo que, desses, o subsistema de movimentação do carro é o único que necessita de ser controlado, em malha fechada, ao invés de ser comandado através de funções do tipo ligar e desligar.

Nesse capítulo será apresentado o modelo físico do subsistema, bem como soluções de controlo e simulações do mesmo. Uma vez que o comportamento do sistema depende das propriedades mecânicas e elétricas dos seus componentes, serão abordados inicialmente os componentes da cadeia cinemática e as suas propriedades mais relevantes. Os valores respeitantes aos parâmetros foram fornecidos pelo fabricante ou foram calculados. Nesses casos, os cálculos serão devidamente abordados e explicados.

No desenvolvimento desta parte da dissertação foram usados os *softwares* *MatLab*® e *Simulink*®. O *MatLab*® é uma aplicação informática originalmente desenvolvida para permitir expressar e resolver problemas na forma como eles são escritos matematicamente e não apenas programando as operações passo a passo, como tradicionalmente era necessário. Atualmente, com o acréscimo de vários complementos ao *software* original, este deixou de ser uma aplicação com fins exclusivamente matemáticos, para passar a ser usado por múltiplas áreas, como, por exemplo, o controlo.

Um dos complementos que tem vindo a facilitar a abordagem ao projeto de controlo é o *Simulink*®. Esta ferramenta permite a modelação, simulação e análise de sistemas dinâmicos, o que se torna especialmente útil no estudo de sistemas modelados, projeto de controladores para esses sistemas e simulação dos mesmos.

Do *Simulink*® destaca-se ainda o *Real-Time Windows Target* que é uma aplicação com a qual é possível gerar automaticamente código C (código fonte) para controlo de aplicações em tempo-real, podendo correr num sistema operativo *Windows*™. Esta aplicação possui uma extensa biblioteca de *drivers* para grande parte das cartas I/O, A/D e D/A disponíveis no mercado, o que permite uma capacidade de comunicação com os sistemas reais mais facilitada.

4.1 Estudo físico do sistema de movimentação do carro

A cadeia cinemática responsável por garantir o deslocamento do carro é constituída por diversos elementos com o objetivo de transmitir movimento desde o início da cadeia (motor) até ao fim (carro). Este sistema tem a particularidade de possuir uma incerteza que está materializada no facto de o carro estar ou não a transportar a bigorna e no desconhecimento da massa da bigorna. Assim, na apresentação das propriedades dos diferentes componentes, essa incerteza será enquadrada numa gama de valores, abordando esse assunto com mais rigor.

4.1.1 Motorreductor

Como foi referido na secção 3.2 o motorreductor escolhido para a aplicação foi o modelo *PM60G* da *Parvalux*®, do qual algumas propriedades são já conhecidas. Nesta secção o motorreductor será abordado do ponto de vista da modelação e do controlo.

Assim, neste sistema o motor é alimentado em corrente (I) e é responsável por transformá-la proporcionalmente em binário (T_{mo}) segundo a equação:

$$T_{mo} = K_T \cdot I \quad 4.1$$

em que K_T é a constante de binário do motor, fornecida pelo fabricante. De referir que o binário à saída do conjunto (T_m) será ainda afetado pelo valor de redução do redutor (n) e pelo valor de rendimento (η).

Assim, as propriedades mais relevantes deste componente foram retiradas de informação fornecida pelo fabricante e estão apresentados na Tabela 3.

Tabela 3 - Resumo das propriedades do motorreductor [6]

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Constante de Binário	K_T	0,16	Nm/A
Momento de Inércia	J_m	2,23	kgm ²
Redução	n	30	
Rendimento	η	66	%

Neste componente, especialmente na redução de velocidade, existe uma quantidade significativa de perda de binário por atrito entre as engrenagens mas, uma vez que o fabricante não fornece o coeficiente de atrito do componente, será apenas considerado o rendimento, no qual estão englobadas as perdas por atrito.

Para a obtenção de um modelo mais exato, deveria ser considerada a variação do binário de atrito ou do rendimento com a velocidade, mas tendo em conta que o erro que esta variação vai causar no posicionamento final é diminuto e uma vez que o fabricante não fornece esses dados, esta condicionante não vai ser tida em conta.

4.1.2 Acoplamento

A ligação do redutor ao tambor é realizada por intermédio de um acoplamento. Este componente tem como finalidade transmitir o movimento rotativo, fazendo a compensação de possíveis desalinhamentos entre os veios dos componentes que se pretendem ligar. Para esta aplicação, o acoplamento selecionado foi o modelo 450H57 da *Huco*® (Figura 26) [19].



Figura 26 – Acoplamento 450H57 da *Huco*® [19]

As propriedades relevantes deste componente estão presentes na Tabela 4.

Tabela 4 - Resumo das propriedades do acoplamento [19]

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Momento de Inércia	J_{ac}	$2,482 \times 10^{-4}$	kgm^2
Rigidez	K_{ac}	2610	Nm/rad

4.1.3 Tambor

Para a transformação do movimento rotativo, gerado pelo motor, em movimento linear necessário ao carro, a solução usada foi uma transmissão na qual a rotação de um tambor efetua o enrolamento ou desenrolamento de um cabo, tendo este um movimento linear.

O tambor usado neste trabalho foi desenvolvido no âmbito da dissertação de conceção e projeto estrutural e mecânico desta mesma máquina. Assim, recorrendo ao desenho tridimensional do componente no Solidworks® foi possível retirar o valor da inércia do tambor.

O valor de atrito associado ao tambor representa o atrito dos dois rolamentos que o suportam e esse valor é tido como comum pela maioria dos fabricantes de rolamentos. Estes dados encontram-se resumidos na Tabela 5.

Tabela 5 - Resumo das propriedades do tambor

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Momento de Inércia	J_t	$1,038 \times 10^{-3}$	kgm^2
Atrito	D_t	0,003	Nms/rad

4.1.4 Carro

Este é o componente que se situa no fim da cadeia cinemática e, apesar de as suas características poderem ser bem definidas, a presença ou não da bigorna e a variação da massa desta criam uma incerteza no sistema. Assim, pode considerar-se que a situação de máxima carga corresponde à massa do carro (20 kg) somado da massa da bigorna na situação de massa máxima (56 kg) e a situação extrema oposta corresponde à não presença da bigorna, logo, unicamente à massa do carro.

Assim, a inércia associada a este componente é uma incerteza para a qual será necessário testar o controlador. Tendo em conta a frequência natural do subsistema, expressa de forma generalista na equação 4.2, pode inferir-se que, quando maior a inércia do subsistema, menor será a frequência natural e portanto, a ocorrer ressonância, esta surgirá a uma menor frequência [20]. Com isto, a situação crítica, no que diz respeito ao movimento do carro, deverá corresponder à situação de máxima carga, no entanto, o controlo será validado testando as duas situações extremas.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad 4.2$$

A inércia associada a este componente pode ser calculada tendo em conta a equação 4.3, em que m corresponde à massa total do conjunto, massa do carro (m_c) somada à massa da bigorna (m_b) [11].

$$J_c = \frac{m}{\eta} \left(\frac{v_c}{\omega_t} \right)^2 \quad 4.3$$

Uma vez que a razão entre a velocidade linear do carro (v_c) e a velocidade de rotação do tambor (ω_t) é igual ao raio deste e considerando que o rendimento desta transmissão (η) é de 100%, a equação pode ser traduzida por:

$$J_c = mr^2 \quad 4.4$$

Tendo o tambor 30 mm de raio e sabendo que a massa varia entre 20 kg e 76 kg, facilmente se deduz que a inércia deste componente, reduzida à saída do redutor, varia entre $1,8 \times 10^{-2}$ e $6,84 \times 10^{-2} \text{ kgm}^2$.

A rigidez associada ao movimento do carro pode ser considerada como sendo a rigidez do cabo de aço que o liga ao tambor. A deformação dos cabos de aço pode ser dividida em duas componentes: deformação estrutural e deformação elástica. A primeira corresponde essencialmente ao ajustamento dos arames no cabo e ao acomodamento dos arames em relação à alma do mesmo, sendo por isso acomodada desde o momento de montagem da máquina. A segunda traduz a rigidez do cabo [21]. Assim, sabendo algumas propriedades do cabo selecionado pode prever-se a rigidez estrutural associada ao movimento do carro.

Sabendo que o cabo escolhido tem 6 mm de diâmetro nominal (d), admitindo-se, na pior das hipóteses, comprimento de cabo (L) de 1,6 m, e usando-se valores médios de cabos comuns, tem-se:

$$\left\{ \begin{array}{l} L = 1,6 \text{ m} \\ d = 6 \text{ mm} \\ E = 15500 \text{ kgf/mm}^2 \\ F = 0,589 \end{array} \right. \quad 4.5$$

Usando os valores apresentados em 4.5, em que E representa o módulo de elasticidade do cabo e F o fator de multiplicação do mesmo, é possível calcular a área metálica (A_m) e consequentemente a rigidez linear (K_{cl}) que pode ser vista como a razão entre a carga (P) e o deslocamento (ΔL). De referir que o fator de multiplicação F está relacionado com o facto de o cabo de aço ser composto por vários arames, não podendo a sua área resistente ser considerada igual à de um cilindro de 6 mm de diâmetro. Assim, tem-se:

$$K_c = \frac{P}{\Delta L} \quad 4.6$$

$$\Delta L = \frac{P \times L}{E \times A_m} \Leftrightarrow \frac{P}{\Delta L} = K_{cl} = \frac{E \times A_m}{L} \quad 4.7$$

$$A_m = F \times d^2 \quad 4.8$$

$$A_m = 0,589 \times 6^2 = 21,204 \text{ mm}^2 \quad 4.9$$

$$K_{cl} = \frac{P}{\Delta L} = \frac{155000 \times 9,81 \times 21,204}{1,6} = 2015108,9 \text{ N/m} \quad 4.10$$

Da equação 4.10 retira-se que a rigidez linear do cabo é de 2015108,9 N/m, cuja conversão para rigidez torsional equivalente está expressa na equação 4.11.

$$K_c = r^2 K_{cl} \quad 4.11$$

em que r representa o raio do tambor. Assim, dado que o raio do tambor é de 30 mm obtém-se uma rigidez torsional equivalente (K_c) de 1813,598 Nm/rad.

O valor de atrito associado ao carro deve-se à necessidade deste ser guiado e representa o atrito dos dois rolamentos lineares que estão em contacto com as duas guias verticais. Apesar de o uso dos rolamentos lineares permitir reduzir significativamente o atrito devido ao guiamento, não garante a ausência total de atrito. Assim, o valor de coeficiente de atrito apontado pelo fabricante para estes rolamentos é de 0,001 Nms/rad. Na Tabela 6 o valor de atrito apresentado diz respeito ao contributo dos dois rolamentos.

Tabela 6 - Resumo das propriedades do movimento do carro

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Momento de Inércia	J_c	$[1,8 \times 10^{-2}; 6,84 \times 10^{-2}]$	kgm ²
Atrito	D_c	0,002	Nms/rad
Rigidez	K_c	1813,598	Nm/rad

4.2 Modelo do sistema

Tendo em conta a cadeia cinemática de todo o sistema de movimento do carro e a interação dos seus componentes representada parcialmente na Figura 27, pode traduzir-se a dinâmica do sistema no seu modelo físico apresentado na Figura 28.

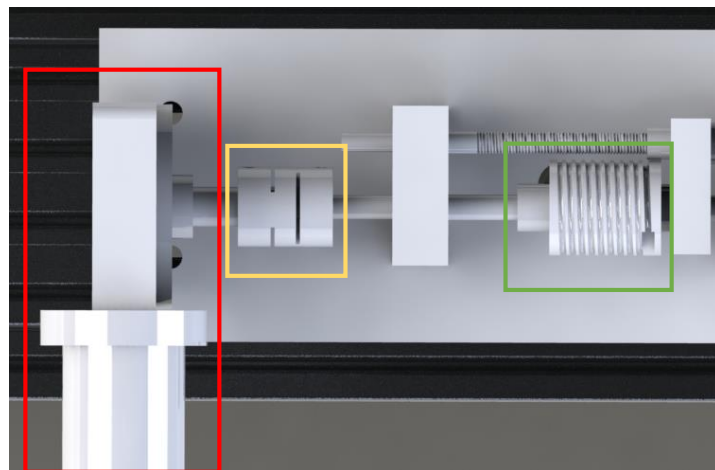


Figura 27 - Representação do subsistema de movimentação do carro

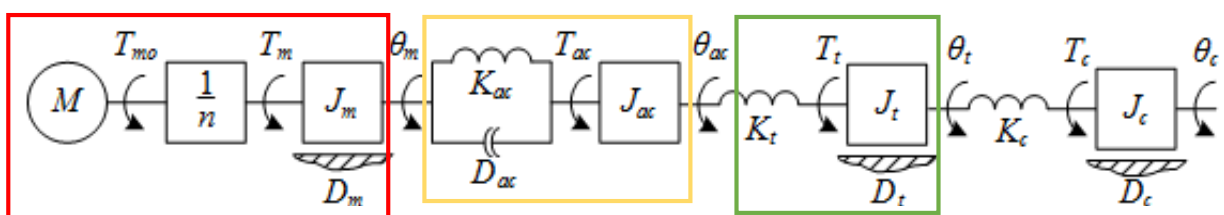


Figura 28 - Modelo físico do sistema de movimentação do carro

No modelo apresentado, além das propriedades dos componentes já definidas, estão consideradas as possíveis influências do atrito no motorreductor (D_m), do amortecimento no acoplamento (D_{ac}) e da rigidez do tambor (K_t). Estão também representados o binário gerado pelo motor (T_{mo}) e transmitido a cada componente: ao motorreductor (T_m), ao acoplamento (T_{ac}), ao tambor (T_t) e ao carro (T_c); bem como os respetivos deslocamentos angulares: do motorreductor (θ_m), do acoplamento (θ_{ac}), do tambor (θ_t) e do carro (θ_c).

Neste modelo foi já tido em conta que o motorreductor, apesar de ser composto por um motor e um reductor, é um só componente, facilitando assim a utilização dos dados fornecidos pelo fabricante. Neste componente foi também colocada a redução antes da inércia, uma vez que os dados fornecidos pelo fabricante dizem respeito ao veio de saída do motorreductor.

No entanto, o modelo apresenta ainda bastante complexidade, facto que iria causar uma maior demora na resposta do *software* de controlo do sistema, havendo também algumas características de componentes às quais não foi possível ter acesso. Assim foi necessária a realização de algumas simplificações.

Quanto ao motorreductor, como já foi abordado no capítulo anterior, o atrito existente neste componente (D_m), principalmente no contacto entre o parafuso sem fim e a roda de coroa, é uma realidade e não pode ser desprezado pois é bastante significativo. No entanto, este binário de perdas estará englobado no rendimento do conjunto (η), que é fornecido pelo fabricante. Analisando criteriosamente o problema associado às perdas de binário por atrito pode afirmar-se que estas não são constantes com a velocidade, mas sim variáveis e, portanto, o rendimento também o seria. Porém, uma vez que não existem dados concretos sobre a relação entre a variação de velocidade e a variação do coeficiente de atrito ou do rendimento, o rendimento vai ser tido como constante, tendo em consciência que isto trará um erro associado.

No que diz respeito à rigidez associada aos componentes, apenas serão considerados o acoplamento (K_{ac}) e o cabo (K_c), uma vez que estes têm valores manifestamente reduzidos de rigidez. Os restantes componentes, embora não tenham sido apresentados valores para a rigidez, devido à sua dimensão e morfologia, apresentam uma rigidez muito superior, sendo assim admitido que são totalmente rígidos. Tendo em conta a reduzida velocidade de rotação, o amortecimento no acoplamento será desprezado.

Além da influência das inércias dos componentes e da rigidez torsional dos mesmos, o modelo simplificado contemplará também as perdas de binário por atrito no tambor (D_t) e no carro (D_c). Este atrito encontra-se nos dois rolamentos angulares que suportam o tambor e nos rolamentos lineares que fazem o guiamento do carro.

Por fim a inércia do acoplamento será concentrada, ficando metade anexada ao motorreductor (J_m) enquanto a outra metade estará englobada na inércia do tambor (J_t), obtendo-se assim os valores de inércia presentes na Tabela 7.

Tabela 7 - Resumo dos valores de inércia do motorreductor e do tambor para o modelo simplificado

Propriedade	Símbolo	Valor	Unidade
Inércia do motorreductor com meio acoplamento	J_m	2,230	kgm ²

Inércia do tambor com meio acoplamento	J_t	$1,1621 \times 10^{-3}$	kgm^2
---	-------	-------------------------	----------------

Assim, o modelo simplificado está representado na Figura 29.

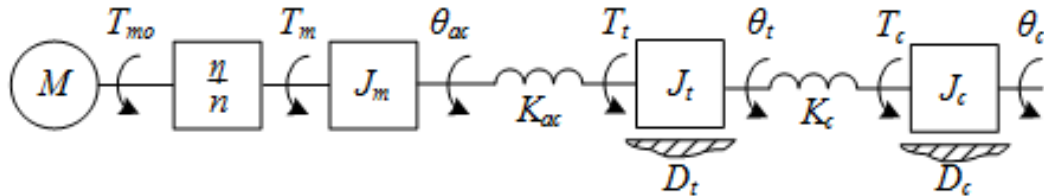


Figura 29 - Modelo simplificado do sistema de movimentação do carro

Este modelo pode ser traduzido no sistema de equações 4.12.

$$\begin{cases} T_m = T_{mo} n \eta \\ T_m = J_m \ddot{\theta}_{ac} + K_{ac}(\theta_{ac} - \theta_t) \\ K_{ac}(\theta_{ac} - \theta_t) = J_t \ddot{\theta}_t + D_t \dot{\theta}_t + K_c(\theta_t - \theta_c) \\ K_c(\theta_t - \theta_c) = J_c \ddot{\theta}_c + D_c \dot{\theta}_c \end{cases} \quad 4.12$$

4.3 Controlo do sistema

Nesta secção será exposto detalhadamente o projeto dos controladores usados bem como a análise da sua discretização e comportamento. Será também realizada uma análise comparativa do comportamento dos controladores em situações de carga do carro variadas, nomeadamente na situação de este transportar a bigorna com a massa máxima e na situação de não transportar a bigorna. No desenvolvimento do trabalho apresentado neste capítulo foi utilizado o *MatLab® Simulink®* que, como foi abordado numa fase inicial do capítulo, permite a modelação de sistemas, projeto de controladores e simulação do seu funcionamento.

A utilização de um redutor leva a que as variações inerciais (causadas por alterações da carga), quando referidas ao motor, surjam divididas pelo quadrado do fator de redução, que no caso em estudo se pode considerar elevado. Assim, o efeito da variação de carga pode considerar-se reduzido, pelo que é possível a utilização de controladores de ganhos fixos. Com isto, os controladores utilizados serão da família dos PID, sendo esta uma categoria de controladores largamente utilizada, em aplicações muito variadas. Os controladores da família PID aplicam ações proporcional, integral e derivativa ao sinal de erro entre a referência e o valor da realimentação da variável de controlo [11].

Para a seleção da variável de controlo do sistema é necessário fazer novamente uma breve análise ao seu funcionamento. Como foi explicado na secção 3.1, o funcionamento da máquina pode dividir-se em quatro ações sequenciais, às quais se junta uma ação de inicialização. Destas ações, a de posicionamento do carro, que antecede a libertação da bigorna, exige controlo em posição, de modo a garantir a colocação a bigorna à altura desejada. Assim, será necessário desenvolver um controlador de posição para garantir o cumprimento desta tarefa. A possibilidade de realização do controlo manualmente também fará uso do controlo em posição, procedendo a pequenos incrementos da posição de referência, durante a atuação dos respetivos botões.

