



**José Filipe Marques Cardoso**

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

**Projecto conceptual de um dispositivo  
mecânico para ensaio de componentes  
estruturais sujeitos a cargas de impacto**

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em  
Engenharia Mecânica

Orientador: Prof<sup>a</sup> Doutora Marta Isabel Pimenta Verdete  
da Silva Carvalho, Professora Auxiliar, FCT-UNL/DEMI

Co-orientador: Prof Doutor Tiago Alexandre Narciso da  
Silva, Professor Auxiliar, FCT-UNL/DEMI

Júri:

Presidente: Prof. Doutor António Gabriel Marques Duarte dos Santos  
Arguente: Prof. Doutor João Filipe de Almeida Milho  
Vogal: Prof. Doutora Marta Isabel Pimenta Verdete da Silva Carvalho



FACULDADE DE  
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE NOVA DE LISBOA

**Setembro 2017**



*Dedico isto aos meus Pais, às minhas Irmãs e à Catarina.*



**Projecto conceptual de um dispositivo mecânico para ensaio de componentes estruturais sujeitos a cargas de impacto**

Copyright © José Filipe Marques Cardoso, Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade NOVA de Lisboa.

A Faculdade de Ciências e Tecnologia e a Universidade NOVA de Lisboa têm o direito, perpétuo e sem limites geográficos, de arquivar e publicar esta dissertação através de exemplares impressos reproduzidos em papel ou de forma digital, ou por qualquer outro meio conhecido ou que venha a ser inventado, e de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição com objetivos educacionais ou de investigação, não comerciais, desde que seja dado crédito ao autor e editor.



# Agradecimentos

Esta secção é dedicada a todos aqueles que contribuíram, directa ou indirectamente, para que esta dissertação fosse possível, e, embora as palavras fiquem apenas pela metade, queria, ainda assim expressar o meu mais sincero agradecimento.

À minha Orientadora, a Professora Marta Carvalho, pelo incansável apoio e encorajamento ao longo destes meses em todas as etapas desta jornada, que terminou com a elaboração desta dissertação.

Ao meu Co-Orientador, o Professor Tiago Silva, pelas palavras de encorajamento, pelo apoio técnico no  $\LaTeX$ , mas principalmente na fase de projecto do dispositivo.

Ao Professor António Gonçalves Coelho e ao Professor António Gabriel Santos, pelos pareceres técnicos e inspiração para a criação do dispositivo.

À minha colega Patrícia Martins pela ajuda no LS-Dyna e no  $\LaTeX$ . Aos meus Pais, que foram ultimamente responsáveis pela minha formação tanto académica como pessoal, pelo amor, carinho e apoio ao longo da minha existência, e sobretudo, por me terem proporcionado a oportunidade de ambicionar este sonho.

Às minhas Irmãs, Lara e Carolina, pelo carinho, e sobretudo paciência, desde sempre, para aturar o meu mau feitio.

À Catarina pelo apoio incondicional, carinho, paciência e compreensão, durante estes últimos anos do meu percurso académico.

Por fim, a todos os meus amigos, que, indirectamente foram e continuam a ser o motor da minha motivação, em especial ao Francisco, ao Rúben, ao Rodolfo, ao Hugo, ao André, ao Nuno e ao João.



# Resumo

Os ensaios de impacto visam estudar as propriedades dos materiais que não são possíveis de obter através de ensaios estáticos ou quasi-estáticos tradicionais, como os ensaios de tracção ou compressão. Estes ensaios, consistem tipicamente numa colisão entre uma massa acelerada e um espécime, de um material e características geométricas várias. O objectivo destes ensaios é obter propriedades mecânicas de materiais como a resistência ao impacto e a resistência à fractura, através da energia absorvida durante a colisão, factores importantes para a selecção de um material para componentes que possam estar sujeitos a cargas dinâmicas de impacto durante o serviço.

A proposta desta dissertação é apresentar um projecto de um banco de ensaios de impacto por queda de massa (Drop Weight), apresentado sob a forma de uma memória descritiva, que consiste numa descrição detalhada de todas as peças que o constituem, os respectivos desenhos técnicos e o orçamento para construção e futura utilização no laboratório de Mecânica Estrutural da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa. O banco de ensaios tem uma concepção simples, não sacrificando, contudo, nenhuma das características que lhe conferem a capacidade de execução dos ensaios com uma boa precisão e produção de resultados experimentais viáveis. Para estabelecer as especificações de projecto da máquina, tanto na componente estrutural bem como na componente de instrumentação, é necessário compreender o tipo de resultados esperados deste tipo de ensaios. Foram efectuadas análises das simulações com modelos de elementos finitos com o código de dinâmica explícita LS-Dyna. Através das simulações efectuadas e de acordo com os constrangimentos físicos do local onde instalar o banco de ensaios, foram seleccionados como provetes os tubos que constituem o chassi projectado pela equipa do Formula Student. Após a definição de todos os elementos estruturais do banco de ensaios foram seleccionados os elementos de instrumentação a utilizar no banco de ensaios. Estima-se que o custo total deste dispositivo seja de cerca de 10.000 Euros, sendo um valor de aquisição bastante inferior aos praticados comercialmente.

**Palavras Chave:** Ensaio de Impacto, Método dos Elementos Finitos, Projecto de Máquinas.



# Abstract

Impact tests are known for their capacity to study and quantify mechanical material properties otherwise unattainable through static or quasi-static material tests, such as uniaxial tensile tests. This kind of tests typically consist of an accelerated mass which impacts the specimen with a certain material and geometry. These tests have the objective to obtain material properties such as fracture resistance and impact resistance through the measurement of the energy absorbed during the impact, these material properties are important for the selection of components subjected to dynamic loadings during service.

The purpose of this thesis is to introduce a project of a Drop Weight impact test machine, presented in a manner of a descriptive memoir, detailing all the machine components, their technical drawings and budget for construction and future use in the Structural Mechanics Laboratory of the Faculty of Sciences and Technology of Universidade Nova de Lisboa. The device has a simple design, without compromising any of the fundamental features that enables it to achieve good results. In order to establish the project design specifications it was necessary to understand what kind of results we could expect in these kind of tests. Numerical simulations using the Finite Elements Method were solved using the software LS-Dyna. Through simulations accordingly to the space where the machine is going to be located, profiles similar to the ones used in the Formula Student project of the institution were selected as specimen. After the structural components constituting the machine design were selected, instrumentation to measure results were selected. It is estimated that the total cost of the device is around 10000€ which is less than the cost of a commercial machine with the same specifications.