As ações de inicialização, de recolha do impactador e de verificação da posição de impacto, uma vez que não é conhecida a posição para a qual o carro se deve deslocar, serão controladas em velocidade. A ação de libertação da bigorna não tem influência no controlo deste sistema.

Assim, nesta secção serão apresentadas as várias etapas de projeto de dois controladores: o de velocidade e o de posição.

4.3.1 Controlador de velocidade

Para o controlo de velocidade as exigências são reduzidas. Espera-se apenas que este siga a referência de velocidade, podendo apresentar erro em regime permanente a solicitações em degrau reduzido. Assim, dentro da família de controladores PID foi escolhido o controlador proporcional (P) por ser a solução menos complexa (Figura 30).

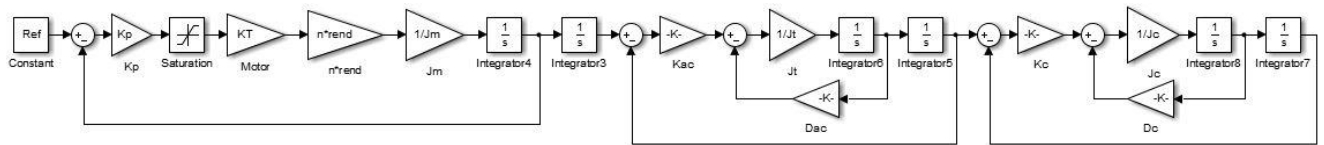


Figura 30 - Diagrama de blocos do controlador proporcional de velocidade

Nas ações em que será utilizado o controlo de velocidade, é pretendido que a máquina execute um movimento com uma velocidade constante. Desta forma, a referência fornecida ao sistema será uma solicitação em degrau com a amplitude correspondente à velocidade desejada para o carro.

Uma vez que na modelação de um sistema o *software* não possui dados sobre os limites de funcionamento dos componentes, pode ocorrer que este sobrecarregue os componentes, mais especificamente, que forneça corrente em excesso ao motor, podendo assim danificá-lo. Para evitar este dano, é comum fazer-se uso de saturações que impedem o incremento do sinal para além de um limite predefinido. No caso em estudo foi colocado um saturador para impedir que seja fornecida corrente em excesso ao motorreductor.

A solução apresentada para o controlador pode ser traduzida pela equação 4.13, na qual é apresentada a relação entre a variável de referência (ω_r) e a variável que se deseja controlar (velocidade angular – ω). De referir que no caso em estudo, embora a variável que se deseja controlar seja a velocidade linear do carro, devido à posição do *encoder*, a variável que será controlada é a velocidade angular à saída do motorreductor.

$$\omega = \left((\omega_r - \omega) \frac{K_p K_T n \eta}{J_m s^2} \right) \quad 4.13$$

A partir desta equação pode chegar-se à função de transferência em malha fechada do sistema controlado, que está apresentada na equação 4.14

$$FTMF = \frac{\omega}{\omega_r} = \frac{\frac{K_p K_T n \eta}{J_m}}{s + \frac{K_p K_T n \eta}{J_m}} \quad 4.14$$

Assim, tem-se um sistema controlado de tipo 0 e de primeira ordem. Para o cálculo do ganho proporcional do controlador vai ser utilizado o método de colocação de polos. Com este método podem obter-se os ganhos do controlador em função dos polos desejados para o sistema. Neste caso, o polo será colocados a $\omega_n = 80$ rad/s que é um valor comumente utilizado em sistemas de controlo mecânicos.

$$(s + \omega_n) = 0 \quad 4.15$$

Fazendo a analogia entre a equação 4.15 e o denominador da equação 4.14 retira-se:

$$\omega_n = \frac{K_p K_T n \eta}{J_m} \quad 4.16$$

Assim, utilizando os valores já avançados para as variáveis, que estão presentes em 4.17, pode chegar-se ao valor do ganho proporcional do controlador em 4.18.

$$\left\{ \begin{array}{l} \omega_n = 80 \text{ rad/s} \\ K_T = 0,16 \text{ Nm/A} \\ n = 30 \\ \eta = 0,66 \\ J_m = 2,230 \text{ kgm}^2 \end{array} \right. \quad 4.17$$

$$K_p = 56,313 \quad 4.18$$

Para a realização das simulações com vista ao ajuste do controlador de velocidade, foi fornecida ao sistema uma referência de velocidade em degrau de valor igual ao valor máximo permitido pelo sistema.

Por uma questão de maior simplicidade na comparação do comportamento do sistema controlado e do elemento terminal, a velocidade do carro será representada como a sua equivalente velocidade angular.

Uma vez que a velocidade máxima à saída do redutor é de 50 rpm e não existem reduções posteriores, a velocidade angular equivalente máxima do carro é de 50 rpm ou 5,236 rad/s. Tendo em conta que o raio do tambor é de 30 mm, a velocidade linear máxima do carro é de 0,157 m/s.

Assim, foi simulado o comportamento do sistema modelado, à solicitação previamente apresentada (Figura 31). Verifica-se que a resposta em velocidade do motorreductor evolui linearmente no sentido de atingir a velocidade de referência e posteriormente estabiliza nesse valor.

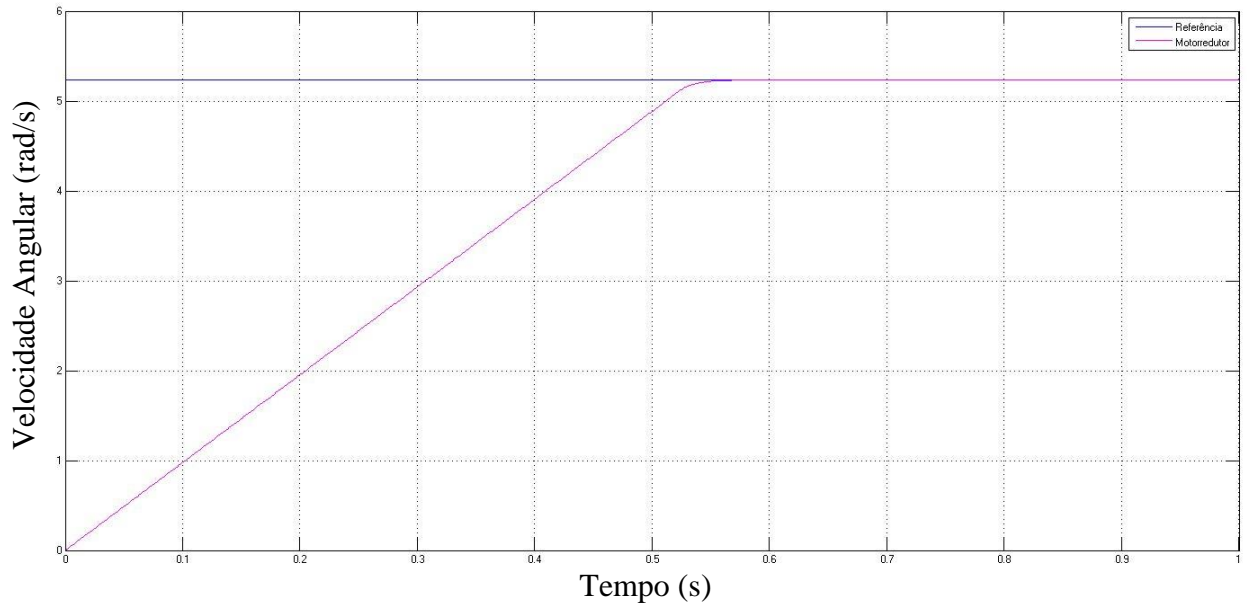


Figura 31 - Resposta em velocidade do motorreductor a solicitação em degrau de velocidade

Da simulação foi também retirado o erro entre a referência de velocidade e o valor de velocidade do motorreductor (Figura 32). Pode assim observar-se que o comportamento não apresenta sobre-elongação nem oscilações, podendo ser considerado bastante satisfatório. No entanto, esta resposta não corresponde ao órgão terminal, mas sim ao elemento do qual é feita a realimentação de estado, justificando assim o bom comportamento apresentado.

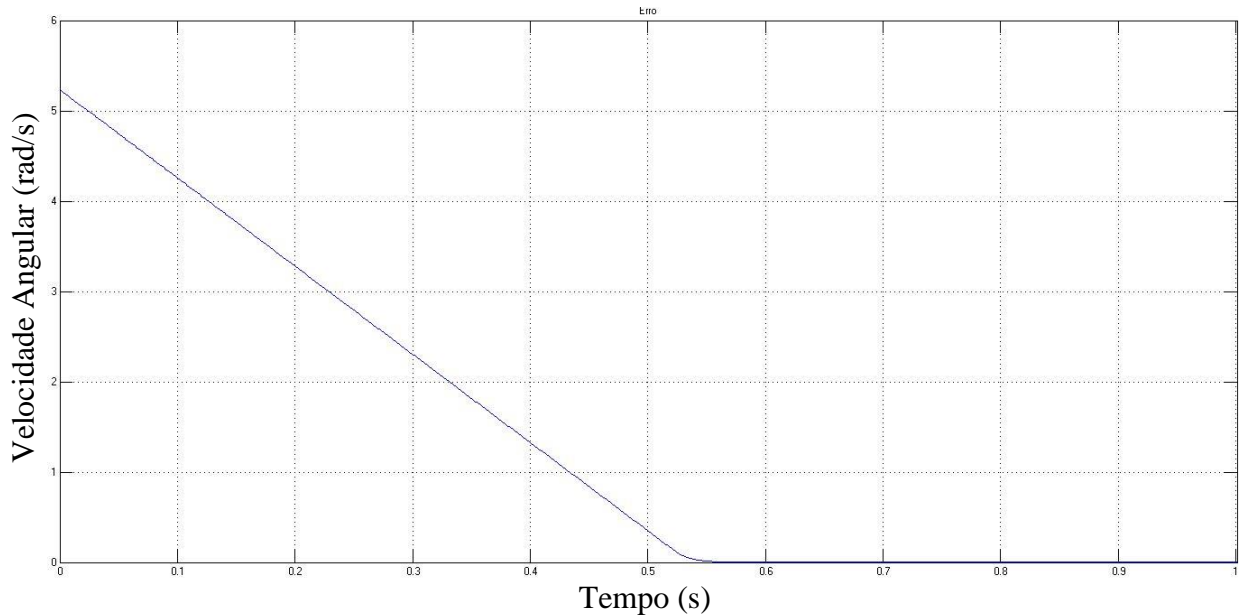


Figura 32 - Erro de resposta em velocidade do motorreductor a solicitação em degrau de velocidade

Com a realimentação a partir do motorreductor, o controlador deixa de “ver” o comportamento para a frente desse componente. Assim, a sobre-elongação própria dos componentes menos rígidos não se fará sentir no controlador, evitando-se assim a instabilidade. Por outro lado, por não ter conhecimento do comportamento posterior ao motorreductor, o controlador vai permitir que haja oscilação no componente terminal devido à baixa rigidez apresentada. Neste sentido, de seguida são apresentadas simulações para observar e analisar a

resposta a jusante do motorreductor. De referir que estas simulações foram realizadas para a situação de máxima inércia do carro, sendo apresentada posteriormente uma comparação entre diferentes valores de inércia do carro.

Na resposta em velocidade do carro (Figura 33) pode verificar-se a existência da oscilação anteriormente prevista, sendo que, apesar da oscilação, a velocidade média após 0,55 segundos tem valor aproximadamente igual à referência. Na Figura 34 verifica-se que a oscilação em torno da velocidade de referência, após 0,6 segundos, mantém uma amplitude aproximadamente constante. Uma vez que a tendência da amplitude da oscilação aponta para a continuidade ou ligeira diminuição deste valor, fica provada a estabilidade do sistema.

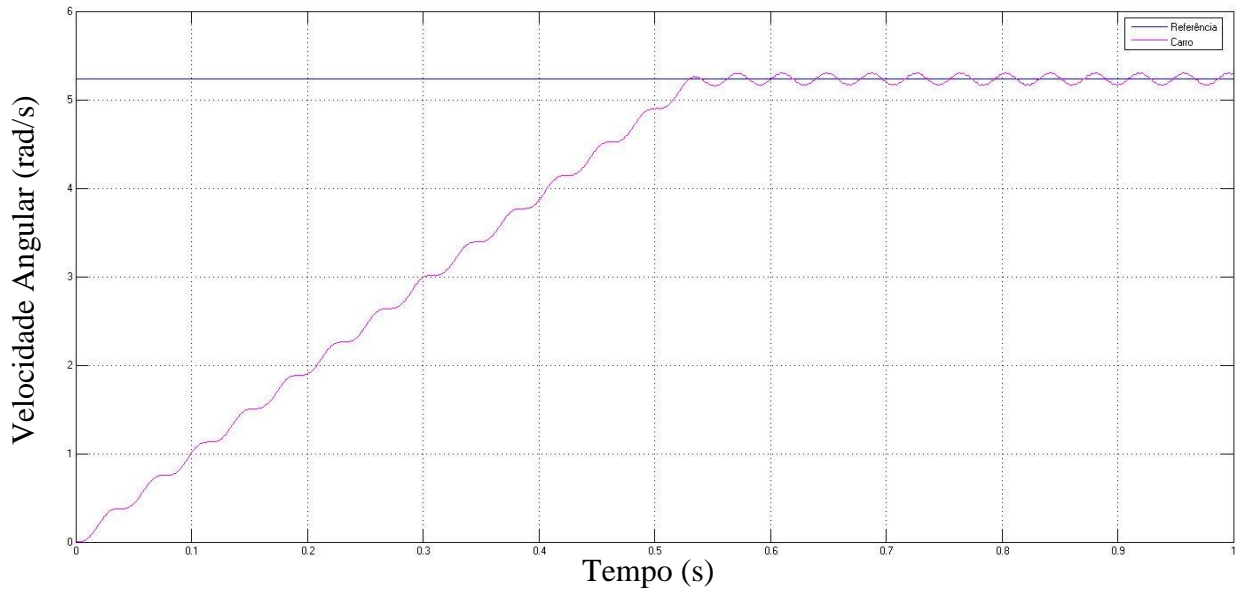


Figura 33 - Resposta em velocidade do carro a solicitação em degrau de velocidade

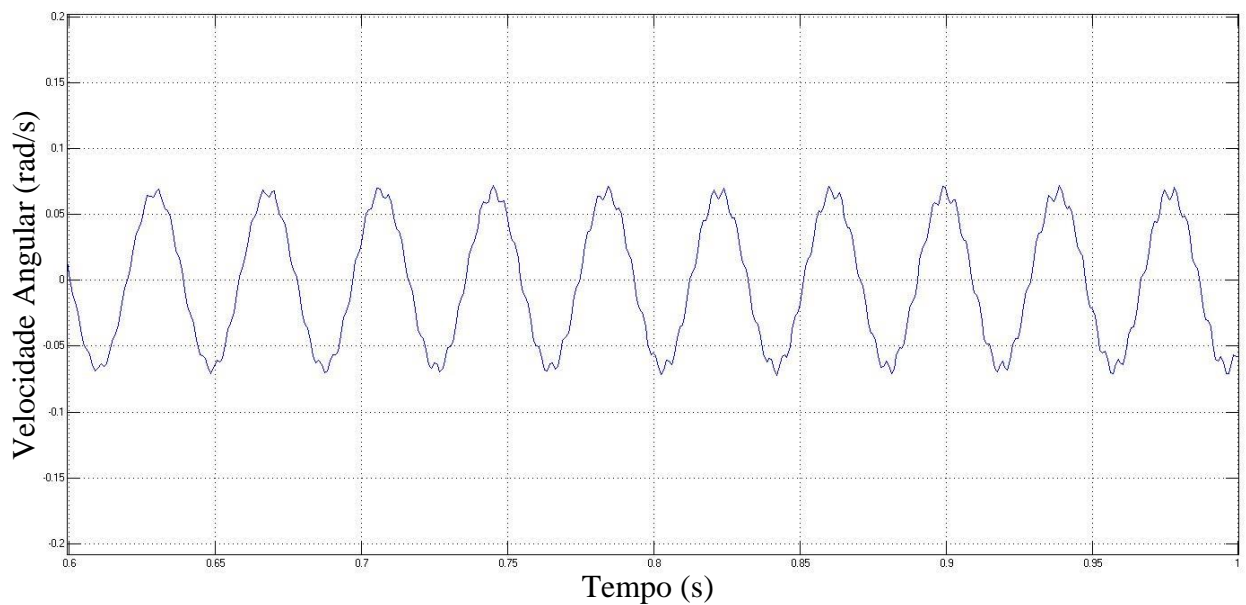


Figura 34 - Erro de resposta em velocidade do carro a solicitação em degrau de velocidade

Nesta simulação pode verificar-se que a oscilação da velocidade do carro em torno do valor de referência tem um valor aproximado de 0,075 rad/s, que multiplicado pelo raio do tambor ($r = 30$ mm) corresponde a um erro de velocidade linear do carro de 2,25 mm/s. Tendo

mais uma vez em conta a reduzida exigência para o controlo em velocidade, o erro obtido pode considerar-se aceitável, ficando assim o controlador validado para estas condições.

Assim, falta verificar o comportamento do órgão terminal em função da variação de carga. Para isso foi realizada a comparação da resposta em velocidade do carro, a uma solicitação em degrau, para as duas situações extremas de inércia: situação de menor inércia em que apenas é necessário suportar a massa do carro e situação de inércia máxima, para a qual, à massa do carro se soma a massa máxima da bigorna (Figura 35).

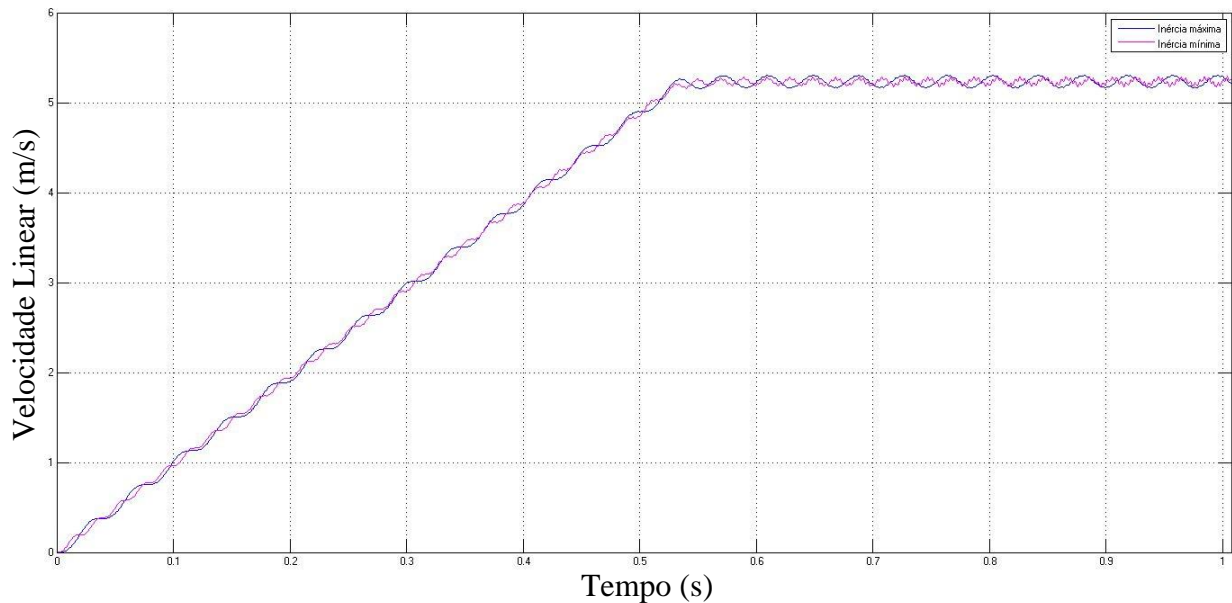


Figura 35 - Resposta em velocidade do carro em situações extremas de inércia

Nestas condições, verifica-se que mesmo apenas transportando o seu próprio peso, o carro continua a apresentar oscilação de velocidade, embora a amplitude desta oscilação seja inferior. Como foi explicado anteriormente a diminuição da inércia leva ao aumento da frequência natural e esse facto também pode ser observado no gráfico, pelo facto de a frequência de oscilação entre as duas respostas ser diferente. Assim, verifica-se a premissa da influência da inércia do carro na resposta deste e, tal como no caso da inércia máxima, para a situação de transporte exclusivo do carro, considera-se a oscilação aceitável.