**Keywords:** Impact Testing, Finite Element Method, Machine Design.



# Índice

<b>Agradecimentos</b>	<b>iii</b>
<b>Resumo</b>	<b>v</b>
<b>Abstract</b>	<b>vii</b>
<b>Índice</b>	<b>ix</b>
<b>Lista de Figuras</b>	<b>xi</b>
<b>Lista de Tabelas</b>	<b>xiii</b>
<b>1 Introdução</b>	<b>1</b>
1.1 Motivação e Objectivo . . . . .	1
1.2 Breve Introdução aos Ensaios de Impacto . . . . .	2
1.2.1 Ensaio de Charpy . . . . .	4
1.2.2 Ensaio de Izod . . . . .	7
1.3 Ensaios de choque instrumentado . . . . .	8
1.4 Ensaio de Impacto por Queda de Massa . . . . .	9
<b>2 Modelos Numéricos para Simulação de Impacto</b>	<b>11</b>
2.1 Fundamentos da simulação dinâmica . . . . .	11
2.1.1 Introdução . . . . .	11
2.1.2 Tipos de modelos . . . . .	12
2.1.3 Método de integração de Newmark $\beta$ . . . . .	12
2.1.4 Algoritmo implícito . . . . .	13
2.1.5 Algoritmo explícito . . . . .	14
2.1.6 Estabilidade do método . . . . .	15
2.2 Exposição dos casos de estudo . . . . .	17
2.2.1 Impacto do chassi F-Student . . . . .	17
2.2.2 Flexão de tubo em três pontos . . . . .	20
<b>3 Projecto do banco de ensaios de choque por queda de massa</b>	<b>25</b>
3.1 Função e conceptualização dispositivo . . . . .	25
3.2 Concepção e dimensionamento dos componentes . . . . .	27

3.2.1	Molas de impulso . . . . .	27
3.2.2	Varões de guiamento e Rolamentos Lineares . . . . .	28
3.2.3	Martelo de impacto . . . . .	29
3.2.3.1	Casquilho . . . . .	31
3.2.3.2	Bases do martelo . . . . .	31
3.2.3.3	Punção . . . . .	34
3.2.4	Mola de amortecimento . . . . .	34
3.2.5	Bases das molas . . . . .	35
3.3	Plataforma de impulso . . . . .	36
3.4	Placa de topo . . . . .	38
3.5	Bigorna . . . . .	39
3.5.1	Suporte de Flexão . . . . .	40
3.6	Base e Flanges . . . . .	40
3.7	Cálculos de resistência da estrutura . . . . .	42
3.8	Componentes Comerciais . . . . .	43
3.8.1	Perfil Estrutural Bosch . . . . .	43
3.8.2	Elementos de ligação Bosch . . . . .	43
3.8.3	Cabo de aço . . . . .	44
3.8.4	Trigger shackle . . . . .	46
3.9	Instrumentação . . . . .	48
3.10	Orçamento . . . . .	50
<b>4</b>	<b>Conclusões e Desenvolvimentos Futuros</b>	<b>53</b>
	<b>Bibliografia</b>	<b>55</b>
	<b>Anexos</b>	<b>57</b>

# Lista de Figuras

1.1	Ruptura catastrófica do petroleiro SS Schenectady (16 Janeiro 1943) após regresso ao estaleiro depois de ensaios em alto-mar . . . . .	5
1.2	Esquemático do pêndulo [12] . . . . .	6
1.3	Fixação do provete de Charpy [12] . . . . .	6
1.4	Tipos de entalhes dos provetes de ensaio de Charpy, adaptado de [1] . . . . .	7
1.5	Fixação do provete de Izod [12] . . . . .	8
1.6	Exemplo de uma curva força deslocamento [12] . . . . .	9
2.1	Modelo do Chassi concebido pela equipa do F-Student da FCT-UNL . . . . .	18
2.2	Cenário de simulação do impacto do chassi F-Student . . . . .	18
2.3	Gráfico Força-Tempo respectivamente em $kN$ e $ms$ . . . . .	19
2.4	Tensões de Von-Mises no Chassi no instante $t = 6ms$ . . . . .	19
2.5	Deslocamento em $mm$ de um nó central A e um nó lateral B segundo a direcção $xx$ , tempo em $ms$ . . . . .	20
2.6	Modelo para simulação de flexão em três pontos . . . . .	21
2.7	Energia de Impacto na simulação de flexão a três pontos . . . . .	21
2.8	Força resultante de impacto no tubo. . . . .	22
2.9	Deslocamento de um nó central no eixo $zz$ . . . . .	22
2.10	Deslocamento de um nó central no eixo $zz$ no caso da espessura do tubo ser o dobro da inicial ( $2.4mm$ ). . . . .	23
3.1	Vista em perspectiva dimétrica do banco de ensaios . . . . .	26
3.2	Tabela de propriedades da mola D13870 [27] . . . . .	28
3.3	Imagem do catálogo dos Rolamentos Lineares Igus©da serie drylin® R [11] . . . . .	29
3.4	Vista explodida do martelo de impacto; 1- base superior, 2- base inferior, 3- casquilho, 4- rolamento . . . . .	30
3.5	Simulação estática do esforço axial casquilho com $F = 1.5kN$ . . . . .	31
3.6	Vista isométrica da base inferior do martelo . . . . .	32
3.7	Vista isométrica da base superior do martelo . . . . .	32
3.8	Esquemático da carga pontual aplicada na secção cilíndrica da pega . . . . .	33
3.9	Vista isométrica do punção . . . . .	34
3.10	Tabela de propriedades da mola ISO 206-740 [26] . . . . .	36
3.11	Vista isométrica da base da mola de impulso . . . . .	37

3.12	Vista isométrica da base da mola de amortecimento . . . . .	37
3.13	Resultado das tensões de Von-Mises na base da mola de impulso . . . . .	38
3.14	Resultado das tensões de Von-Mises na base da mola de amortecimento . . . . .	38
3.15	Vista de topo da base de impulso. . . . .	39
3.16	Vista da placa de topo da Máquina . . . . .	39
3.17	Vista isométrica do conjunto bigorna e suporte de flexão . . . . .	40
3.18	Vista explodida da montagem da base de amortecimento da mola com a flange na base . . . . .	41
3.19	Vista Isométrica da Flange . . . . .	41
3.20	Vista de frente do modelo CAD do dispositivo. . . . .	42
3.21	Simplificação da estrutura com designação dos nós. . . . .	42
3.22	Características da secção transversal do Perfil Bosch 30x30 [23] . . . . .	44
3.23	Características do <i>Bracket 30/30</i> do catálogo da Rexroth [23] . . . . .	45
3.24	Características das <i>Joining Plates</i> do catálogo da Rexroth [23] . . . . .	45
3.25	Características dos elementos <i>Variofix Block</i> do catálogo da Rexroth [23] . . . . .	45
3.26	Características do <i>Profile Connector</i> do catálogo da Rexroth [23] . . . . .	46
3.27	Tabela de selecção de diâmetros de cabos de aço do catálogo Chagas© [5] . . . . .	46
3.28	Figura ilustrativa das dimensões do <i>trigger shackle</i> , as dimensões A,B,C,D e E es- tão presentes na figura 3.29[9]. . . . .	47
3.29	Características dimensionais e propriedades mecânicas do mecanismo de gatilho [9] . . . . .	47
3.30	Fotografia exemplificativa do mecanismo de gatilho <i>Tylaska Trigger Shackle</i> [9] . . . . .	47
3.31	Fotografia do acessório actuador do mecanismo de gatilho [9] . . . . .	48
3.32	Fluxograma da Instrumentação . . . . .	50

# Lista de Tabelas

3.1	Características do sensor de efeito de Hall SS49E . . . . .	49
3.2	Tabela de orçamento de projecto . . . . .	52



# 1

## Introdução

### 1.1 Motivação e Objectivo

---

Os ensaios de impacto visam estudar as propriedades dos materiais que não são possíveis de obter através de ensaios estáticos ou quasi-estáticos tradicionais, como os ensaios de tracção ou compressão. Estes ensaios, consistem tipicamente numa colisão entre uma massa acelerada e um espécime, de um material e características geométricas várias. O objectivo destes ensaios é obter propriedades mecânicas de materiais como a resistência ao impacto e a resistência à fractura, através da energia absorvida durante a colisão, factores importantes para a selecção de um material para componentes que possam estar sujeitos a cargas dinâmicas de impacto durante o serviço.

Esta dissertação tem como motivação a necessidade projectar um banco de ensaios de impacto instrumentado, que terá como função realizar ensaios de impacto através da queda de uma massa para testar a resistência de perfis estruturais a cargas de impacto, através da energia absorvida durante a sua deformação, afim de compreender os efeitos de carregamentos dinâmicos em estruturas simples.

O objectivo é elaborar o projecto completo do dispositivo, incluindo, desenhos para fabrico, desenhos de conjunto, uma memória descritiva de todos os elementos da máquina, e o respectivo orçamento, de forma a que no futuro seja utilizado no Laboratório de Mecânica Estrutural da Faculdade.

Os resultados numéricos dos casos de estudo solucionados através do *software* por elementos finitos explícito "LS-Dyna"[17, 18, 19] servirão como base para a concepção do projecto, quer no dimensionamento estrutural quer como critério de selecção da instrumentação para obtenção dos resultados experimentais relevantes.

---

## 1.2 Breve Introdução aos Ensaios de Impacto

---

Um dos principais catalisadores dos desenvolvimentos dos ensaios de materiais foi a indústria ferroviária, que teve um enorme crescimento em meados do século XIX, consequentemente, em 1849 os Ingleses formaram uma comissão para estudar o uso do ferro fundido nas ferrovias, começando assim a serem consideradas diversas abordagens para estudos de impacto [30], pois as estruturas já operacionais por vezes falhavam apresentando resultados catastróficos. Estas falhas, levaram alguns investigadores a especular que as cargas de impacto tinham um efeito diferente dos carregamentos estáticos nas estruturas, sendo que os dados provenientes dos ensaios de tracção uniaxial de provetes não eram suficientes para prever o comportamento das estruturas quando estas eram sujeitas a carregamentos dinâmicos.

Em 1857, Rodman desenvolveu a primeira máquina de "queda de peso livre" para a caracterização de aço de armas [30], e nos 30 anos que se seguiram esta foi usada para testar aços das linhas ferroviárias e qualificar os seus diferentes tipos, muitas vezes estes ensaios eram feitos no produto final, como tubos ou eixos, de forma a avaliar as características de um determinado lote, para adquirir dados para o projecto de novos produtos e recolher informação base sobre a resistência ao impacto de diferentes materiais de construção. Como a instrumentação era bastante rudimentar os resultados baseavam-se muitas vezes no facto do material romper ou não, dada uma determinada massa e altura de ensaio. Os primeiros testes foram feitos em provetes sem qualquer entalhe e por isso funcionavam bem com materiais frágeis pois estes rompiam, ao contrario de materiais dúcteis em que muitas vezes os provetes apenas se dobravam. Quando em 1892 LeChatelier introduziu os provetes entalhados [16], verificou-se que alguns dos materiais que exibiam propriedades dúcteis quando testados com provetes rectangulares perfeitos, apresentavam comportamento frágil quando se realizava o mesmo ensaio com provetes entalhados. A introdução dos entalhes nos provetes foi proveitoso para melhorar o resultado dos testes mas também bastante importante pois era necessário encontrar um procedimento de ensaio para poder avaliar continua e quantitativamente a resistência à fractura dos materiais.

O final do século XIX e o inicio do Século XX foi marcado pelo surgimento de diversos organismos de regulação internacionais, cujo principal objectivo era desenvolver procedimentos de teste robustos, e chegar a consensos relativamente aos padrões de teste para diversas tecnologias, incluindo os de ensaio de impacto. Um dos mais importantes organismos, e ainda hoje grandemente reconhecido, é o "The American Society for Testing and Materials", conhecida pela sigla ASTM, formou-se no ano de 1898 seguido pelo "International Association for Testing Materials- IATM que se estabeleceu em 1902. Ainda em 1898, Russel publicou um relatório que referia que era necessário introduzir uma análise quan-

titativa nos testes realizados [24], afirmando que nenhuma das máquinas da época, principalmente as máquinas de massa, tinham capacidade de obter resultados concretos, para além de testar se o espécime rompia ou não [24]. Posto isto, Russel projectou e construiu uma máquina pendular que mediria a energia absorvida pelo espécime a ensaiar, esta máquina referida também na sua publicação tem por base o mesmo conceito das usadas nos dias de hoje, e contempla uma análise cuidada da mecânica do teste, incluindo as perdas por efeito de atrito bem como os cálculos e comparações com o centro de massa e o centro de percussão. O seu trabalho apresenta grande valor na óptica dos ensaios de resistência de materiais, não só porque o projecto da máquina serviu como prototipo para as que são utilizadas presentemente, mas também permitiu compilar informação relativa a 700 testes de materiais tipicamente utilizados em diversos tipos de construção, nomeadamente o efeito da frequência de carregamento na avaliação de materiais sujeitos a várias condições de serviço [28].

Um dos primeiros países a utilizar os ensaios de impacto para regulamentar a construção de infraestruturas foi a França, por conseguinte entre 1902 e 1912 os investigadores Franceses foram dos que mais contribuíram com dados acerca dos efeitos que as variáveis dos procedimentos tinham no decorrer dos ensaios. Um dos investigadores mais notáveis e aclamado nos dias de hoje devido ao seu legado foi G. Charpy, que em 1906 tornou-se responsável pelas actividades ligadas aos testes de impacto da organização IATM. O nome "Charpy", associou-se ao teste, devido ao trabalho contínuo que este levou a cabo para o melhorar e regulamentar. Apesar de tudo isto, em 1901 Charpy reconheceu Russel num dos seus trabalhos científicos [6], pelo seu trabalho, nomeadamente pelo projecto da máquina de impacto pendular que ele inventara uns anos antes. Em 1905, Charpy propôs então o seu projecto pessoal para uma máquina pendular, muito semelhante às máquinas utilizadas hoje em dia para ensaios de impacto. Foi durante este período que as dimensões dos provetes começaram a assimilar-se aos usados hoje em dia e em que a organização IATM propôs algumas características nos procedimentos dos testes tais como:

- Limites para a velocidade de impacto;
- Suportes rígidos para minimizar perdas de energia por vibração;
- Um rácio mínimo entre a massa da base e a sua rigidez com o tamanho do batente.