Uma vez que o comportamento do sistema é aceitável o ajuste do ganho do controlador proporcional não se revela necessário.

Nas simulações apresentadas, foi considerado que a comunicação entre os componentes é realizada em tempo contínuo. No entanto, a comunicação entre o computador e o driver do motor e o *encoder*, apesar de ser realizada com elevada frequência, é em tempo discreto. Assim será necessário discretizar o sistema por forma a verificar o seu funcionamento numa situação mais realista.

Neste caso, o período de amostragem desejado é de $T_s = 0,001$ s, que é um valor usual em sistemas de controlo de velocidade e posição. Fazendo uso da discretização de *Tustin* [22], tem-se que a frequência de amostragem (ω_s) pode ser traduzida por:

$$f_s = \frac{1}{T_s} = 1000 \text{ Hz} \quad 4.19$$

$$\omega_s = 2 \times \pi \times f_s = 6280 \text{ rad/s} \quad 4.20$$

Sendo a frequência de Nyquist:

$$\omega_N = \frac{\omega_s}{2} = 3140 \text{ rad/s} \quad 4.21$$

Assim, o sistema pode ser discretizado fazendo uso de retentores de ordem zero que permitem reter os valores amostrados entre duas amostragens consecutivas. Estes retentores serão utilizados quer no sinal que vai para o motor quer no sinal de realimentação proveniente do *encoder*. Na Figura 36 é apenas apresentado o sistema até ao motorreductor, sendo a restante parte idêntica ao sistema para controlo de velocidade em tempo contínuo visto anteriormente.

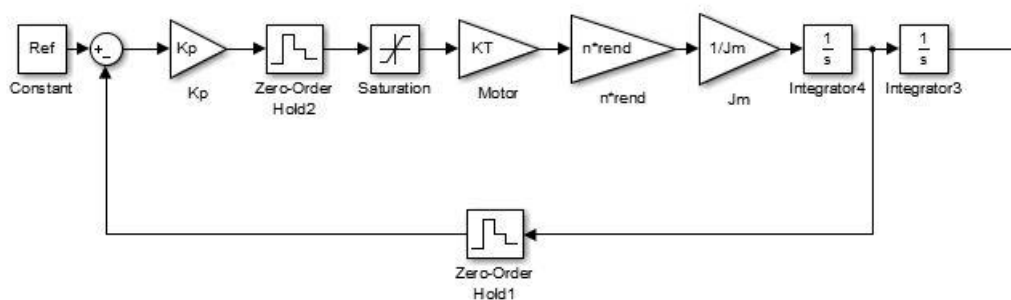


Figura 36 - Modelo de controlador de velocidade em tempo discreto

Da simulação do controlo em tempo discreto (Figura 37) pode retirar-se que o tempo de amostragem escolhido é adequado, uma vez que não é perceptível influência da discretização na resposta.

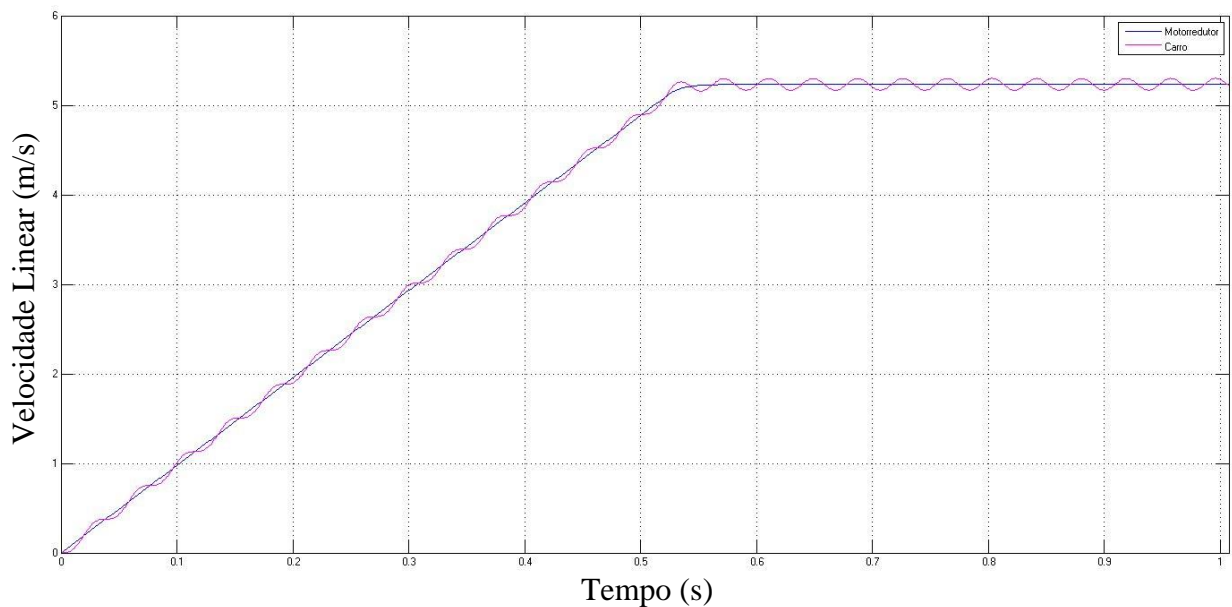


Figura 37 - Resposta em velocidade do motorreductor e do carro com controlo em tempo discreto

4.3.2 Controlador de posição

Em contraponto com o controlo de velocidade, no controlo de posição é requerida maior precisão e erro nulo em regime permanente. Assim, tendo em conta que o sistema é do tipo 0, querendo isto dizer que o sistema não apresenta erro nulo em regime permanente em resposta ao degrau, é necessário aumentar o tipo do sistema controlado introduzindo uma ação integral no controlador. Desta forma o controlador utilizado será um controlador com ação proporcional e integral (PI) que permite o incremento do tipo de sistema para tipo 1 e assim anula-se o erro teórico em regime permanente.

A introdução de um saturador no sistema de modo a limitar a corrente fornecida ao motor, explicada para o controlo de velocidade, é, também para este controlo, indispensável. Ao contrário do controlo de velocidade em que não havia ação integral do controlador, no controlo de posição pode ocorrer o problema do *Windup* do integrador. Este efeito deve-se à coexistência de um saturador precedido de uma ação integral e é causado pela impossibilidade de o sistema acompanhar a evolução da referência devido ao limite da saturação, causando o aumento do valor do erro. Este aumento leva a que o integrador seja saturado com valores muito elevados de erro levando a instabilidade do sistema. A solução para este problema consiste na aplicação de uma malha de anti-saturação, *Anti-Windup* (Figura 38).

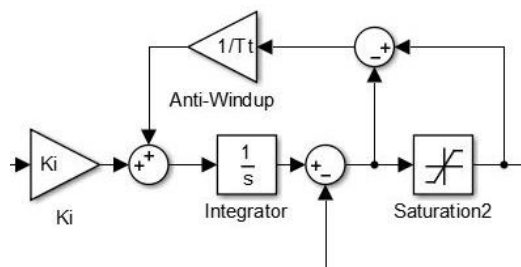


Figura 38 - Diagrama de blocos de malha anti-saturação (*Anti-Windup*)

Esta malha faz a correção do valor de erro da ação integral, utilizando para isso a diferença entre a ação de controlo antes e depois do saturador, atenuada por um ganho $1/T_i$, em que T_i é uma constante de tempo com valor aproximado a T_i e em que este corresponde à razão K_p/K_i . Com este método, o sistema apresenta um comportamento normal enquanto não há saturação mas, quando o erro cresce e o saturador limita a ação de controlo, a realimentação minimiza o erro, fazendo o *reset* do integrador, de maneira a que a saída do controlador seja a mesma do limite de saturação [23].

No projeto e simulação deste controlador será novamente tido em conta que a realimentação de estado, neste caso de posição, é feita pelo *encoder* que está incorporado no motorreductor. Assim, o modelo utilizado para o controlo do sistema contempla a realimentação a partir da posição à saída do motorreductor (Figura 39).

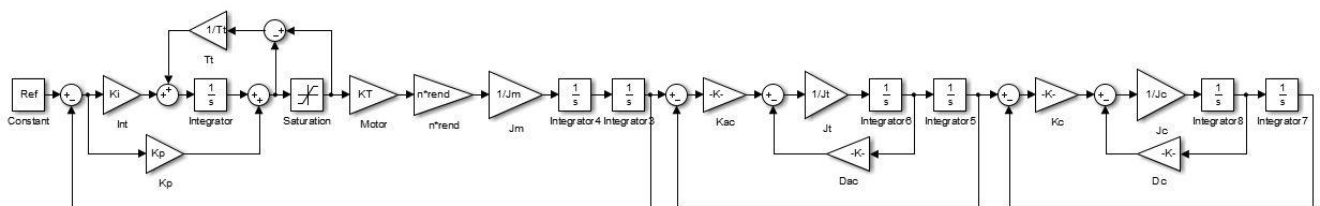


Figura 39 - Diagrama de blocos do sistema a controlar com realimentação de posição do motorreductor

Assim, a solução apresentada para o controlador pode ser traduzida pela equação 4.22.

$$\theta = (\theta_r - \theta) \frac{K_i K_T n \eta}{J_m s^3} + (\theta_r - \theta) \frac{K_p K_T n \eta}{J_m s^2} \quad 4.22$$

A partir desta equação pode chegar-se à função de transferência em malha fechada do sistema controlado, que está apresentada na equação 4.23.

$$FTMF = \frac{\omega}{\omega_r} = \frac{s \frac{K_p K_T n \eta}{J_m} + \frac{K_i K_T n \eta}{J_m}}{s^3 + s \frac{K_p K_T n \eta}{J_m} + \frac{K_i K_T n \eta}{J_m}} \quad 4.23$$

Assim, tem-se um sistema controlado de tipo 1 e de terceira ordem. Será usado novamente o método de colocação de polos para o cálculo dos ganhos do controlador, usando também o mesmo valor para a frequência a que vão ser colocados os polos ($\omega_n = 80$ rad/s). Tem-se então:

$$(s + \omega_n)^3 = s^3 + 3s^2 \omega_n + 3s \omega_n^2 + \omega_n^3 \quad 4.24$$

Fazendo a analogia entre a equação 4.24 e o denominador da equação 4.23 retira-se:

$$\begin{cases} \omega_n^3 = \frac{K_i K_T n \eta}{J_m} \\ 3\omega_n^2 = \frac{K_p K_T n \eta}{J_m} \end{cases} \quad 4.25$$

Assim, utilizando os valores já avançados para as variáveis, que estão presentes em 4.26, pode chegar-se aos valores dos ganhos proporcional e integral do controlador em 4.27.

$$\begin{cases} \omega_n = 80 \text{ rad/s} \\ K_T = 0,16 \text{ Nm/A} \\ n = 30 \\ \eta = 0,66 \\ J_m = 2,230 \text{ kgm}^2 \end{cases} \quad 4.26$$

$$\begin{cases} K_i = 360404 \\ K_p = 13515,15 \end{cases} \quad 4.27$$

Como foi visto anteriormente, devido à baixa rigidez do sistema o carro apresenta um movimento oscilatório quando sujeito a alguma solicitação. Uma vez que é desejado que o controlo em posição seja o mais preciso possível, não seria muito adequado aplicar uma solicitação brusca de posição, porque isso levaria a uma oscilação mais agravada. Assim, seria necessário que a solicitação fosse o mais suave possível.

A referência dada ao sistema foi então um sinal com um perfil de velocidade sinusoidal, o qual permite uma evolução suave do deslocamento e da velocidade, minorando assim as oscilações que se fariam sentir na resposta do sistema, caso a solicitação fosse mais dinâmica, como por exemplo, uma solicitação em degrau.

Para efeitos de simulação, a solicitação utilizada foi no sentido do carro realizar o deslocamento máximo de 1,27 m, como foi mostrado na secção 3.2, em 8 segundos (Figura 40). Apesar de com este sinal o sistema exceder a velocidade máxima, o interesse é testar o

comportamento do sistema em todas as situações, pelo que, caso o seu comportamento seja aceitável com esta solicitação, terá também uma boa resposta nas situações reais.

Por uma questão de maior simplicidade na comparação do comportamento do sistema controlado e do elemento terminal, o deslocamento do carro será representado usando o seu equivalente deslocamento angular.

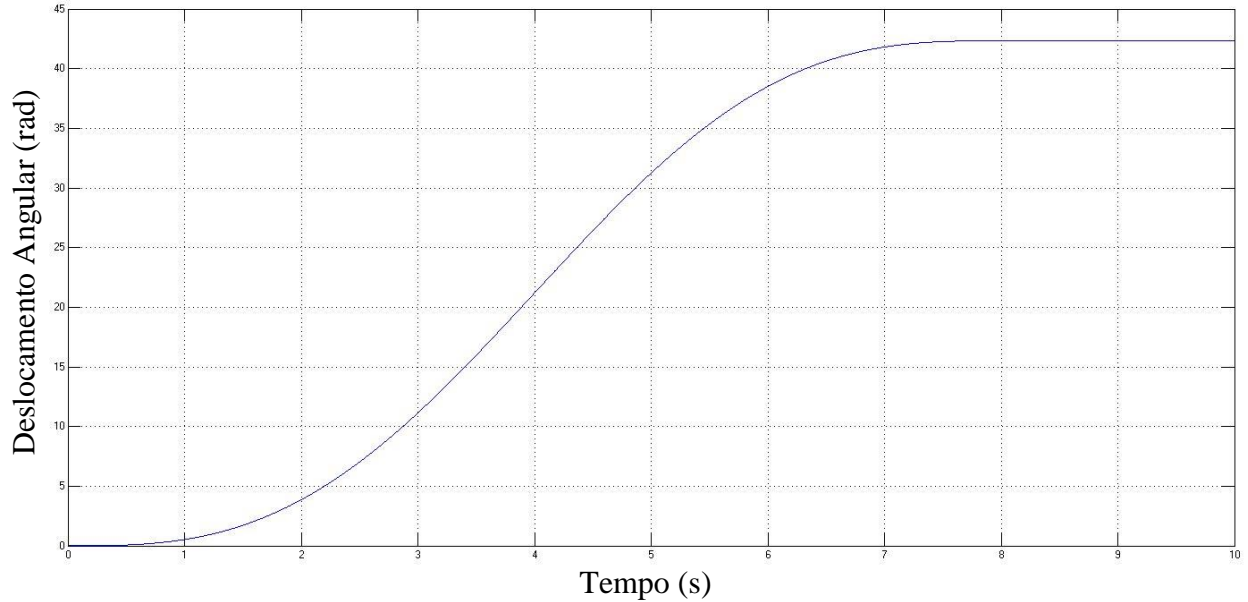


Figura 40 - Referência de deslocamento para controlo de posição

Assim, foi simulado o comportamento do sistema modelado, à solicitação previamente apresentada (Figura 41). Pode verificar-se que a resposta em deslocamento do motorreductor apresenta um comportamento muito próximo do sinal de referência, motivo pelo qual as linhas correspondentes a cada um destes sinais se apresentam praticamente sobrepostas.

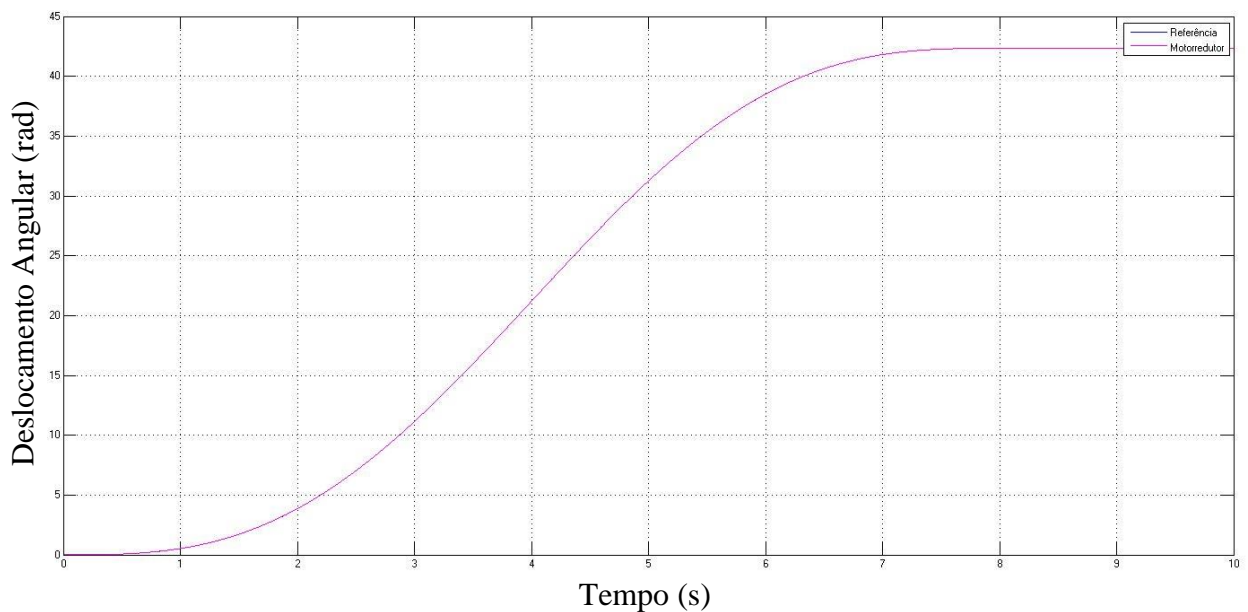


Figura 41 - Resposta em deslocamento do motorreductor a referência sinusoidal

Foi também analisado o erro entre a resposta do motorreductor e a referência (Figura 42). Neste gráfico é possível observar que o motorreductor apresenta erro de posicionamento

mesmo após a estabilização da referência, que ocorre aos 8 segundos. Uma vez que esta análise diz respeito exclusivamente ao motorreductor, e tendo em conta que este componente foi considerado infinitamente rígido, a oscilação do posicionamento após a estabilização da referência pode indicar que o controlador não é o mais adequado e, portanto, necessita de ajustes.