Estes desenvolvimentos permitiram à indústria metalúrgica a criação de processos de produção de aços de melhor qualidade e reduzir significativamente os custos de produção através da diminuição de produtos rejeitados por apresentarem características frágeis.

Por via de um esforço conjunto da ASTM e de diversos laboratórios de testes [29], em 1933 surgiu a primeira publicação relativa a ensaios de impacto em metais, designada por E 23-33T e especificava que para efeitos de teste seria usada uma máquina pendular com dois métodos de fixação do espécime, um horizontal bi-apoiado, que ficou conhecido como

ensaio de Charpy e outro na vertical, encastrado em uma das extremidades, sendo este por sua vez denominado como ensaio de Izod. Embora não fosse especificado a geometria do martelo, estava já estabelecido que o ensaio de Charpy era o único em que se poderiam testar espécimes sem entalhe, ao passo que no ensaio de Izod apenas se podiam testar espécimes entalhados.

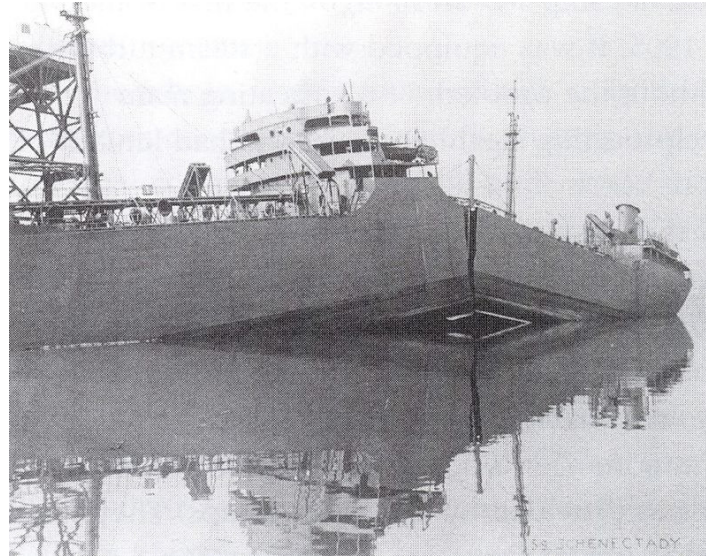
Entre 1940 e 1948, os testes de impacto já eram reconhecidos como uma boa prática para a caracterização de materiais, no entanto, não existiam ainda normas de construção, nem as propriedades de resistência ao impacto eram um requisito comum no momento de selecção do material a usar para determinada aplicação, o seu valor foi apenas reconhecido quando estes testes auferiram a capacidade de caracterizar a transição dúctil-frágil do aço. Um dos factores impulsionadores para o desenvolvimento e implementação de testes de impacto nas especificações de fabrico, foi a ocorrência de uma quantidade significativa de problemas nos navios durante a 2ª Guerra Mundial [28] (figura 1.1). A gravidade destes danos, variavam entre pequenas fracturas que podiam ser reparadas durante uma visita ao estaleiro, até fracturas mais graves que implicavam o abandono forçado do navio no mar. As soluções encontradas para a resolução destes problemas baseavam-se em mudanças de projecto, alterações nos processos de fabrico e características de resistência ao impacto dos materiais de construção dos navios. Os resultados destas mudanças no paradigma de construção de navios está documentada e mostra uma diminuição do aparecimento de fracturas de 130 casos por mês em Março de 1944 para menos de 5 casos por mês em Março de 1946, embora o número de navios tenha aumentado de 2600 unidades para 4400 durante o mesmo período [21].

Após a guerra, o "National Bureau of Standards" publicou um relatório[21] que concluía que os painéis em que as fracturas paravam de se propagar tinham uma maior resistência ao impacto e uma menor temperatura de transição ductil-frágil do que os painéis onde as fracturas surgiam. Esta conclusão tinha uma importância significativa pois não existia uma correlação semelhante para propriedades de materiais como: a composição química, resistência a esforços estáticos ou à micro-estrutura do material.

### 1.2.1 Ensaio de Charpy

Desenvolvido no início do século XX por S.B. Russell e G. Charpy, e comumente denominado por "Ensaio de Impacto de Charpy", continua a ser um dos mais utilizados ensaios de impacto actualmente devido à facilidade de preparação dos espécimes e da obtenção de resultados bastante fiáveis.

Para caracterização de materiais metálicos, o ensaio de Charpy é considerado um padrão em testes de impacto a baixas velocidades para avaliar a resistência à fractura de um material. O ensaio consiste na colocação de um martelo pendular a uma altura previamente estipulada ( $a$  da figura 1.2) que quando largado, impacta num espécime centrado em dois



**Figura 1.1:** Ruptura catastrófica do petroleiro SS Schenectady (16 Janeiro 1943) após regresso ao estaleiro depois de ensaios em alto-mar

apoios como se pode observar pela figura 1.3, após o impacto com o espécime o martelo continua a sua trajectória pendular até uma altura máxima  $b$  (menor que a inicial  $a$  da figura 1.2), assim, desprezando as perdas por atrito, vem:

$$E_c = E_p \quad (1.1)$$

em que:

$E_c$ : Energia cinética

$E_p$ : Energia potencial

$E_a$ : Energia absorvida pelo provete

A energia absorvida pelo espécime ( $E_a$ ) é então obtida com base na diferença de altura inicial e final máxima do pêndulo após o impacto

$$E_a = mg(a - b) \quad (1.2)$$

A geometria dos espécimes (figura 1.4), segundo a norma *ASTM E23* secção 7.1.3, é caracterizada por provetes de secção transversal quadrangular, com dimensões de  $55 \times 10 \times 10 \text{ mm}$ , e um entalhe maquinado em um dos lados [1].

A selecção do entalhe depende exclusivamente das características do material, os entalhes mais comuns têm a forma de "V", "U" em que:

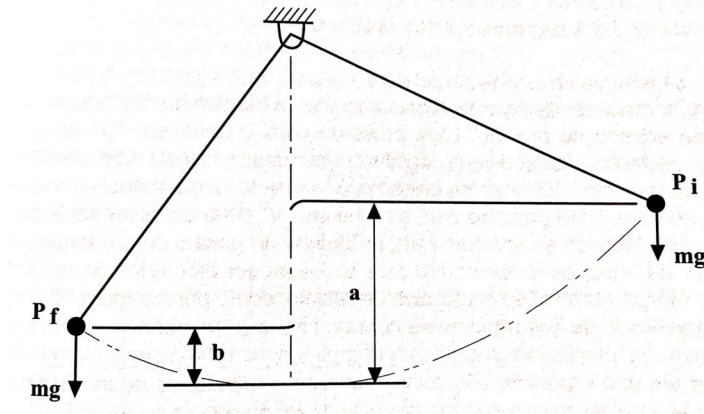


Figura 1.2: Esquemático do pêndulo [12]

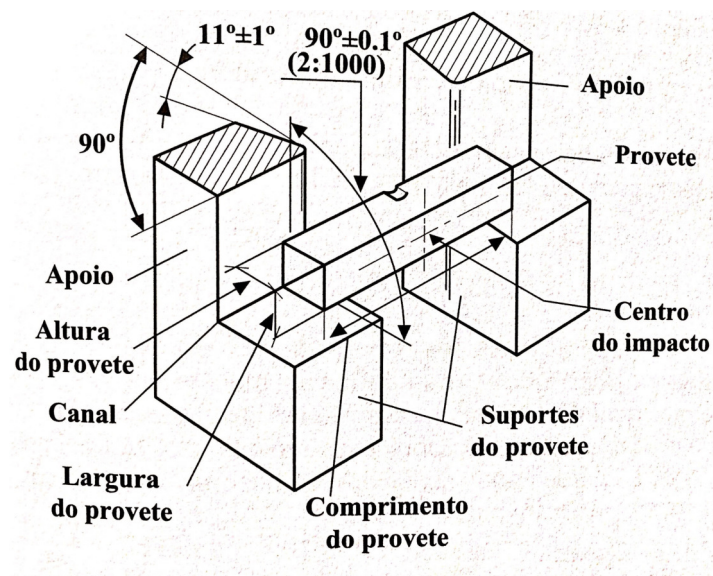


Figura 1.3: Fixação do provete de Charpy [12]

- Os entalhes tipo A, têm a forma de "V", e um ângulo de  $45^\circ$  e  $2\text{mm}$  de profundidade e um raio de base de  $0.25\text{mm}$ ;
- Os entalhes de tipo B, que começam por ser a direito até que acabam com uma cavidade circular, têm uma largura que pode atingir um máximo de  $1.6\text{mm}$ , uma profundidade de  $5\text{mm}$  e o raio da cavidade circular é de  $2\text{mm}$ ;
- Os entalhes do tipo C, têm a forma de "U", com uma largura de  $2\text{mm}$ ,  $5\text{mm}$  de profundidade e um raio de base de  $1\text{mm}$ .

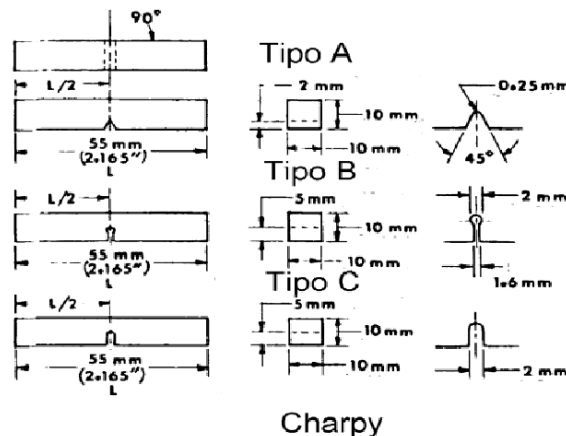


Figura 1.4: Tipos de entalhes dos provetes de ensaio de Charpy, adaptado de [1]

Segundo a norma *ASTM E23* secção 8.2.1, a escolha da temperatura de ensaio é inteiramente da responsabilidade do operador e depende da aplicação específica para a qual se pretendem obter os resultados. As temperaturas de teste podem ser definidas de modo a caracterizar o comportamento do material a uma determinada temperatura fixa ou num intervalo de temperaturas de maneira a caracterizar a região de transição de comportamento do material nesse intervalo de temperaturas. Para testes à temperatura ambiente é recomendada uma temperatura de  $20 \pm 5^\circ\text{C}$  [1].

### 1.2.2 Ensaio de Izod

O ensaio de impacto Izod é bastante similar ao ensaio de Charpy, ambos utilizam um martelo pendular que impacta o espécime, e à semelhança do ensaio de Charpy a energia absorvida pelo espécime é obtida através da diferença de alturas inicial e final do pêndulo (figura 1.2), as principais diferenças entre o ensaio de Izod e o de Charpy são:

- Posição do espécime: no ensaio de Izod o espécime é fixado na vertical (figura 1.5), ao passo que no ensaio de Charpy o espécime é fixado horizontalmente (figura 1.3);

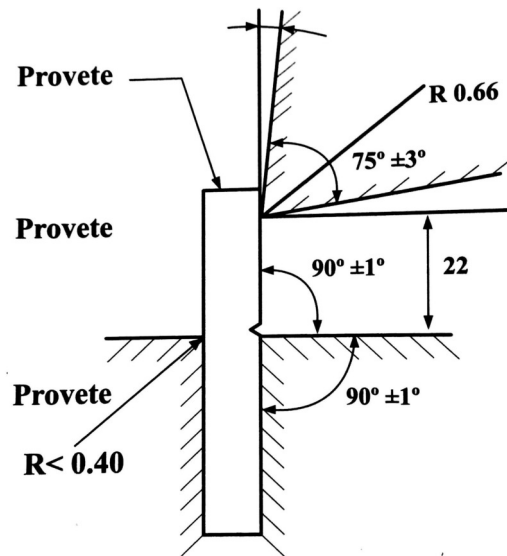


Figura 1.5: Fixação do provete de Izod [12]

- Ponto de impacto: no ensaio de Izod o martelo impacta a extremidade superior do espécime (figura 1.5) ao passo que no ensaio de Charpy o martelo impacta o espécime no seu centro (figura 1.3);
- Posição do entalhe: no ensaio de Izod (figura 1.5) o entalhe posiciona-se na face de impacto do martelo e no ensaio de Charpy (figura 1.3) o entalhe está na face oposta à do impacto;
- Tipo de entalhe: ensaio de Izod só é possível testar espécimes com entalhes em forma de "V", no ensaio de Charpy pode-se usar espécimes entalhados em "V" ou em "U";
- Dimensões do espécime: no ensaio de Izod o espécime tem dimensões de  $75 \times 10 \times 10 \text{ mm}$  ao passo que no ensaio de Charpy o espécime tem  $55 \times 10 \times 10 \text{ mm}$ .

### 1.3 Ensaios de choque instrumentado

As solicitações de choque incluem-se num grupo de esforços de grande significado para a compreensão do comportamento mecânico dos materiais. O conhecimento de como

a variação destas grandezas se traduz na energia absorvida permite caracterizar o comportamento ao choque de outro prisma. Esta técnica, conhecida como choque instrumentado, dá-nos a possibilidade de obter um conjunto de informação mais vasto do que aquela que poderíamos obter através dos métodos tradicionais. Um sensor solidário com o impactor capta a força de impacto, e a sua evolução, durante o choque e este é registado num osciloscópio digital com memória. Sendo que este sinal é de baixa amplitude [12], é necessário um factor de amplificação grande (na ordem dos milhares), o que faz com que possam haver problemas de "ruído" como se pode observar no gráfico da figura 1.6, resultantes da sobreposição de fenómenos conhecidos como o efeito inercial e a excitação da frequência própria do próprio dispositivo. O recurso a filtros electrónicos de forma a isolar o efeito do choque é imperativo [12].