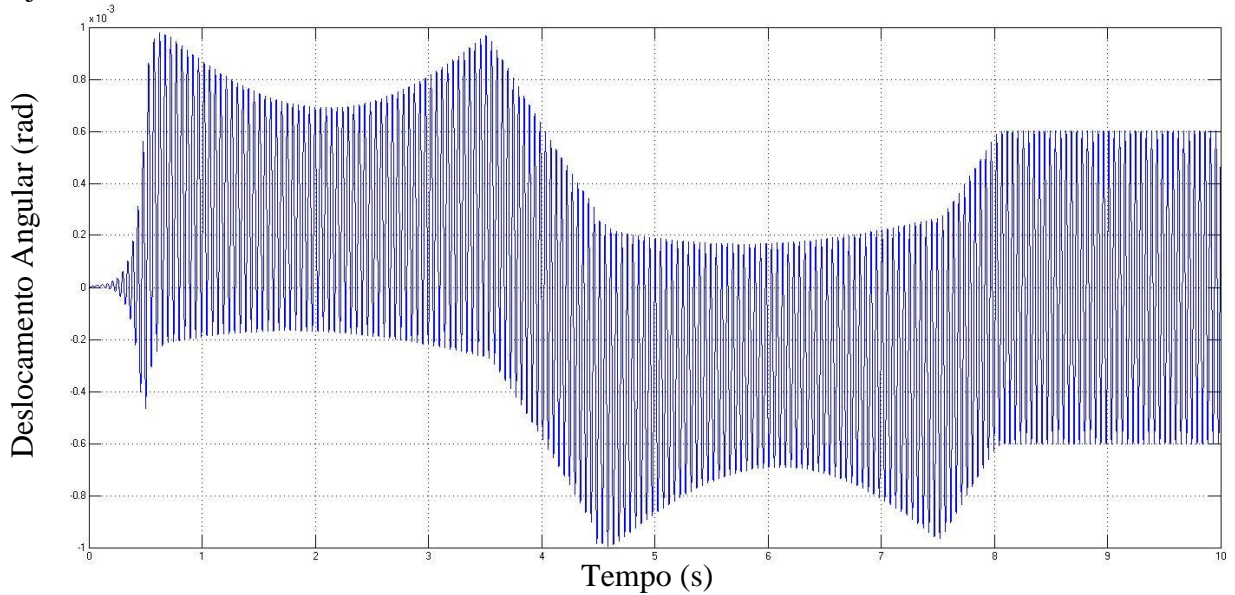


Figura 42 - Erro de resposta em deslocamento do motorreductor a referência sinusoidal

Deste modo, foi realizado um ajuste iterativo dos ganhos do controlador de modo a verificar que valores garantiriam um melhor comportamento do motorreductor.

Para começar foi diminuído o ganho integral (K_i) em 100 vezes ficando assim $K_i = 3604,04$. O erro da resposta do motorreductor está representado na Figura 43.

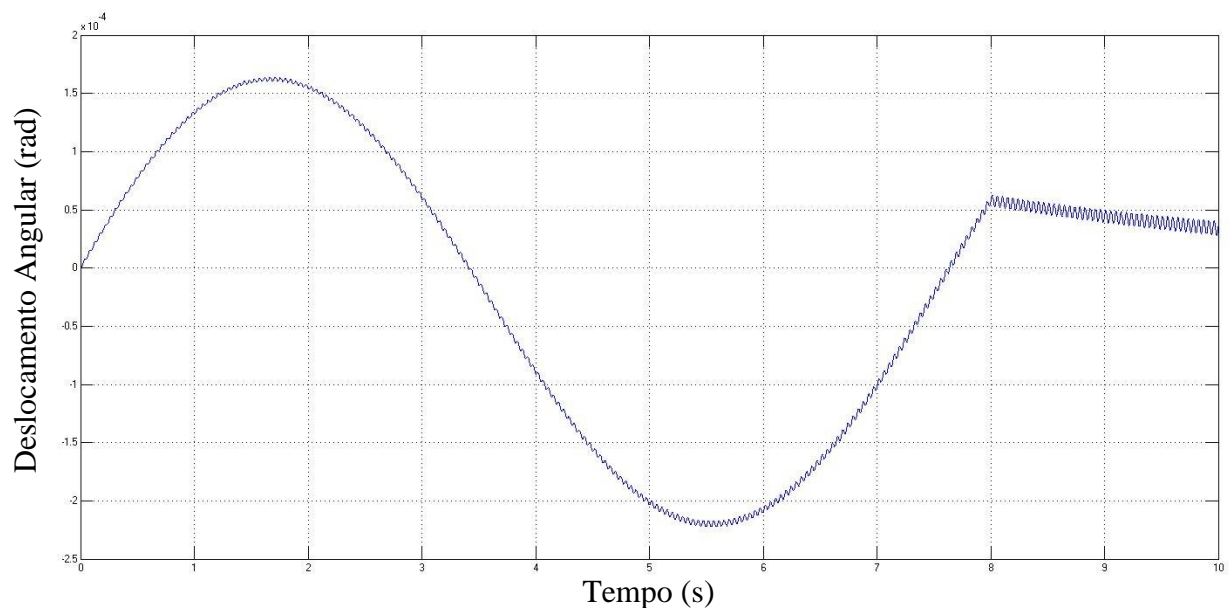


Figura 43 - Erro de resposta em deslocamento do motorreductor com $K_i = 3604,04$

Com a diminuição do ganho integral, verifica-se que existe uma melhoria significativa da oscilação do erro após a estabilização da referência. No entanto, verifica-se que após 10

segundos o erro ainda está a tender para o valor nulo, sendo assim necessário realizar uma nova iteração no ajuste dos ganhos do controlador.

Na segunda iteração, para além da redução do ganho integral (K_i) em 10 vezes relativamente à iteração anterior, foi também aumentado o ganho proporcional (K_p) em 10 vezes ficando-se, assim, com:

$$\begin{cases} K_i = 360,404 \\ K_p = 135151,5 \end{cases} \quad 4.28$$

Foi então realizada a simulação para estas condições estando o erro de deslocamento do motorreductor relativamente à referência representado na Figura 44.

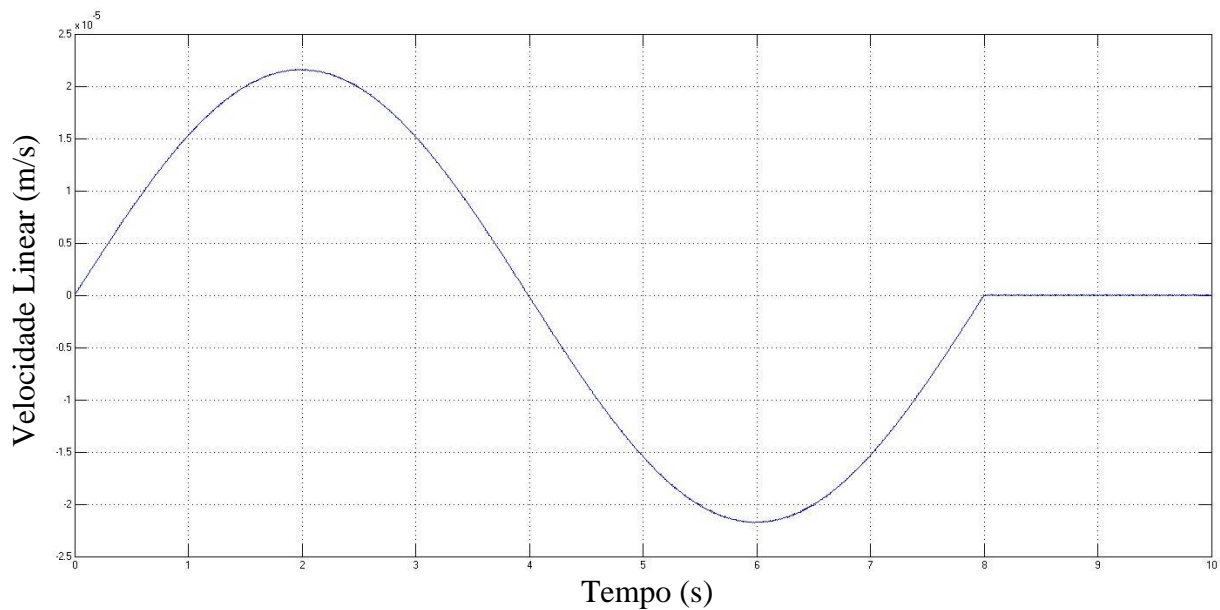


Figura 44 - Erro de resposta em deslocamento do motorreductor com $K_i = 360,404$ e $K_p = 135151,5$

Nesta figura verifica-se que com a alteração realizada nos ganhos do controlador foi possível reduzir o erro máximo de seguimento, facto que não é muito relevante uma vez que o desejado é posicionar o carro e não seguir uma trajetória. É também possível observar que o erro se anula ao mesmo tempo da estabilização da referência e que se obteve uma redução significativa do erro de posicionamento. O comportamento obtido pelo motorreductor com os ganhos testados nesta segunda iteração revela-se bastante satisfatório. Neste sentido, os ganhos a utilizar no controlo de posição, deste ponto em diante, serão estes últimos.

Como foi referido na secção respetiva ao controlo de velocidade, dado que a realimentação do sistema se faz a partir do motorreductor, o controlador deixa de “ver” o comportamento para a frente desse componente. Assim, no controlador não se farão sentir os efeitos das oscilações do carro devido a baixa rigidez, sendo o controlador incapaz de corrigir ou atenuar essa oscilação. Neste sentido, foram realizadas simulações para observar e analisar a resposta do carro, que é o elemento que se deseja posicionar. De referir que estas simulações foram realizadas para a situação de máxima inércia do carro, sendo apresentada posteriormente uma comparação entre os valores, máximo e mínimo, de inércia do carro.

Foi então executada a simulação do comportamento do carro à referência anteriormente apresentada e utilizando os ganhos do controlador já ajustados, estando a resposta representada na Figura 45. Verifica-se que a referência e a resposta do carro aparecem

sobrepostas, demonstrando-se assim que não existe atraso da segunda relativamente à primeira. No entanto, para uma análise mais conclusiva é necessário recorrer ao erro entre a referência e a resposta em deslocamento do carro.

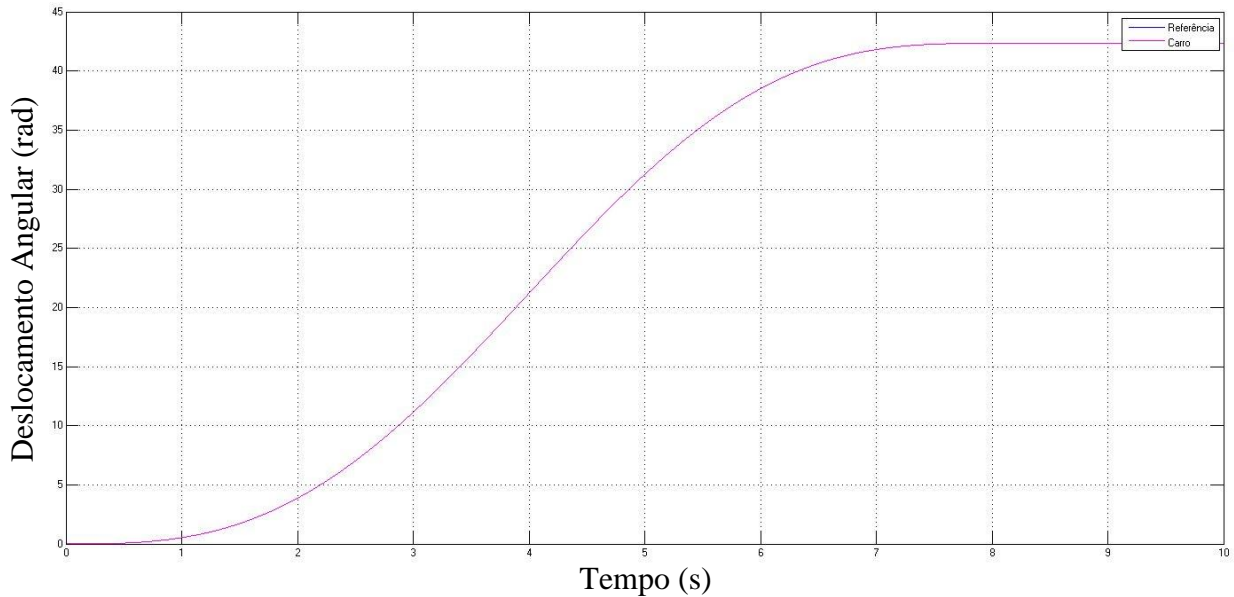


Figura 45 - Resposta em deslocamento do carro a solicitação sinusoidal

O erro da resposta previamente apresentada está representado na Figura 46. É possível observar neste gráfico que o erro tem oscilação de amplitude superior à verificada no motorreductor, facto que era espectável, sendo a restante morfologia da resposta idêntica. Assim, é necessário analisar em pormenor o erro de posicionamento do carro após a referência entrar em regime permanente.

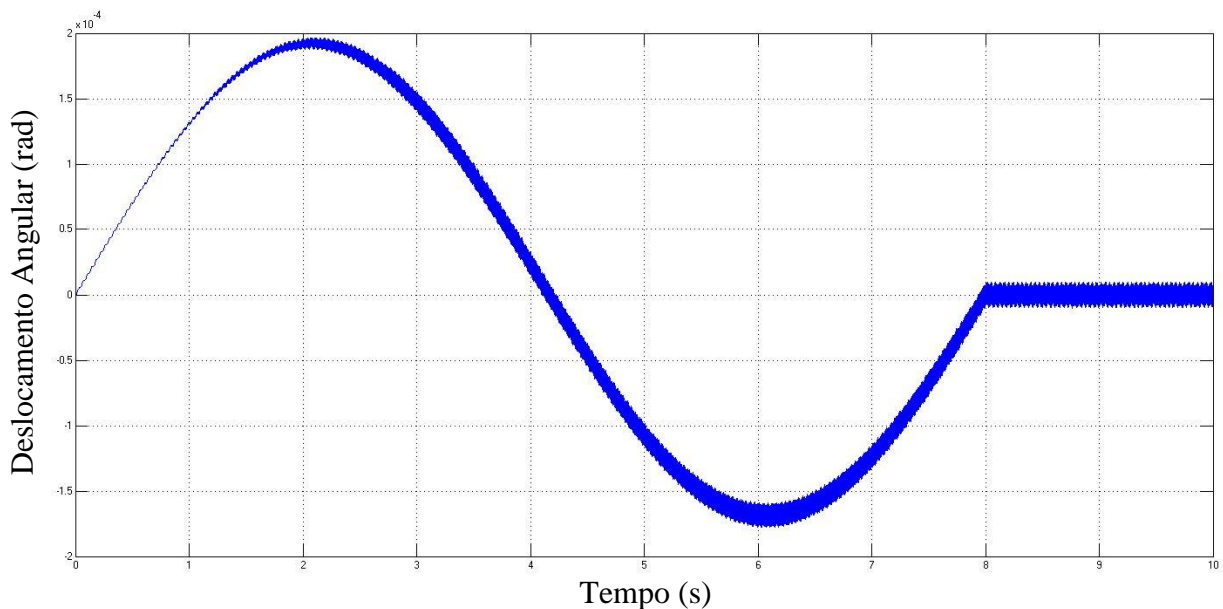


Figura 46 - Erro de resposta em deslocamento do carro com $K_i = 360,404$ e $K_p = 135151,5$

Na Figura 47 pode observar-se em mais detalhe o erro da resposta do carro face à referência, após a referência atingir o patamar correspondente à posição desejada. Pode então retirar-se da imagem que o erro médio em regime permanente é nulo, o que significa que o carro fica a oscilar em torno da posição final. O valor da amplitude da oscilação é de,

aproximadamente, 1×10^{-5} rad. Fazendo a conversão deste valor para deslocamento linear, através da multiplicação pelo raio do tambor, verifica-se que a amplitude de oscilação do carro em torno da posição de referência é de 3×10^{-7} m, o que corresponde a $0,3 \mu\text{m}$.

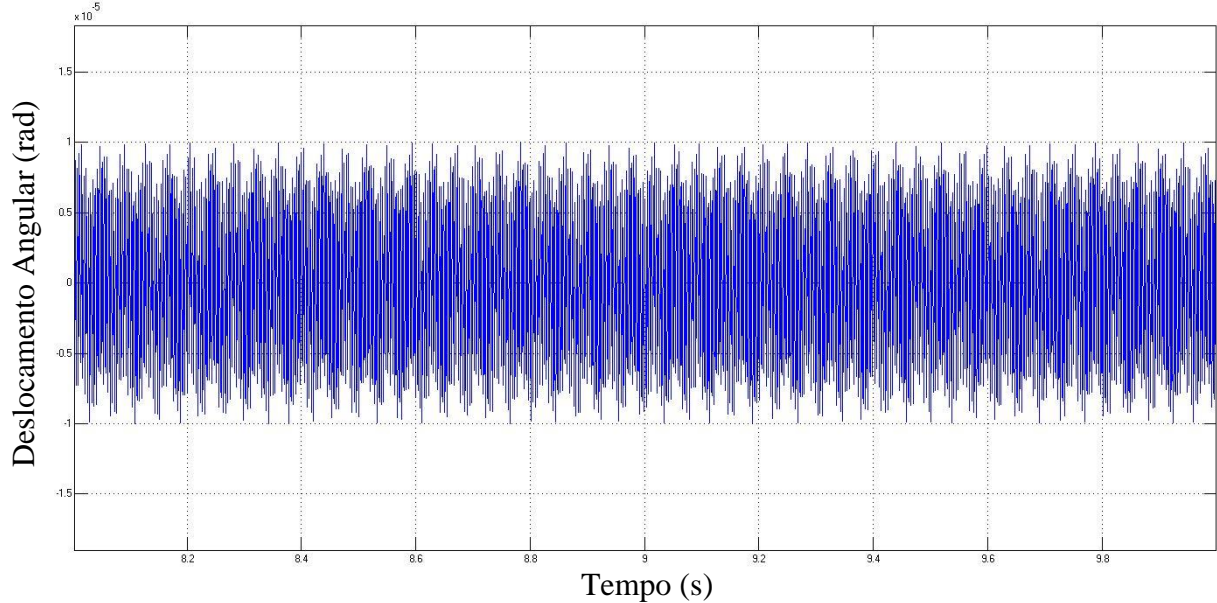


Figura 47 - Erro de resposta em deslocamento do carro com $K_i = 360,404$ e $K_p = 135151,5$

Por outro lado, a amplitude da oscilação não aparenta ter tendência a aumentar, motivo pelo qual se pode considerar o sistema estável. Assim, uma vez que a amplitude da oscilação é tão reduzida, pode considerar-se que o erro é desprezável e, uma vez a máquina concretizada, em termos visuais a oscilação será impercetível.

Como foi referido anteriormente, a variação da inércia do carro tem influência na resposta deste. Assim, foi realizada a simulação da resposta do carro em deslocamento, utilizando a mesma referência, para a situação de menor inércia, em que apenas é necessário deslocar a massa do carro. A Figura 48 corresponde ao erro do deslocamento do carro, na situação de inércia mínima, após a referência ter atingido o patamar da posição desejada.