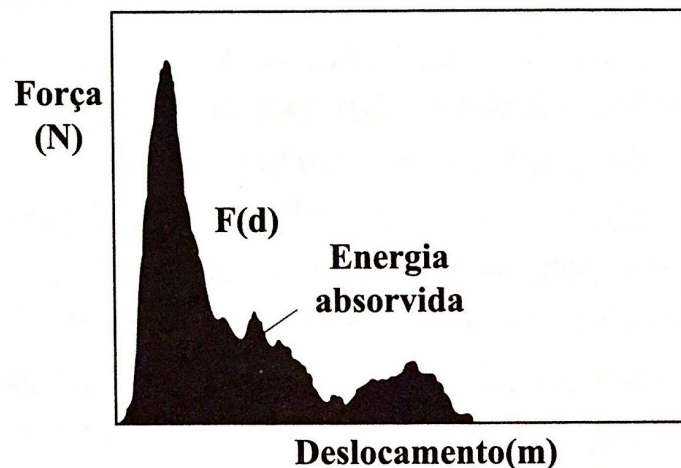


Figura 1.6: Exemplo de uma curva força deslocamento [12]

## 1.4 Ensaio de Impacto por Queda de Massa

---

Um outro ensaio de impacto relevante é o "Ensaio de choque por queda de massa", regulado pela norma ASTM E208, aplicável a todo o tipo de aços não austeníticos com espessuras iguais ou superiores a  $15.9\text{mm}$ . Os provetes ensaiados têm a configuração de uma barra e a face sujeita à tracção contém um entalhe. Através de um sistema de guiamento, uma massa, situada a uma determinada altura, é largada e por acção da gravidade com energia cinética

e velocidade pré-definidas de acordo com o tipo de provete e a tensão limite de elasticidade do material. A temperatura máxima à qual o provete fractura obtem-se da análise de um diagrama onde são representadas as curvas resultantes do ensaio de várias medidas do provete [12].

# 2

## Modelos Numéricos para Simulação de Impacto

### 2.1 Fundamentos da simulação dinâmica

---

#### 2.1.1 Introdução

Presentemente, o método dos elementos finitos, é um dos mais bem estabelecidos e populares métodos para a resolução de problemas complexos nas mais diversas áreas da engenharia, sendo visto como uma poderosa ferramenta para a aproximação de soluções de equações diferenciais complexas que descrevem os mais diversos processos físicos.

As aproximações numéricas inerentes ao método dos elementos finitos dividem-se em duas categorias: discretização espacial (1) e discretização temporal (2):

1. A discretização espacial lida com os erros de aproximação e eficiência inerentes à distribuição espacial das primeiras variáveis, como por exemplo os campos de deslocamentos;
2. A discretização temporal lida com os erros de aproximação e eficiência inerentes à integração temporal das equações do movimento.

As próximas secções focam-se apenas na categoria de discretização temporal e restringir-se-ão apenas aos métodos de integração directos, mais concretamente ao método de Newmark  $\beta$  [22]

### 2.1.2 Tipos de modelos

Os modelos dinâmicos possuem um factor comum: o efeito da inércia como descrito pela Segunda Lei de Newton, lei que decreta que as forças de inercia são iguais ao produto da massa e aceleração. Sendo a aceleração a segunda derivada temporal do deslocamento que caracteriza o movimento, a formulação conduz inevitavelmente a uma equação diferencial cuja solução é dependente do tempo.

A equação de equilíbrio de um sistema dinâmico, considerando todos os termos associados, a energia de deformação, energia cinética e ainda a energia dissipada durante o amortecimento vem:

$$F = [M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]u \quad (2.1)$$

Onde  $[M]$ ,  $[C]$  e  $[K]$  são matrizes de massa, amortecimento e rigidez e  $\ddot{u}$ ,  $\dot{u}$  e  $u$  são os vectores aceleração, velocidade e deslocamento dos nós do sistema respectivamente.

Do lado oposto temos a estática, que é definida como a mecânica de equilíbrio dos corpos em repouso. As grandezas associadas a corpos em regime estacionário não variam com o tempo e por isso a sua equação é bastante reduzida face à anterior, visto que não existe variação no tempo do vector deslocamento,  $u$  é constante, o implica que a primeira e segunda derivada do deslocamento  $\dot{u}$  (velocidade) e  $\ddot{u}$  (aceleração) são zero, assim, as parcelas da equação respectivas à massa e ao amortecimento são desprezáveis e a equação simplificada é dada por:

$$F = [K]u \quad (2.2)$$

### 2.1.3 Método de integração de Newmark $\beta$

Em 1959 Newmark [22] apresentou um conjunto de métodos de integração de problemas de dinâmica estrutural. Durante os últimos anos este método tem sido amplamente utilizado e existem diversos casos de estudo que visam o seu melhoramento de forma a obter resultados mais exactos.

Consideremos que a equação a integrar é dada por:

$$F = [M]\ddot{u} + Ku \quad (2.3)$$

A equação (2.3) é uma equação diferencial ordinária de segunda ordem que representa um problema de valor inicial cujo objectivo é calcular a função deslocamento  $u(t)$  que satisfaça a equação (2.3) dadas as condições iniciais  $u(0) = u_0$  e  $\dot{u}(0) = \dot{u}_0$ . Assumindo a matriz de massas  $[M]$  constante, simétrica e positiva, e a matriz rigidez  $[K]$  positiva não necessariamente constante.

Newmark propõe dois operadores para a resolução passo a passo da equação (2.3) que incluem os parâmetros  $\beta$  e  $\gamma$  que indicam qual o impacto que o valor da aceleração no fim

do intervalo de tempo tem no valor da velocidade e deslocamento no fim do intervalo, estes operadores são:

$$\dot{u}_{t+\Delta t} = \dot{u}_t + \Delta t[(1 - \gamma)\ddot{u}_t + \gamma\ddot{u}_{t+\Delta t}] \quad (2.4)$$

$$u_{t+\Delta t} = u_t + \Delta t\dot{u}_t + \Delta t^2\left[\left(\frac{1}{2} - \beta\right)\ddot{u}_t + \beta\ddot{u}_{t+\Delta t}\right] \quad (2.5)$$

Em que:

$\Delta t$ : amplitude do intervalo de tempo

$\beta$ : parâmetro  $\beta$  de Newmark

$\gamma$ : parâmetro numérico de amortecimento de Newmark

Consideramos ainda  $\gamma = \frac{1}{2}$  para que não surjam complicações devido à introdução de factores de amortecimento de carácter numérico [14], caso  $\gamma \neq \frac{1}{2}$  é introduzido um amortecimento espúrio proporcional ao seu valor [22]. Através da equação (2.4) é possível verificar que, caso  $\gamma = 0$  obtemos um factor de amortecimento negativo, que se traduz numa vibração auto-induzida de carácter exclusivamente numérico, e caso  $\gamma > \frac{1}{2}$  obtemos um factor de amortecimento positivo que se traduz numa atenuação da amplitude de resposta mesmo que não esteja presente qualquer amortecimento real no sistema [22].