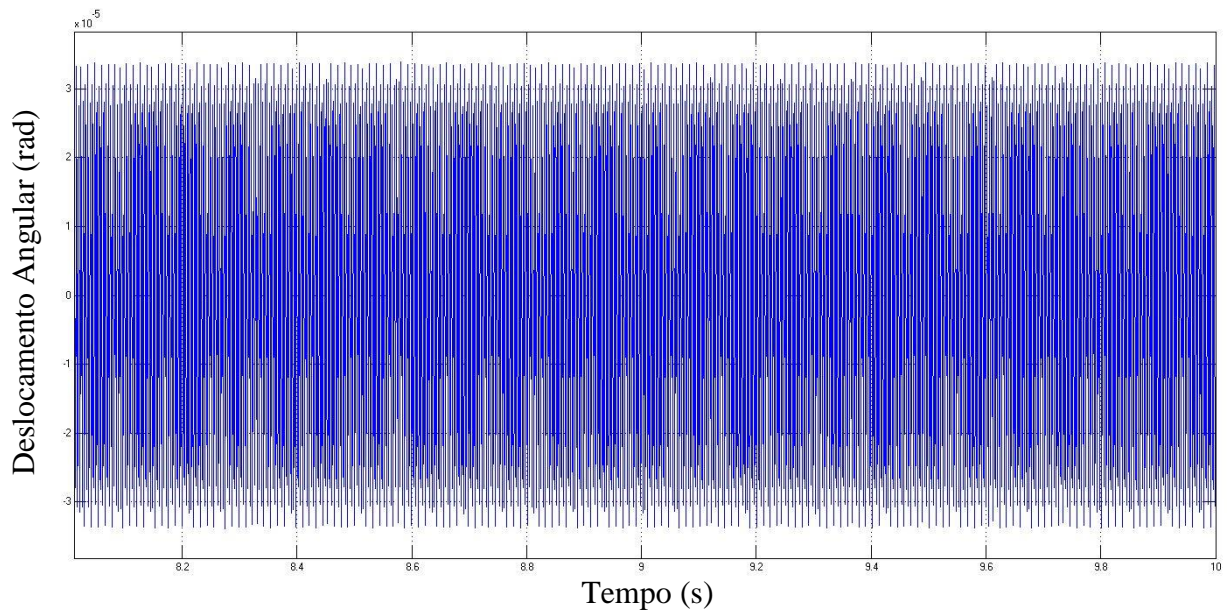


Figura 48 - Erro de resposta em deslocamento do carro na situação de inércia mínima

Em oposição ao que foi verificado no controlo de velocidade, no controlo de posição para a situação de menor inércia, a amplitude da oscilação é superior à situação de máxima inércia. De qualquer forma, a amplitude da oscilação do erro é ainda reduzida, sendo neste caso aproximadamente 3×10^{-5} rad, ou $0,9 \mu\text{m}$. Apesar de o erro ser superior, a sua dimensão é ainda muito reduzida, podendo-se assim considerar desprezável. Uma vez que o comportamento do sistema é aceitável o ajuste do ganho do controlador proporcional não se revela necessário.

Tal como foi explicado no controlo em velocidade, na realidade o sistema funciona em tempo discreto. Este facto leva a que, para efetuar uma simulação mais próxima da realidade, seja necessário a inclusão no modelo de retentores de ordem zero que fazem a amostragem dos sinais.

Assim, tal como no controlo em velocidade, o período de amostragem desejado é de $T_s = 0,001$ s, valor usual em sistemas de controlo de velocidade e posição. Fazendo uso da discretização de *Tustin* [22], tem-se que a frequência de amostragem (ω_s) pode ser traduzida por:

$$f_s = \frac{1}{T_s} = 1000 \text{ Hz} \quad 4.19$$

$$\omega_s = 2 \times \pi \times f_s = 6280 \text{ rad/s} \quad 4.20$$

Sendo a frequência de Nyquist:

$$\omega_N = \frac{\omega_s}{2} = 3140 \text{ rad/s} \quad 4.21$$

Assim, pode simular-se o comportamento do sistema tendo em conta o aspeto anteriormente referido da discretização dos sinais por parte dos componentes eletrónicos (Figura 49). No gráfico pode observar-se que a resposta em deslocamento do carro se sobrepõe à referência, podendo então inferir-se que a discretização não afeta o comportamento deste sistema.

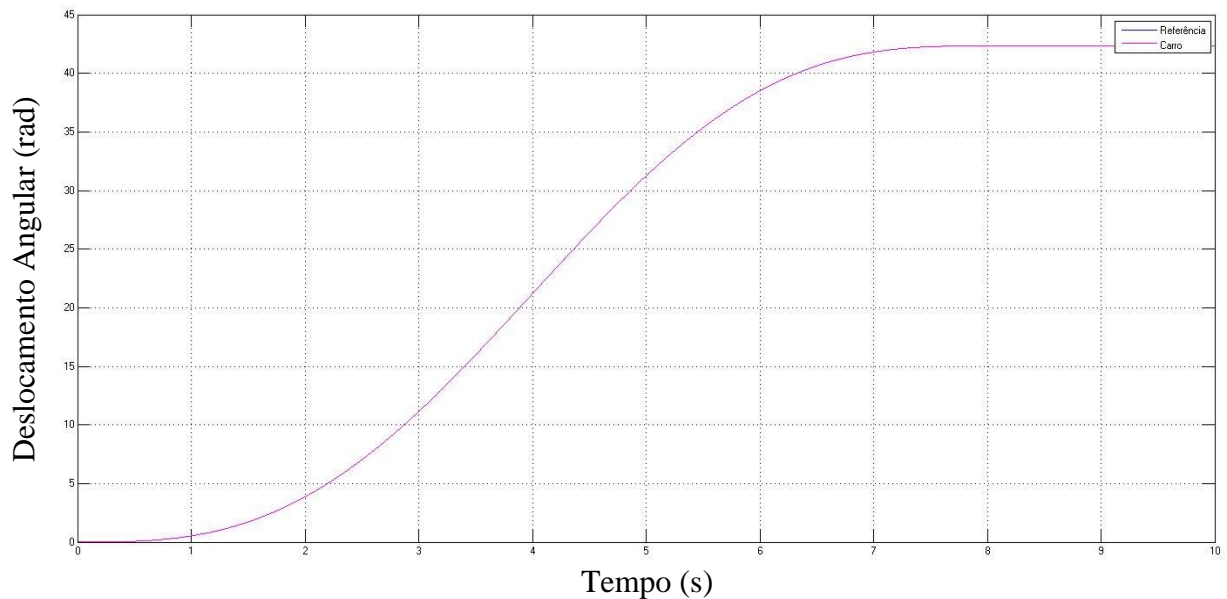


Figura 49 - Resposta em deslocamento do carro a solicitação sinusoidal em tempo discreto

5 Software de comando e interface com o utilizador

Na máquina a desenvolver é necessário que durante o funcionamento seja respeitada uma sequência lógica de etapas que executam diferentes funções e entre as quais estão transições bem definidas. Para que isso ocorra, é necessário definir previamente todo o funcionamento lógico da máquina, tendo em conta todas as ocorrências normais do funcionamento da máquina, bem como ocorrências extraordinárias que possam vir a acontecer.

A ocorrência de transições entre etapas, em muitos casos, depende da ação do utilizador, pelo que, para além do painel de comando já abordado, foi também necessário desenvolver uma interface gráfica para o utilizador.

Assim, neste capítulo é explicada a estratégia de comando, o comportamento do sistema e a sua interação com o meio envolvente, do qual faz parte o utilizador. Neste sentido, será também abordado o desenvolvimento da interface gráfica na ferramenta *GUIDE* do *MatLab*®, o seu funcionamento e a sua integração em tempo real com o comando da máquina desenvolvido em *Simulink*®.

5.1 Diagrama de estados

Qualquer equipamento deve ter o seu funcionamento bem caracterizado e não apresentar comportamentos inesperados devido a alterações do meio envolvente. Assim, é necessário que exista uma lógica de comando bem definida, que tenha previstas respostas para todas as perturbações possíveis, salvaguardando sempre a segurança do utilizador e, se possível, a integridade da própria máquina.

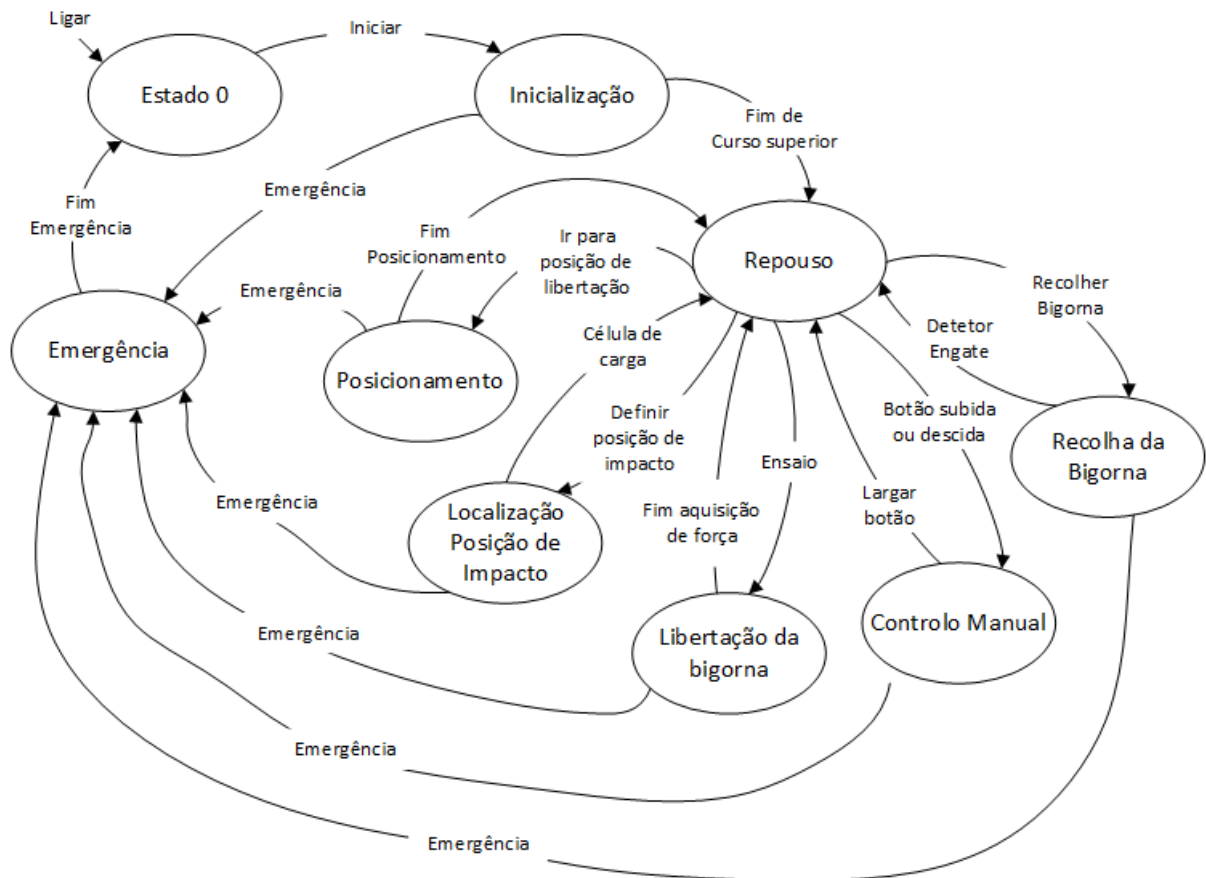


Figura 50 - Diagrama de estados da máquina

Desta forma, o comando desta máquina é feito a partir de um computador onde está instalada a placa de aquisição de dados, que será responsável pela interface com a máquina. A lógica de comando implementada baseia-se no diagrama de estados apresentado na Figura 50, do qual cada estado corresponde a um procedimento, com exceção para o “Estado 0”, que representa um estado auxiliar, ativado quando a máquina é ligada, e para o qual a máquina vai após sair do estado de emergência, por desativação dos botões de emergência.

Na lógica de funcionamento apresentada existem algumas particularidades a ter em conta. Primeiramente, de qualquer dos estados aos quais está associado movimento, é possível fazer a transição para o estado de emergência, atuando o botão de emergência físico ou da interface. No entanto, quando o botão de emergência, por ação do utilizador, deixa de estar atuado, o sistema transita para um estado no qual não ocorre qualquer ação (em vez de transitar para o estado em que estava anteriormente). Desta forma, evita-se que, ao sair do estado de emergência, a máquina comece com movimentos que podem surpreender o utilizador. Por outro lado, a saída do estado de emergência obriga a uma nova inicialização do sistema. Esta opção deve-se ao facto de durante o estado de emergência a alimentação do motor estar cortada. Se assim não fosse, permitiria que o sistema fosse atuado manualmente, alterando o posicionamento sem transmitir essa informação ao *software*, o que também poderia levar a comportamentos indesejados e possivelmente perigosos.

O “Estado 0” e o estado de “Repouso” não permitem a transição direta para o estado de “Emergência”, no entanto, uma vez que são etapas em que não há movimento nem riscos previsíveis, este facto não põe em causa a segurança do utilizador. Estando a máquina num dos estados referidos e sendo atuado o botão de emergência, nada acontece no momento, mas quando o sistema tentar transitar para um outro estado ao qual esteja associado um movimento, desde que o botão de emergência ainda esteja atuado, o sistema, na prática, transita diretamente para o estado de “Emergência”.

As transições para os estados de “Inicialização”, “Recolha da Bigorna”, “Libertação da Bigorna”, “Localização da Posição de Impacto” e “Posicionamento” dependem da atuação de botões virtuais presentes na interface gráfica, que serão apresentados mais à frente nesta secção. As transições para os estados de controlo manual e de emergência podem ser realizadas através dos respetivos botões presentes na interface, bem como através dos botões físicos presentes no painel de comando da máquina.

Quando a máquina é ligada, utilizando o botão *on* presente no painel de comando da mesma, entra no “Estado 0”. Este estado inicial obriga a que, para funcionar, a máquina tenha que passar pelo estado de inicialização. Este ponto é fulcral para o bom funcionamento do equipamento uma vez que, quando se desliga a máquina, esta não conhece a posição onde o carro se encontra. Desta forma, quando se liga o sistema, é necessário que o carro se desloque até um ponto de referência, para que esse ponto seja definido como a posição zero do carro.

No funcionamento da máquina, o “Estado 0” e o estado de “Repouso” correspondem a modelos *Simulink*®, que apenas fazem a leitura em permanência dos sensores, não correspondendo a estes estados nenhuma outra ação. Os restantes estados são de maior relevância e complexidade, pelo que serão abordados independentemente em pormenor, explicando o procedimento associado a cada um e as transições que o ativam ou desativam.

5.1.1 Estado de “Inicialização”

O estado de “Inicialização” tem como principal função a obtenção de uma posição de referência para o carro. Esta necessidade prende-se com a impossibilidade de armazenar a posição do carro quando a máquina é desligada, tornando-se assim essencial deslocar o carro até um ponto específico e definir a posição desse ponto como a referência.

Na Figura 51 mostra-se, sob a forma de um fluxograma, a sequência lógica de funcionamento dentro do estado de “Inicialização”. De seguida passa-se à explicação deste procedimento.

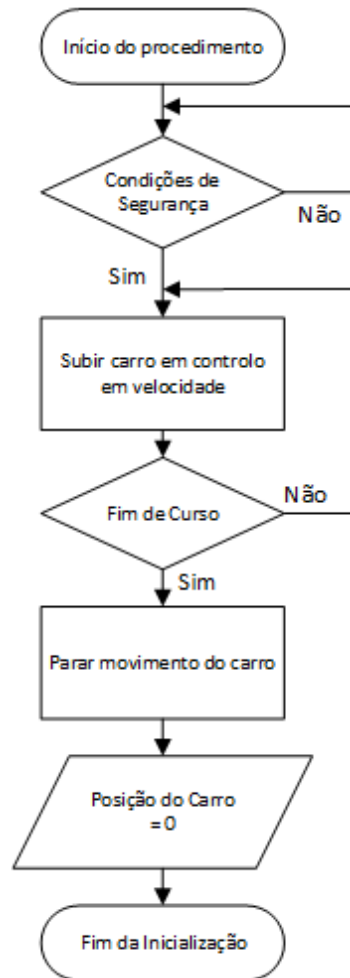


Figura 51 - Rotina de funcionamento do estado de “Inicialização”

Inicialmente, antes de começar o movimento do carro são verificadas as condições de segurança, para evitar perigos para o utilizador. As condições de segurança verificadas neste procedimento correspondem à verificação do fecho das portas. Embora a velocidade utilizada no movimento do carro, nesta etapa, seja relativamente baixa, esta é uma etapa inicial que pode surpreender o utilizador e este pode ainda não estar familiarizado com o funcionamento da máquina, sendo assim preferível obrigar ao fecho das portas para minorar os riscos. De referir que, enquanto não forem verificadas as condições de segurança, a sequência lógica de funcionamento não avança, ficando a máquina parada.

Uma vez atestadas as condições de segurança, o carro inicia um movimento ascendente, controlado em velocidade, mantendo velocidade constante até o fim de curso, localizado no topo da máquina, detetar a presença do carro, sendo, nesse momento, dada ordem de paragem ao carro.

Como foi visto no quarto capítulo, o subsistema de movimentação do carro é afetado pela sua baixa rigidez, sendo esta situação agravada por alterações bruscas do movimento. Tendo este facto em conta, é conveniente que a velocidade de deslocamento neste procedimento não seja muito elevada, uma vez que isso poderia levar a oscilações de elevada amplitude do carro após a paragem do motor.

Após a paragem do carro, ao nível do *software* é iniciada a variável correspondente à posição do carro, com valor nulo, ficando assim o sistema disponível para o correto funcionamento das restantes etapas. Assim, depois da iniciação do valor de posição, tem-se, automaticamente, o fim da presente etapa e a transição para a etapa de “Repouso”.

5.1.2 Estado de “Recolha da Bigorna”

O estado de “Recolha da Bigorna” é responsável por engatar a bigorna, no caso desta não estar presa ao carro.

A transição do estado de “Repouso” para este estado ocorre quando o botão *Attach Anvyl*, presente na interface gráfica, é pressionado e depende também do estado do detetor de engate da bigorna. Assim, caso o detetor esteja ativo, quando o utilizador pressiona o respetivo botão é-lhe apresentada uma mensagem de aviso, indicando que a bigorna já está ligada ao carro, impedindo a entrada no estado de recolha da bigorna. A sequência do procedimento correspondente a este estado, que será de seguida explicada, está delineada na Figura 52.

Tal como no estado de “Inicialização”, este estado começa por fazer uma verificação das condições de segurança para evitar sujeitar o utilizador a riscos. No entanto, ao contrário do caso anterior, em que a velocidade de deslocamento era reduzida, estando o maior risco associado ao desconhecimento da máquina por parte do utilizador, neste caso o risco está relacionado com a velocidade de movimentação do carro. Assim, mais uma vez, a verificação das condições de segurança cinge-se ao fecho das portas podendo no futuro estar associada em paralelo a outros sistemas de segurança.

De seguida, o carro vai executar o deslocamento desde o ponto onde se encontra até prender a bigorna, com a particularidade de o fazer usando duas velocidades diferentes. Não é conhecida à partida a posição da bigorna. No entanto, existe uma zona na qual esta se pode encontrar e outra, na qual, por impossibilidades físicas, em condições normais, a bigorna não poderá estar. Assim, definiu-se o limite entre as referidas zonas nos 0,9 m.

Para a realização do movimento é então lida a posição e, caso esta enquadre o carro na zona perigosa, é utilizada uma velocidade reduzida do carro até engatar a bigorna. Caso contrário, o carro é controlado para se deslocar à velocidade máxima, fazendo sempre a monitorização da posição. Entrando na zona perigosa, o carro reduz a velocidade, fazendo assim a aproximação à bigorna.