Considerando então que  $\gamma = \frac{1}{2}$  podemos reescrever a equação (2.4) como:

$$\dot{u}_{t+\Delta t} = \dot{u}_t + \Delta t\left[\frac{1}{2}\ddot{u}_t + \frac{1}{2}\ddot{u}_{t+\Delta t}\right] \quad (2.6)$$

O parâmetro  $\beta$  por sua vez será o que definirá se o método é implícito ou explícito. No caso de  $\beta \neq 0$  estamos perante métodos implícitos, por exemplo se  $\beta = \frac{1}{4}$  temos o método implícito da aceleração média, se  $\beta = \frac{1}{6}$  obtemos o método implícito da aceleração linear. Caso  $\beta = 0$  então o método torna-se explícito, é possível concluir através da equação (2.5) se  $\beta = 0$ , o deslocamento no instante de tempo seguinte ( $t + \Delta t$ ) pode ser calculado através dos valores de deslocamento, velocidade e aceleração do instante anterior ( $t$ ) [14].

#### 2.1.4 Algoritmo implícito

Assumindo que as respostas  $u$ ,  $\dot{u}$  e  $\ddot{u}$  são conhecidas num instante de tempo  $t$  e tendo como objectivo o cálculo dos valores das respostas enumeradas anteriormente, podemos utilizar o seguinte algoritmo:

1. Rearranja-mos a equação (2.5) de maneira que  $\ddot{u}_{t+\Delta t}$  seja função de  $u_{t+\Delta t}$  e das respostas anteriores:

$$\ddot{u}_{t+\Delta t} = \left(\frac{1}{\beta\Delta t^2}\right)u_{t+\Delta t} - \left(\frac{1}{\beta\Delta t^2}\right)u_t - \left(\frac{1}{\beta\Delta t}\right)\dot{u}_t - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)\ddot{u}_t \quad (2.7)$$

2. Insere-se a equação obtida anteriormente (2.7), na equação (2.5), onde a solução de  $u_{t+\Delta t}$  é obtida através do sistema acoplado:

$$\left(\frac{1}{\beta\Delta t^2}\right)u_{t+\Delta t} = F_{t+\Delta t} - M\left[\left(\frac{1}{\beta\Delta t^2}\right)u_t + \left(\frac{1}{\beta\Delta t}\right)\dot{u}_t + \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)\ddot{u}_t\right] \quad (2.8)$$

3. Actualizar a equação da aceleração usando a expressão do primeiro passo, e actualizar a equação das velocidades simplificando a expressão (2.4), obtendo assim, as expressões finais:

$$\ddot{u}_{t+\Delta t} = \left(\frac{1}{\beta\Delta t^2}\right)u_{t+\Delta t} - \left(\frac{1}{\beta\Delta t^2}\right)u_t - \left(\frac{1}{\beta\Delta t}\right)\dot{u}_t - \left(\frac{1}{2\beta} - 1\right)\ddot{u}_t \quad (2.9)$$

$$\dot{u}_{t+\Delta t} = \dot{u}_t + \frac{\Delta t}{2}\ddot{u}_t \quad (2.10)$$

Repete-se o algoritmo explicitado acima as vezes que forem necessárias até chegar à solução final. É de notar que no segundo passo deste algoritmo é necessário "assemblar" a matriz de massas, a matriz de rigidez e resolver o sistema acoplado (2.8).

Em sistemas lineares utiliza-se um passo ( $t$ ) constante, a resolução da matriz pode ser feita em apenas uma iteração, sendo que, a partir desse ponto apenas será necessário modificar o lado direito da equação (2.8). No entanto, em sistemas não lineares a matriz de rigidez necessita de ser invertida para cada instante de tempo, implicando assim um custo computacional elevado, o que não se verifica no caso explícito, como veremos a seguir[14].

### 2.1.5 Algoritmo explícito

Assumindo que as respostas  $u$ ,  $\dot{u}$  e  $\ddot{u}$  são conhecidas num instante de tempo  $t$  e tendo como objectivo o calculo dos valores das respostas enumeradas anteriormente, podemos utilizar o seguinte algoritmo:

1. Da equação (2.5) e com  $\beta = 0$  é possível obter o valor do deslocamento no instante seguinte  $u_{t+\Delta t}$  com os valores das respostas do instante anterior ( $u_t, \dot{u}_t, \ddot{u}_t$ ):

$$u_{t+\Delta t} = u_t + \Delta t\dot{u}_t + \frac{\Delta t^2}{2}\ddot{u}_t \quad (2.11)$$

2. Transformar a equação 2.3 usando a equação 2.11

$$M\ddot{u}_{t+\Delta t} = F_{t+\Delta t} - K\left(u_t + \Delta t\dot{u}_t + \frac{\Delta t^2}{2}\ddot{u}_t\right) \quad (2.12)$$

3. Actualizar a equação das velocidades (2.4) obtendo assim:

$$\dot{u}_{t+\Delta t} = \dot{u}_t + \frac{\Delta t}{2}[\ddot{u}_t + \ddot{u}_{t+\Delta t}] \quad (2.13)$$

No caso do método explícito, no segundo passo do algoritmo apenas temos que inverter a matriz de massa global  $[M]$ , sendo esta diagonal, o método é bastante mais simples que o implícito, necessitando da inversão de uma matriz de rigidez  $[K]$ , que é um processo numericamente bastante complexo. Embora o método explícito aparente ser mais vantajoso quando comparado ao método implícito é de notar que o caso explícito apresenta alguns problemas de estabilidade que dependem quase exclusivamente do intervalo de tempo  $(\Delta t)$  que for escolhido entre cada iteração [14].

### 2.1.6 Estabilidade do método

Sendo que a estabilidade do método aumenta com a diminuição do valor do intervalo de tempo entre iteração  $(\Delta t)$ , um intervalo pequeno de tempo geralmente garante a estabilidade da solução final, posto isto, a questão a analisar é, qual o menor intervalo de tempo que garante a estabilidade do método de Newmark, visto que quanto menor for o intervalo de tempo  $(\Delta t)$  maior será o custo computacional é necessário chegar a uma relação de compromisso de custo versus estabilidade [14].

Podemos transformar a equação (2.3) numa equação modal desacoplada que se apresenta como:

$$\ddot{X} + \omega^2 X = p(t) \quad (2.14)$$

Em que:

$X$ - coordenada normal

$\omega$ - frequência de vibração

$p(t)$ - função de carregamento transformada

A integração das equações modais usando o mesmo intervalo de tempo entre instantes  $(\Delta t)$  é equivalente à integração numérica da equação acoplada (2.3), deste modo podemos proceder à simplificação da equação (2.14) combinando os operadores de integração de Newmark (2.4) e (2.5) vêm:

$$X_{t+\Delta t} = 2X_t + X_{t-\Delta t} = \Delta t^2 [\beta \ddot{u}_{t+\Delta t} + (1 - 2\beta) \ddot{X}_t + \beta \ddot{X}_{t+\Delta t}] \quad (2.15)$$

Onde o deslocamento nodal  $u_t$  é substituído pela coordenada normal  $X$ . No caso de um sistema livre,  $p(t) = 0$ , a equação (2.14) é introduzida no operador de integração (2.15), nos instantes  $t - \Delta t, t$  e  $t + \Delta t$ , que resulta na seguinte expressão:

$$X_{t+\Delta t} = bX_t + X_{t-\Delta t} = 0 \quad (2.16)$$

Em que:

$$b = \frac{2 - (\omega \Delta t)^2 (1 - 2\beta)}{1 + (\omega \Delta t)^2 \beta}$$

A equação permite obter os deslocamentos no instante  $t + \Delta t$  através dos deslocamentos dos dois instantes imediatamente anteriores,  $t$  e  $t - \Delta t$  [14].