Após o detetor de engate ser ativado, o carro desloca-se ainda mais 5 mm parando depois o movimento. Este deslocamento para além do momento da deteção está relacionado com a morfologia própria do sistema de engate que necessita que um deslocamento suplementar por forma a movimentar a manga o suficiente para libertar as esferas.

Por fim, o carro para o seu movimento e é feita a transição desta etapa para a etapa de “Repouso” novamente.

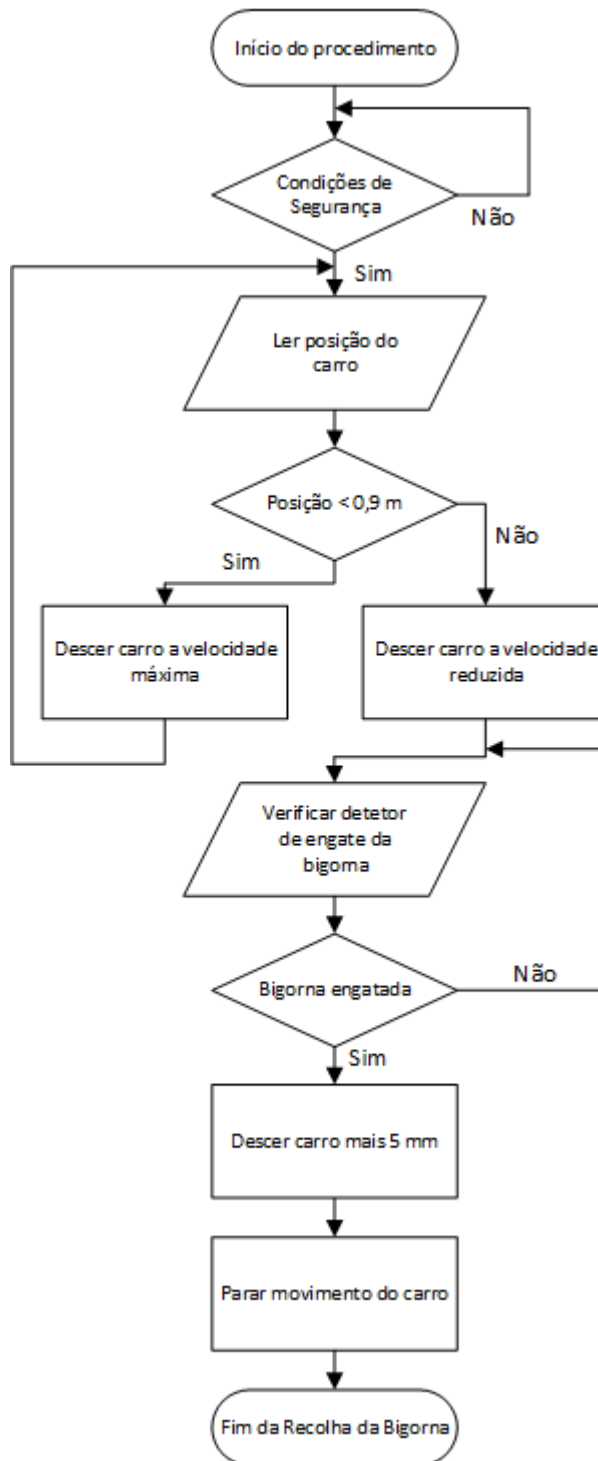


Figura 52 - Rotina de funcionamento do estado “Recolha da Bigorna”

5.1.3 Estado de “Localização da Posição de Impacto”

Os procedimentos associados a este estado consistem na criação de uma segunda posição de referência, neste caso associada ao provete ao invés de estar associada à estrutura da máquina. Por uma questão de simplificação de processos, uma vez que o carro vai deslocar-se com a bigorna até à posição de impacto, este procedimento é também usado para posicionar o detetor ótico, que juntamente com o corpo com saliências anexado à bigorna e a base de tempo da carta de aquisição de dados vai permitir obter a velocidade antes de impacto. Assim, a sequência lógica de funcionamento do presente estado está representada na Figura 53.

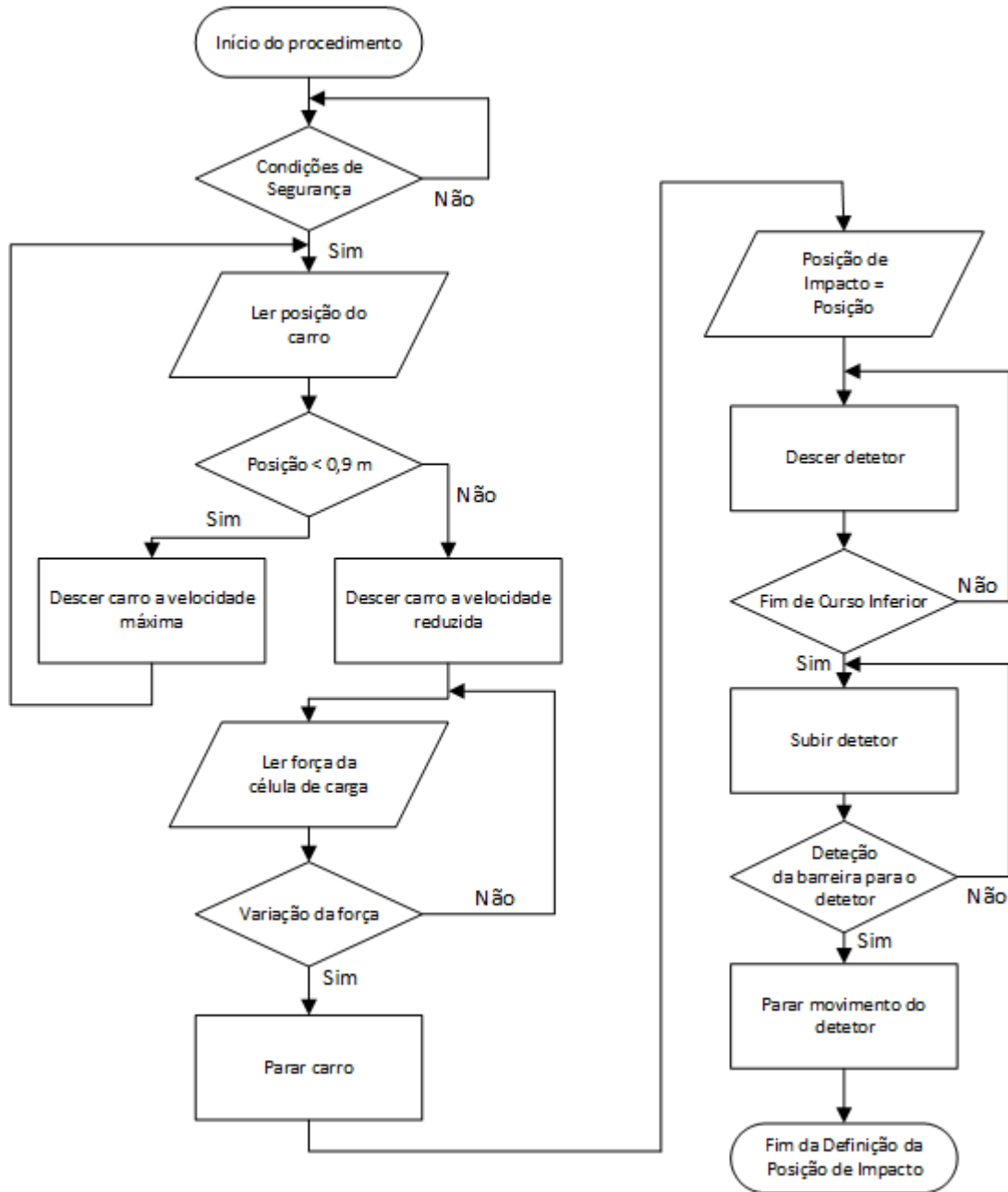


Figura 53 - Rotina de funcionamento do estado de “Localização da Posição de Impacto”

Na figura pode verificar-se novamente, no início, a existência de uma rotina de verificação das condições de segurança que, mais uma vez corresponde à monitorização do estado das portas e, sem estas estarem fechadas, não é possível avançar no processo.

Tal como na recolha da bigorna, não se sabe, à partida a posição para a qual se deseja ir, havendo também uma zona não segura, onde a bigorna poderá embater com o provete. Desta forma, a estratégia para combater esse problema foi a mesma utilizada anteriormente. Para iniciar o movimento verifica-se primeiro em que posição se encontra o carro, podendo este depois avançar à velocidade máxima caso esteja na zona livre, reduzindo a velocidade quando entrar na zona de risco.

Após entrar na zona de risco é feita a monitorização do valor obtido pela célula de carga. Quando a bigorna entrar em contacto com o provete vai haver um incremento da força lida pelo transdutor sendo que, neste momento, é dada ordem de paragem ao motorreductor que

aciona o carro. Uma vez posicionada a bigorna no local de impacto, o sistema irá posicionar o detetor ótico (Figura 54).

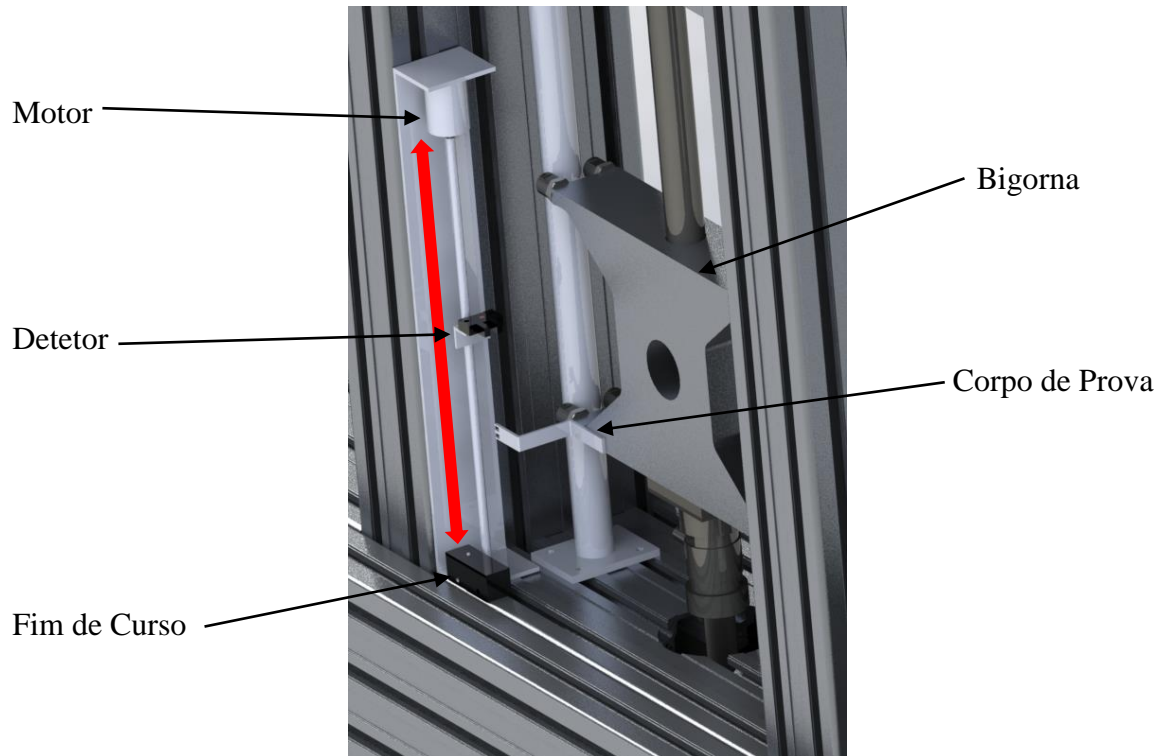


Figura 54 - Curso de movimento do detetor ótico

O posicionamento do detetor consiste, primeiramente, na descida até ser encontrado o detetor de fim de curso inferior, seguida da elevação, até o detetor ótico encontrar o corpo de prova que contém as saliências. Na verdade, uma vez que durante a queda têm que passar as duas saliências pelo detetor para se obter a velocidade, neste posicionamento do detetor, este também só vai parar após detetar a saliência superior, ou seja, o detetor para após serem verificadas duas transições ascendentes no seu sinal. Depois de o detetor parar o seu deslocamento, dá-se o fim deste estado, transitando-se novamente para o estado de “Repouso”.

5.1.4 Estado de “Posicionamento”

O estado de “Posicionamento” é responsável pela elevação do carro, que deverá transportar a bigorna, até à altura de queda definida previamente pelo utilizador através da interface gráfica. Ao contrário dos restantes estados, uma parte significativa do procedimento associado a este estado diz respeito a ações de *software* e não a ações físicas.

Assim, como está expresso na Figura 55, após a entrada no presente estado, o sistema começa por fazer a recolha das propriedades de ensaio que o utilizador introduz na interface gráfica. Como foi abordado anteriormente, para definir a altura de queda, o utilizador pode introduzir na interface diretamente a altura de queda ou pode optar por introduzir a velocidade imediatamente antes do impacto ou a energia total de impacto. Uma vez introduzido um destes dados na interface, o sistema trata de calcular a altura de queda da bigorna e, a partir desse valor, criar uma referência para o controlo em deslocamento.

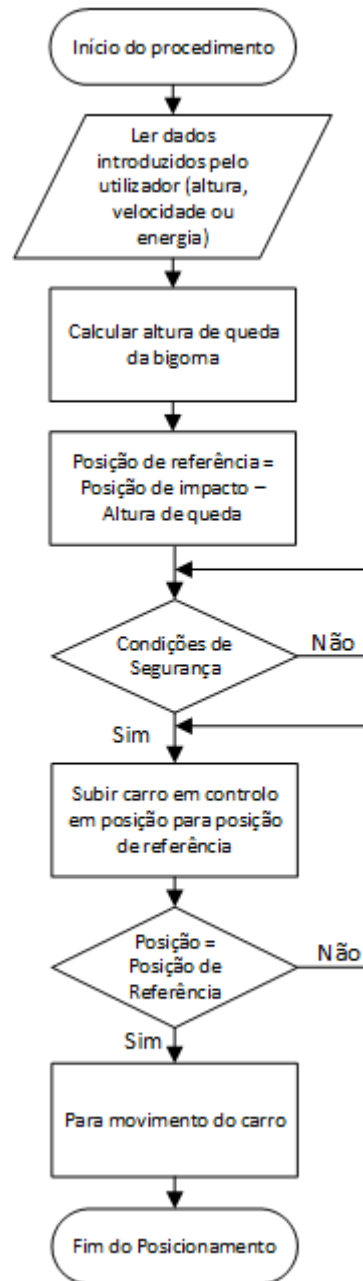


Figura 55 - Rotina de funcionamento do estado de “Posicionamento”

Após o cálculo da posição de referência, antes de ser iniciado o movimento, é feita a mesma verificação de segurança abordada nos restantes estados, dando-se de seguida início à movimentação do carro, em controlo em posição, até à posição de referência. Uma vez alcançada a posição de referência, é dada ordem de paragem ao motorreductor, terminando assim a rotina associada a este estado. Posteriormente é realizada a transição para o estado de “Repouso”.

5.1.5 Estado de “Libertação da Bigorna”

O estado de “Libertação da Bigorna” é composto por três ações fundamentais para o funcionamento da máquina: o acionamento do mecanismo de libertação da bigorna, a obtenção da velocidade antes do impacto e a aquisição da força durante o impacto. Estas três ações ocorrem sucessivamente (Figura 56). Na primeira, antes de ser enviado o sinal ao solenoide para que este atue sobre o mecanismo, é necessário que haja uma verificação das condições de

segurança necessárias. Após estar validada a segurança, pode ocorrer a libertação da bigorna, começando também nesse instante a ser feita a monitorização do detetor ótico usado para obtenção da velocidade.

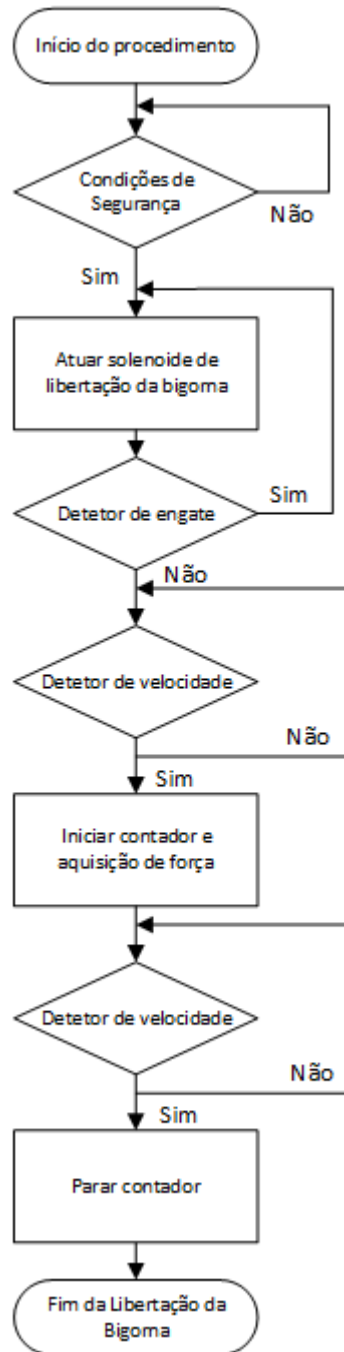


Figura 56 - Rotina de funcionamento do estado de "Libertação da Bigorna"

Durante a queda, a primeira transição ascendente do detetor ótico despoleta o início de um contador da carta de aquisição de dados, bem como da aquisição do sinal de força. Na segunda passagem do corpo de prova pelo detetor, o contador é parado, sendo o sinal de pulsos contados nesse intervalo de tempo usados para calcular a velocidade, como já foi referido em detalhe no secção 3.6. Após o impacto, uma vez estabilizado o sinal de força, é dado por terminado este estado, fazendo-se assim a transição para o estado de “Repouso”.

5.1.6 Estado de “Controlo Manual”

Este estado tem como objetivo permitir o funcionamento da máquina em caso de avarias de algum elemento sensor e facilitar a realização de tarefas de manutenção do equipamento. Para isso, tem que ser uma funcionalidade versátil e flexível. Assim, o estado de controlo manual não tem condições fixas mas sim variáveis. Apesar da elevada flexibilidade foi também tida em conta a segurança. Assim, neste estado, o utilizador pode realizar o movimento com a amplitude e velocidade que desejar. Uma vez que neste estado não são exigidas condições de segurança, como ter as portas fechadas, a velocidade máxima que o utilizador pode escolher é sempre de valor relativamente reduzido para minimizar riscos de acidentes.

A transição para o estado de “Controlo Manual” apenas pode ocorrer a partir do “Repouso” e dá-se sempre que é pressionado o botão de subir ou o de descer, na interface gráfica ou no painel de comando, ocorrendo a transição inversa quando o botão deixa de estar pressionado (Figura 57). De referir que, no caso de ser realizado o controlo manual da posição da bigorna após o estado de “Posicionamento”, o sistema deixa de estar pronto para entrar no estado de “Libertação da Bigorna”, uma vez que a posição real deixa de ser a posição definida para o ensaio.

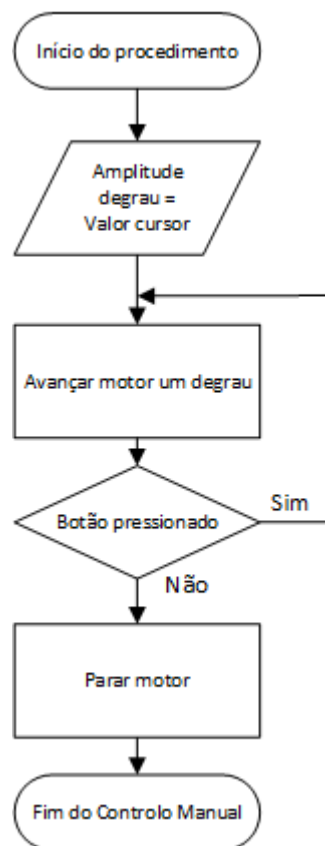


Figura 57 - Rotina de funcionamento do estado de "Controlo Manual"

O funcionamento deste estado consiste em ativar um controlador de posição, no qual a referência é incrementada em pequenos degraus, durante o tempo que o botão está pressionado. Para isto, o sistema utiliza uma rotina simples que, desde que o botão Cima ou Baixo esteja pressionado, aumenta repetidamente degraus à referência. Como será visto mais à frente, é possível alterar a amplitude dos degraus de referência através da interface gráfica, podendo assim regular-se a velocidade.

5.1.7 Estado de “Emergência”

O estado de “Emergência”, como já foi explicado, é um estado particular porque as ações que lhe estão associadas incidem sobre o quadro elétrico, onde é realizado o corte da alimentação ao motorreductor e ao solenoide de libertação da bigorna. Estas ações têm como objetivo promover a segurança do utilizador, retirando ao sistema a possibilidade de realizar movimento.

A transição para este estado pode ser feita a partir de qualquer outro que envolva movimento do carro ou da bigorna, bastando para isso atuar o botão de emergência físico ou da interface.

Para evitar que ao sair do estado de “Emergência” a máquina inicie movimentos que possam surpreender o utilizador, a transição de saída deste estado tem como destino o “Estado 0”. A transição para este estado ao invés do estado de “Repouso” apresenta a vantagem de exigir nova inicialização do sistema, garantindo-se assim que o sistema não foi adulterado durante o corte da alimentação.

5.2 Interface gráfica

A interface gráfica desenvolvida tem como principal função permitir ao utilizador, de forma simples, comandar e monitorizar a máquina através de um computador. Esta é composta por duas páginas, uma introdutória e uma de comando geral, podendo estas ser complementadas por mensagens de aviso.

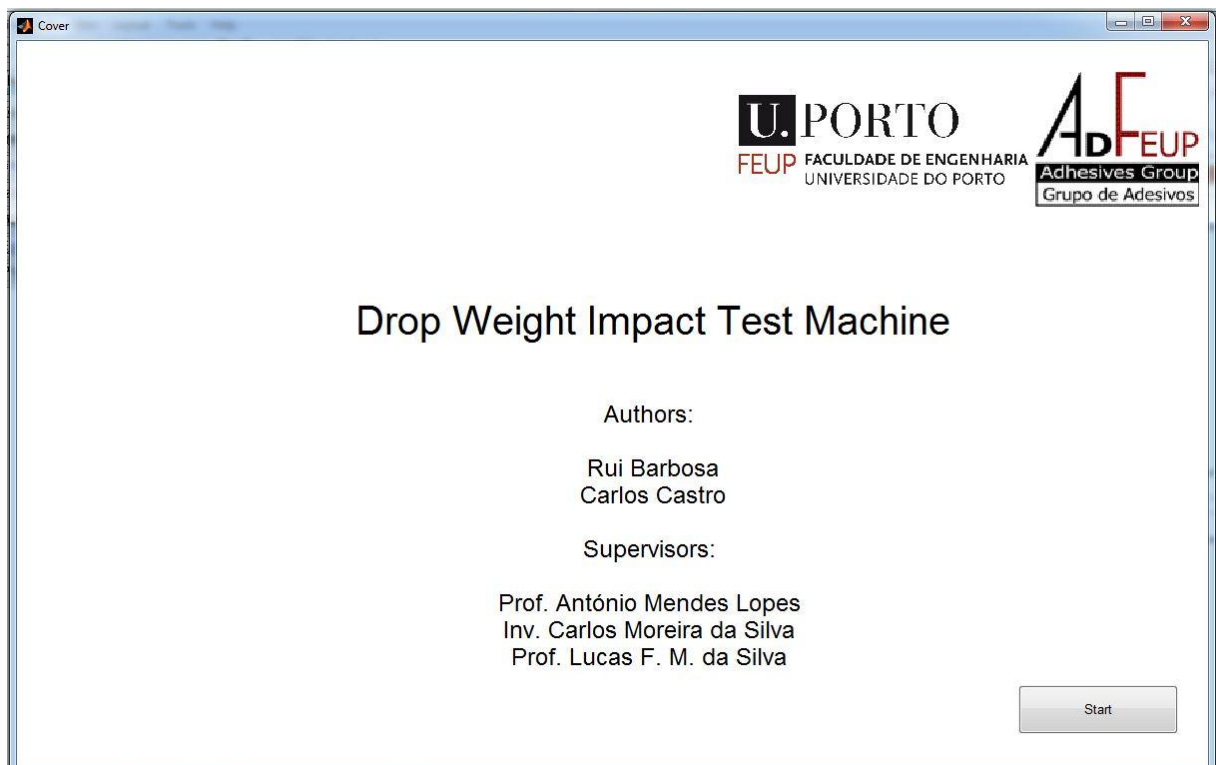


Figura 58 - Página inicial da interface gráfica

A primeira página (Figura 58) é apenas uma página introdutória que permite o acesso ao controlo da máquina e contém informação acerca dos autores, supervisores e instituições para as quais a máquina foi desenvolvida. Nesta página está também presente um botão que permite iniciar o funcionamento da máquina. Assim, quando é premido o botão *Start* presente

na página inicial, a máquina, após verificar as condições de segurança, realiza a ação de inicialização, enquanto a interface passa a exibir a página de comando. Caso não se verifiquem as condições de segurança, uma mensagem de alerta informará o utilizador desse facto pedindo-lhe para que feche as portas e só após estarem fechadas começa a ação de inicialização.

Uma vez na página de comando (Figura 59), o utilizador pode fazer a monitorização e controlo da máquina, bem como realizar testes, observar e armazenar os resultados. Esta página está dividida em painéis distintos que estão dedicados a funcionalidades específicas da interface.

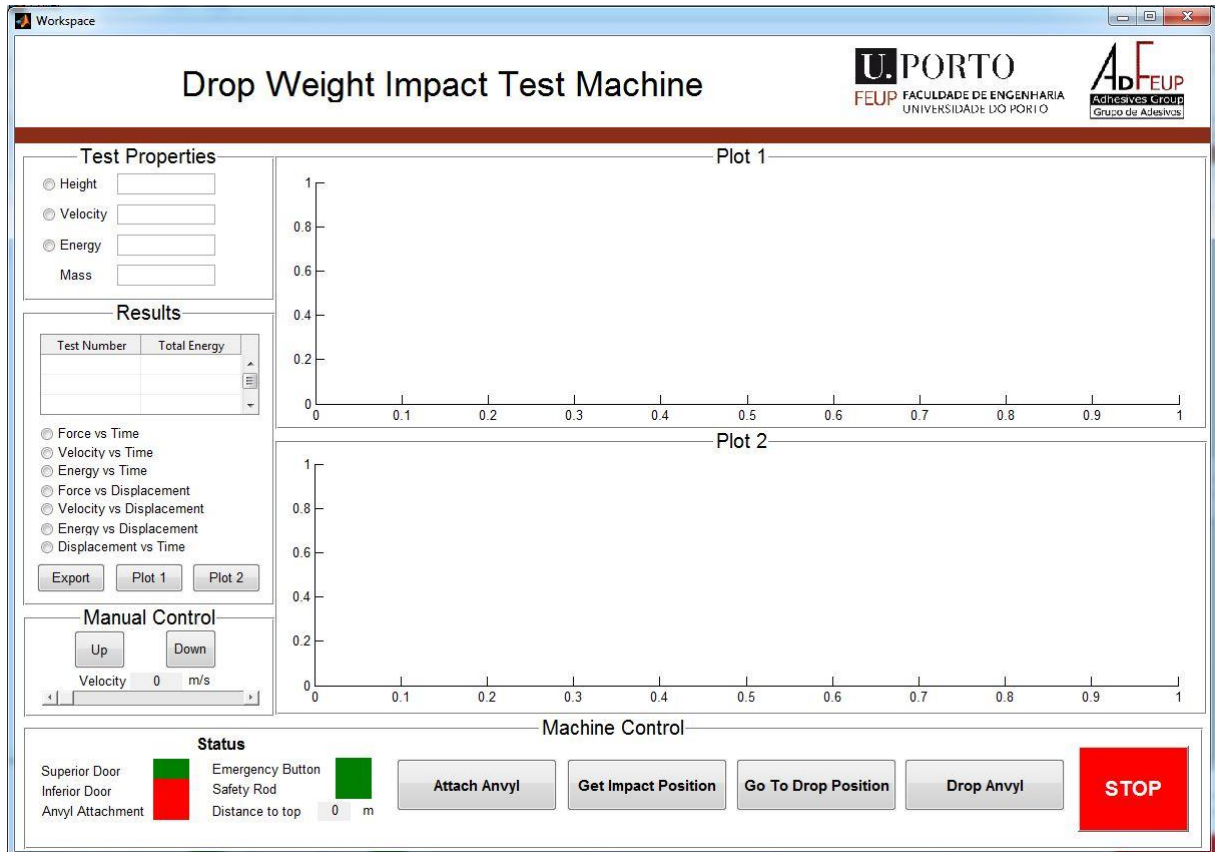


Figura 59 - Página de comando da interface gráfica

O painel intitulado *Test Properties* destina-se à introdução das propriedades desejadas para o ensaio e que serão usadas para calcular a altura de queda e uma previsão da energia total de impacto. Antes da realização do ensaio, o utilizador deve introduzir a massa da bigorna e seleccionar uma outra propriedade do ensaio: a altura de queda, a velocidade imediatamente antes do impacto, ou a energia total de impacto.

No painel *Results* está disponível uma lista, na qual estão armazenados os últimos ensaios efetuados, identificados por um número e pela sua energia total de impacto, para facilitar ao utilizador comparações entre diferentes testes. Seleccionando um ou mais ensaios desta lista, o utilizador tem, mais abaixo, ao seu dispor a possibilidade de escolha de um dos gráficos possíveis de representar, relacionando força, velocidade ou energia com tempo ou deslocamento. Para apresentar os gráficos seleccionados nos painéis reservados para esse efeito, *Plot1* e *Plot2*, o utilizador apenas necessita de, após seleccionar o ensaio e as variáveis que pretende representar, pressionar o botão *Plot1* ou *Plot2*. Por fim, este painel possui o botão *Export* que permite exportar os resultados dos ensaios seleccionados da lista para um ficheiro

“xls”, podendo depois o utilizador armazenar o ficheiro e tratar os dados de acordo com as suas necessidades.

Em situações de avaria ou caso se esteja em manutenção da máquina, no painel *Manual Control* pode fazer-se o controlo manual do movimento do carro. A seleção do sentido do movimento é feita utilizando o botão *Up* ou *Down*, sendo também possível regular a velocidade, quer num sentido quer no outro, utilizando a barra deslizante situada na parte inferior do painel. O controlo manual é realizado em posição, utilizando como referência degraus sucessivos, cuja amplitude é ajustada por esta barra deslizante.

O painel *Machine Control* permite o comando e monitorização da máquina. Do lado esquerdo, na parte intitulada *Status* é possível verificar o estado do botão de emergência e dos detetores. Os detetores disponíveis para monitorização são os de fecho da porta superior e da inferior e o detetor de engate da bigorna. Está também prevista uma futura instalação na máquina de amortecedores de segurança, motivo pelo qual no painel de monitorização está também presente um indicador intitulado *Safety Rod*. Nesta secção está também representada a posição do carro relativamente ao ponto superior. Como funções de comando, este painel tem botões que permitem entrar nos estados anteriormente referidos neste capítulo.

O botão *Attach Anvyl* executa o estado de engate da bigorna, fazendo descer o carro até que o detetor respetivo esteja ativo. No caso de o detetor já estar ativo quando o utilizador pressiona o botão, o estado de recolha não inicia e aparece uma mensagem de aviso indicando que a bigorna já se encontra engatada. O botão *Get Impact Position* inicia o estado de definição da posição de impacto, enquanto os botões *Go To Drop Position* e *Drop Anvyl* permitem, respetivamente, iniciar o estado de posicionamento da bigorna e realizar a libertação da bigorna seguida da aquisição da força.

Para a realização das rotinas pretendidas, quando um botão é pressionado, é posto em funcionamento o modelo *Simulink*® respetivo, que é responsável por receber os sinais dos sensores e comunicar aos atuadores as ações que devem efetuar. O repouso da máquina também está associado a um modelo *Simulink*® que, neste caso, tem como função fazer a monitorização dos sensores e dos botões do painel de comando físico.

Por fim, mas não menos importante, no painel de comando da máquina tem também o botão *Stop*, que se sobressai dos restantes pela dimensão e cor viva, que permite acionar o estado de emergência, parando qualquer movimento e colocando a máquina num estado seguro. Este botão está também associado a um modelo *Simulink*® que está encarregue de passar o sinal de emergência através da carta de aquisição para o quadro elétrico, fazendo assim o corte dos contactores que alimentam o motorreductor e o solenoide de libertação da carga.

6 Conclusões e perspetivas de trabalho futuro

6.1 Conclusões

Este trabalho foi realizado com o objetivo de desenvolver e automatizar um dispositivo para medição da resistência ao impacto de juntas adesivas.

Numa fase inicial foi feita a escolha dos componentes da máquina, tendo em conta a compatibilidade entre eles e a concordância com os requisitos definidos inicialmente. Um dos pontos críticos na escolha dos componentes esteve relacionado com o cumprimento da aquisição da força de impacto, quer em amplitude quer em frequência. Para este efeito foram calculadas e previstas algumas das características que estes componentes deveriam ter, chegando-se assim à escolha de uma célula de carga piezoelétrica e de uma carta de aquisição de dados com entradas analógicas de elevada frequência. Esta é também responsável pela comunicação entre o computador e a máquina e pelo controlo do motor, pelo que isso foi também tido em conta na sua escolha.

Para o fornecimento de potência elétrica aos componentes foi projetado um quadro elétrico. Este quadro, para além da tarefa já referida é responsável também pelo condicionamento de sinal e pelas funções de proteção e corte elétrico.

Foi desenvolvido em *Simulink*® o comando da máquina e a comunicação com mesma. A lógica de comando implementada tem em conta todas as situações em que a máquina se pode encontrar, contemplando também lógica respeitante a ações de segurança. Para a comunicação entre o utilizador e a máquina, foi desenvolvida uma interface gráfica em *MatLab*®, havendo comunicação direta entre esta e o comando do equipamento.

O comando do movimento da máquina foi analisado por intermédio de simulações em *Simulink*®. Após o projeto e modelação dinâmica do sistema, as simulações permitiram realizar a seleção de controladores para cumprir os movimentos definidos e implementar e ajustar esses mesmos controladores.

6.2 Perspetivas de trabalhos futuros

Terminada esta dissertação, há agora a necessidade de se fazer a montagem do equipamento e a validação experimental do *hardware* e *software* de comando.

A implementação da possibilidade da realização de ensaios de fadiga ao impacto foi discutida não tendo sido implementada. No entanto, esta possibilidade foi tida em conta no projeto do comando. Assim, o desenvolvimento do comando desse ensaio necessita apenas de ligar as etapas sequenciais entre si, criando um ciclo de funcionamento sem necessitar de intervenção do utilizador.

Como funcionalidades da máquina, poderiam ser adicionados alguns sistemas úteis para uma melhor caracterização dos adesivos e das juntas coladas.

Uma vez que as propriedades mecânicas variam com a temperatura, a implementação de uma câmara com temperatura controlada e definida pelo utilizador através da interface gráfica seria um desenvolvimento importante.

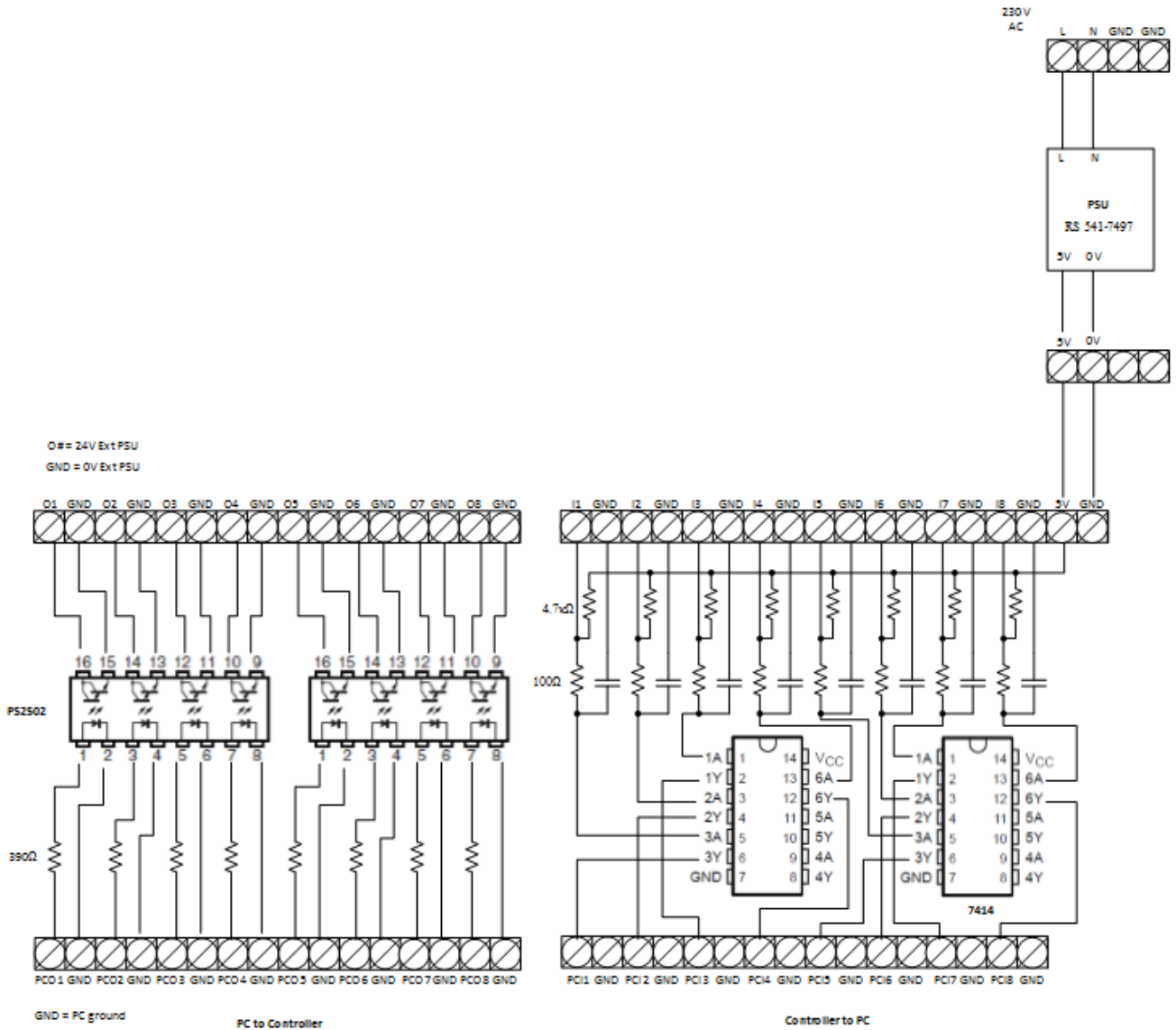
Do ponto de vista de alargar a utilização da máquina a outros materiais e a ensaios de maior velocidade, poderá no futuro ser adicionado um sistema de alta velocidade. Este tipo de sistemas está presente como opção em algumas soluções comerciais e consiste na aplicação de

mais energia potencial à bigorna antes da libertação pelo intermédio de componentes elásticos como molas.

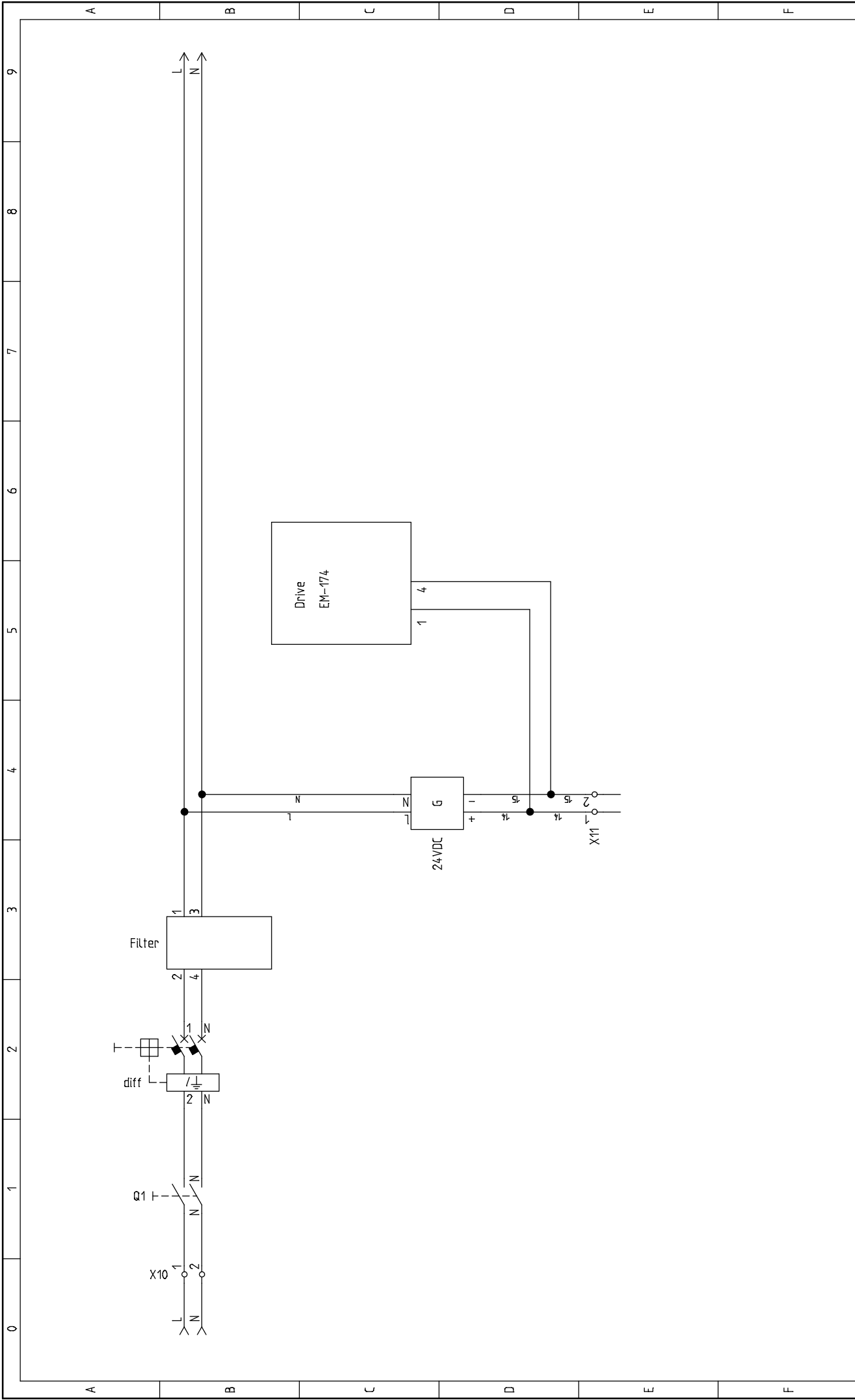
Referências e Bibliografia

1. Silva, L.F.M., A. Öchsner, and R.D. Adams, *Handbook of adhesion technology*. 2011, Heidelberg: Springer-Verlag.
2. *CEAST 9300 Series - Droptower Impact Systems*. 2009, INSTRON.
3. *Imatek Impact Test Systems - Technical Specification IM10T-25*. IMATEK.
4. Zappini, G., A. Kammann, and W. Wachter, *Comparison of fracture tests of denture base materials*. *The Journal of Prosthetic Dentistry*, 2003. **90**(6): p. 578-585.
5. INSTRON, *Impact Performance of Adhesive Bonds under Impact – ISO 11343*. 2007.
6. *Permanent Magnet Catalog*. 2009, PARVALUX.
7. *Electromen Catalog*. ELECTROMEN.
8. Restivo, M.T., F. G. Almeida, M. F. Chouzal, J. G. Mendes e A. M. Lopes, *Laboratórios de instrumentação para medição*. 2008.
9. *Quartz Force Links Catalog*. 2014, KISTLER.
10. *Industrial Charge Amplifier for Applications in Manufacturing Catalog*. 2012, KISTLER.
11. Ogata, K., *Modern Control Engineering*. Vol. 2nd ed 0009. 1990, New Jersey: Prentice-Hall.
12. *High-Speed M Series Multifunction Data Acquisition Datasheet*. 2012, NATIONAL INSTRUMENTS.
13. *Linear Solenoids Catalog*. KUHNKE.
14. *Proximity Sensor - SFH 7741 Datasheet*. 2010, OSRAM.
15. *Photomicrosensor Datasheet*. 2009, OMRON.
16. *AC & DC Motors & Geared Motors Catalog*. 2012, MELLOR.
17. *Magnetic safety switches Catalog*. 2013, SICK.
18. *Series 67 Solenoid Datasheet*. BLP.
19. *Flexible Couplings Catalog*. HUCO.
20. Rodrigues, J.D., *Apontamentos de vibrações de sistemas mecânicos*. 2013: FEUP.
21. CIMAF, *Manual Técnico de Cabos de Aço*. 2009: Belgo Bekaert Arames.
22. Ogata, K., *Discrete-time control systems*. 1995, Englewood Cliffs, NJ: Prentice Hall International.
23. Rundqwist, L., *Anti-reset Windup for PID Controllers*. 1991: Institute of Technology.

ANEXO A: Esquema elétrico da placa de condicionamento de sinal



ANEXO B: Esquemas do quadro elétrico

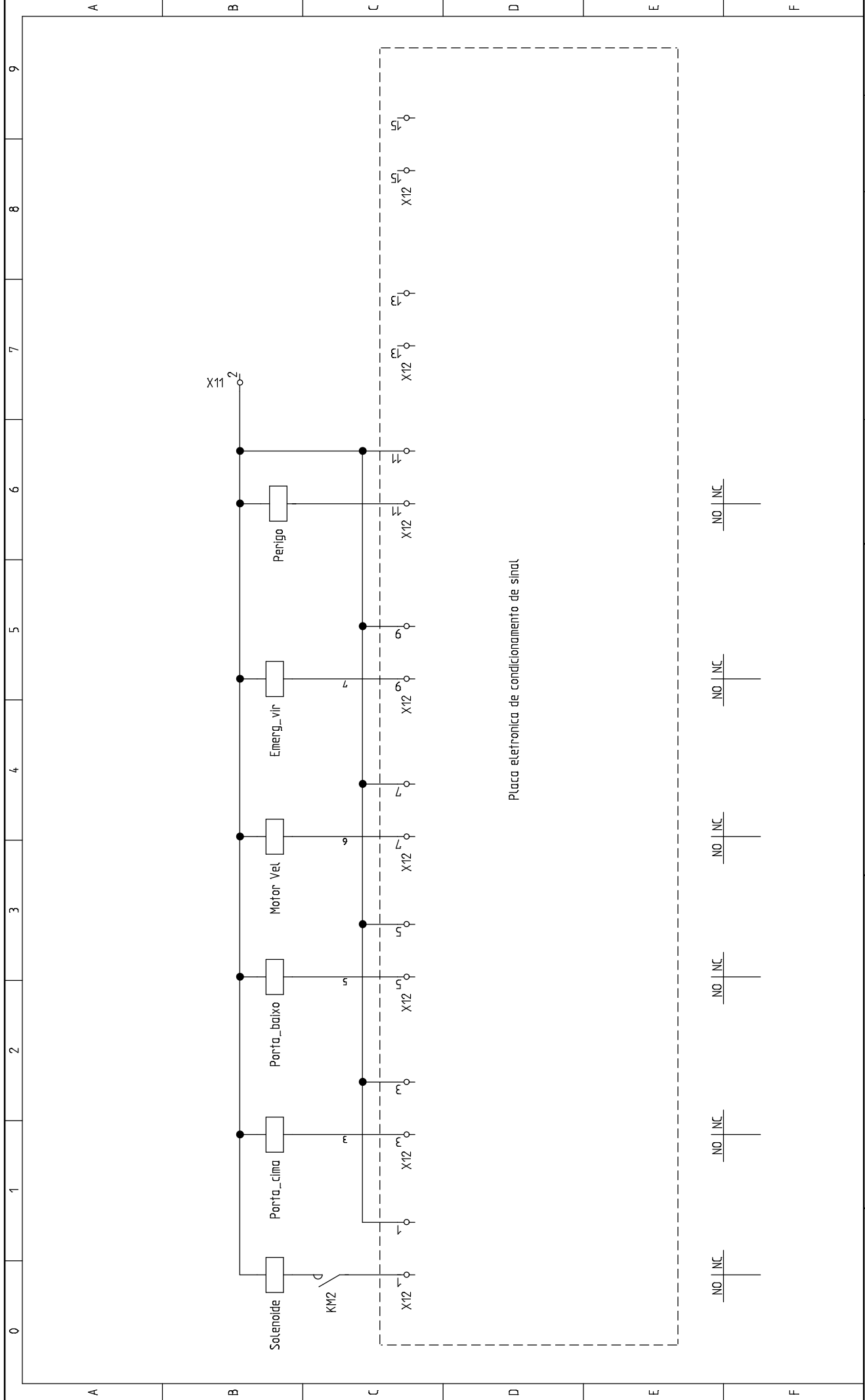


0 1 2 3 4 5 6 7 8 9

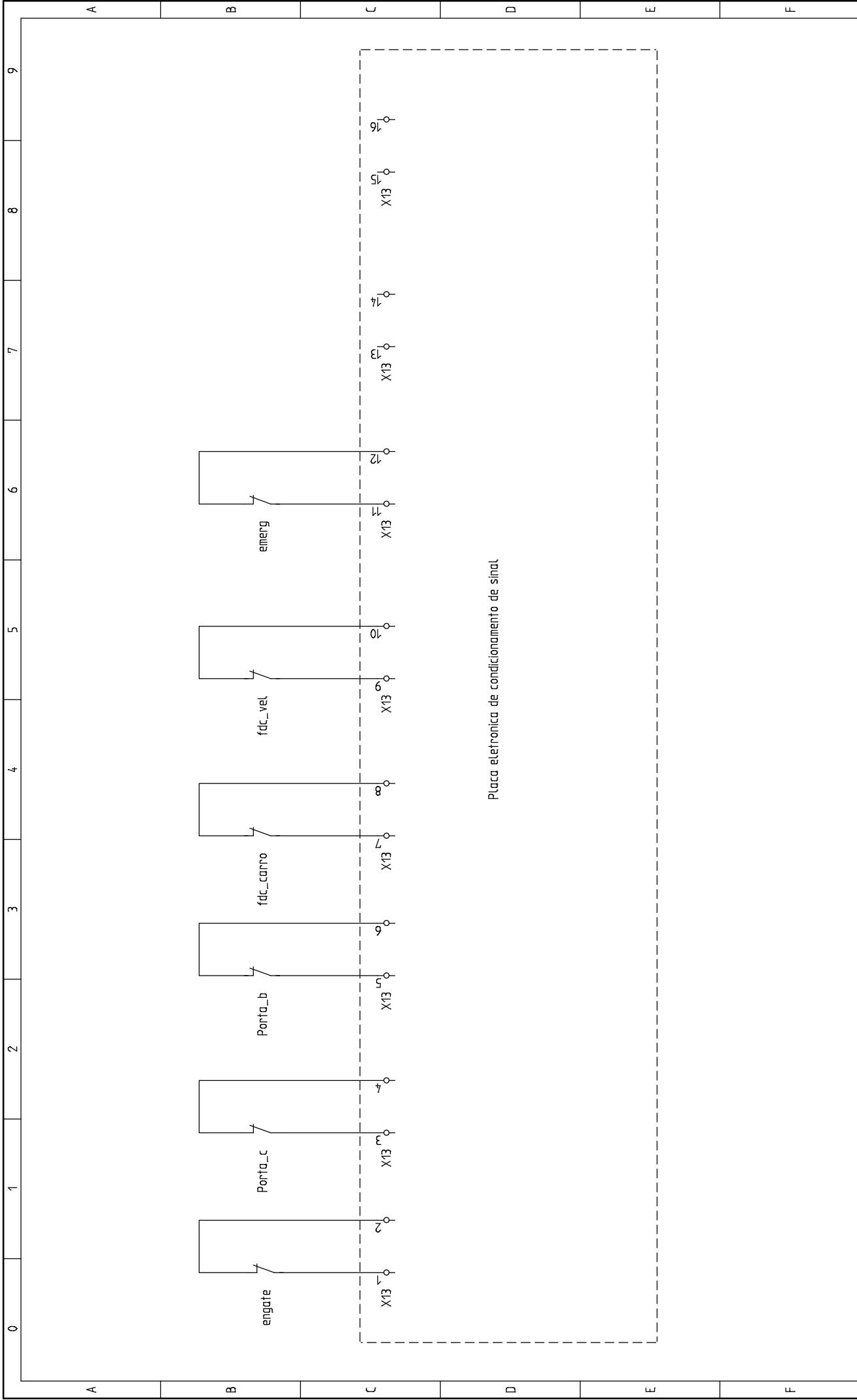
A B C D E F

A B C D E F

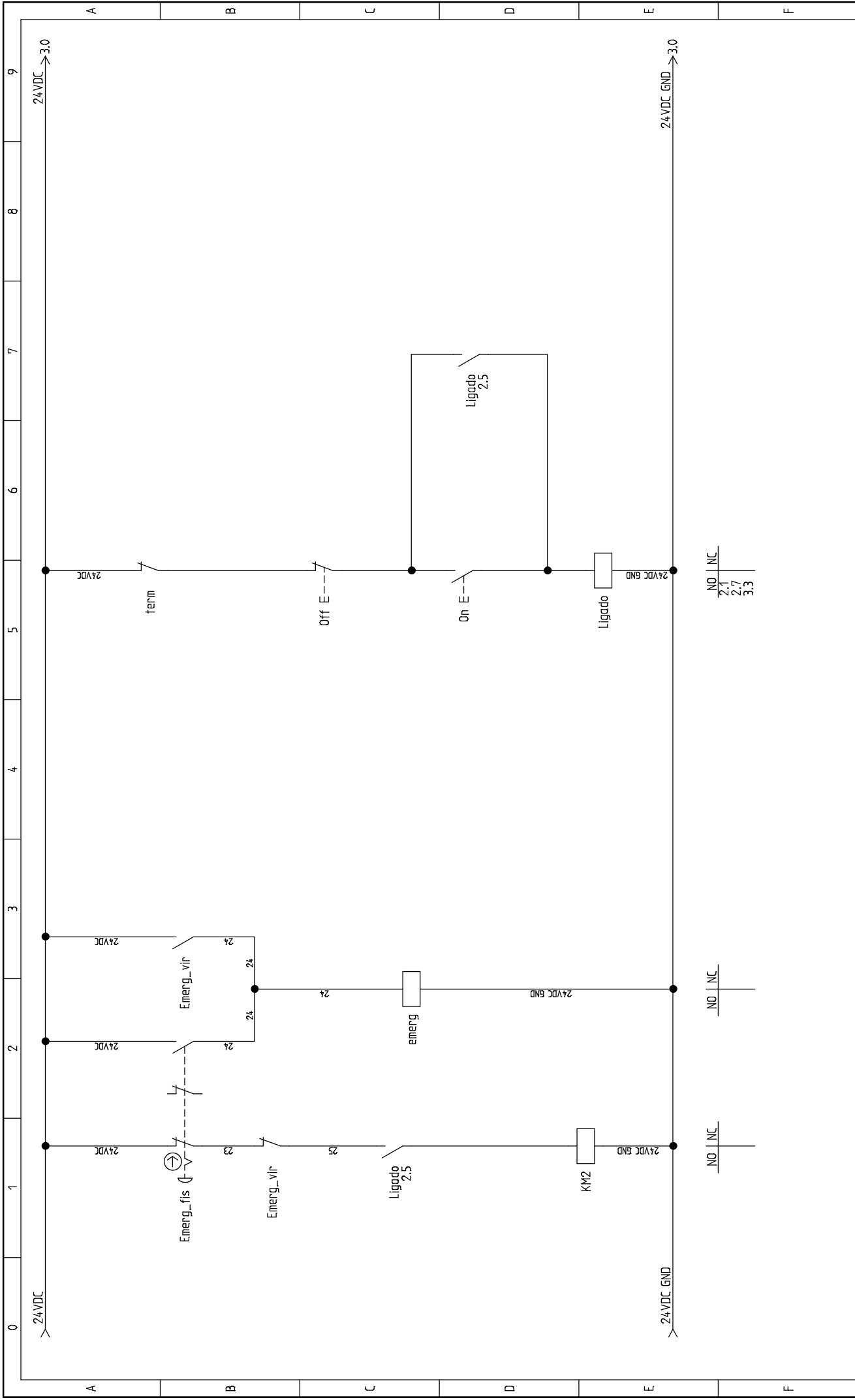
	Descrição Projecto		Descrição Folha		Projectou:	Cliente:	Rev.:	Folha:
					Data: 30-07-2014	Funcao:	N. Total de folhas: 3	Próxima Folha: 1



A	B	C	D	E	F	9	8	7	6	5	4	3	2	1	0				
<table border="1" style="width: 100%; border-collapse: collapse;"> <tr> <td style="width: 50%; text-align: center;">Descrição Projecto</td> <td style="width: 50%; text-align: center;">Descrição Folha</td> </tr> <tr> <td style="text-align: center;">IGEXAO</td> <td></td> </tr> </table>																Descrição Projecto	Descrição Folha	IGEXAO	
Descrição Projecto	Descrição Folha																		
IGEXAO																			
Projectou:										Cliente:			Rev.:			Folha:			
Data: 30-07-2014										Funcao:			Local:			N. Total de folhas:			
																2.			
																3			



IGEPXAO	Descrição Projecto		Descrição Folha		Projectou:	Cliente:		Rev.:	Folha:
					Data: 30-07-2014	Funcao:	Local:	N. Total de folhas: 3	1_a
								Próxima Folha: 2	



Descrição Projecto		Descrição Folha		Projectou:		Cliente:		Rev.:		Folha:	
				Data: 30-07-2014		Funcao:		Local:		N. Total de folhas: 3	
										Próxima Folha: 3	
										2.	