Dado um determinado conjunto de condições a resposta livre da vibração do sistema é harmónica e constringida, desta forma, a questão da estabilidade é aferida através de um valor máximo de  $\Delta t$  para o qual o valor de  $\beta$  e  $\omega_{max}$  produza um resultado harmónico e constringido.

Para demonstrar este critério de estabilidade assumimos uma solução sob a forma de:

$$X_t = r^{\frac{t}{\Delta t}} \quad (2.17)$$

Onde  $\frac{t}{\Delta t}$  é o contador da iteração e obtém-se a expressão de  $r$  ao inserir a equação (2.17) em (2.16), então a equação característica de  $r$  vêm:

$$r^2 = br + 1 = 0 \quad (2.18)$$

E as raízes  $r_1$  e  $r_2$  na forma complexa polar são:

$$r_1, r_2 = e^{\pm iq} \quad (2.19)$$

Em que:

$$q = \arcsin\left(\sqrt{1 - \frac{b^2}{4}}\right) \quad (2.20)$$

Visto que  $e^{\frac{iq_t}{\Delta t}} = \cos\left(\frac{q_t}{\Delta t}\right) + i \sin\left(\frac{q_t}{\Delta t}\right)$  podemos reescrever a equação (2.17) na forma:

$$X_t = A \cos\left(\frac{q_t}{\Delta t}\right) + B \sin\left(\frac{q_t}{\Delta t}\right) \quad (2.21)$$

Onde  $A$  e  $B$  são constantes reais obtidas através das condições iniciais,  $A = X(0)$  e  $B = \frac{\Delta t}{q_t} X(0)$ . Através da equação (2.21) podemos obter uma solução para  $X_t$  harmónica e limitada desde que  $q_t \in \Re$ , sendo que esta condição é verdadeira se  $(1 - \frac{b^2}{4}) \geq 0$ . Podemos então por fim concluir substituindo na condição acima o valor de  $b$ , que o intervalo máximo entre iterações  $\Delta t$  é dado por:

$$\Delta t \leq \frac{T}{2\pi} \sqrt{\frac{4}{1 - 4\beta}} \quad (2.22)$$

Em que  $T$  representa o período de oscilação do sistema e é dado por  $T = \frac{2\pi}{\omega_{max}}$

Considerando a condição descrita pela desigualdade (2.22), para o modelo explícito ( $\beta = 0$ ), o maior valor que o intervalo entre iterações ( $\Delta t$ ) pode tomar de modo a garantir estabilidade dos resultados é  $\Delta t \leq 0.318T$ . No caso implícito quando  $\beta = \frac{1}{4}$  não existe limite para o intervalo de tempo  $\Delta t$  daí considerar-se que este valor garante que o operador é incondicionalmente estável, sendo que para todos os valores de  $\beta < \frac{1}{4}$  a estabilidade apenas depende do período de oscilação do sistema [14].

---

## 2.2 Exposição dos casos de estudo

---

Os casos de estudo expostos nesta dissertação têm como objectivo entender a capacidade de absorção de energia de elementos estruturais quando sujeitos a cargas de impacto, em ambos os casos, tubos de aço, servindo os dados provenientes das simulações como elemento guia para o dimensionamento da máquina de impacto por queda de peso livre.

Utilizando o código comercial de análise estrutural por elementos finitos LS-Dyna, foram feitas duas simulações: primeiramente do impacto frontal do chassi do F-Student (figura 2.1), seguido pela simulação de um ensaio de flexão em três pontos com uma carga de impacto num tubo de aço.

Este código caracteriza-se pela utilização por omissão do método explícito para simular problemas complexos que ocorrem a elevadas velocidades e que apresentam elevadas taxas de deformação sendo por isso o mais indicado para os nossos casos de estudo, pois, o método implícito apresenta dificuldades em convergir para soluções no caso de existirem grandes deformações, situações de não linearidade na deformação plástica ou no contacto entre superfícies [10].

É de notar a utilidade que as simulações computacionais obtidas por este *software* podem ter para prever os resultados de um ensaio de um perfil com uma determinada geometria e material de forma a preparar a máquina previamente ao ensaio.

### 2.2.1 Impacto do chassi F-Student

O primeiro caso de estudo contemplado nesta dissertação foi a simulação de impacto frontal contra uma parede rígida da frente do chassi do carro do projecto FS-Student da FCT-UNL (figura 2.2) usando o código comercial de elementos finitos LS-Dyna, de forma a testar a resistência do chassi ao impacto na ausência de um atenuador de impacto. Para efeitos de simulação, apenas uma pequena parte do chassi era necessária, procedeu-se por isso à criação de um modelo no *software* Solidworks apenas com uma parte frontal do chassi com as mesmas dimensões do modelo criado pela equipa do F-Student da FCT-UNL e seguidamente importado para o *software* LS-Dyna como um ficheiro .IGES com a superfície média dos tubos.

Os parâmetros de simulação utilizados foram os seguintes:

- Malha do chassi constituída por 19943 elementos Shell e 19759 nós;
- Malha da parede constituída por 1000 elementos Solid e 1337 nós com  $v_i = 4m/s$ ;
- Para efeitos de simulação usou-se um modelo de material isotrópico com encruamento linear, e um modelo de material rígido para a parede;

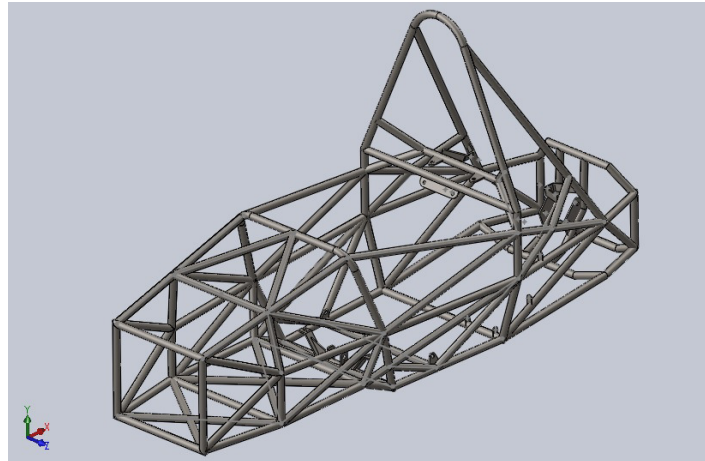


Figura 2.1: Modelo do Chassi concebido pela equipa do F-Student da FCT-UNL

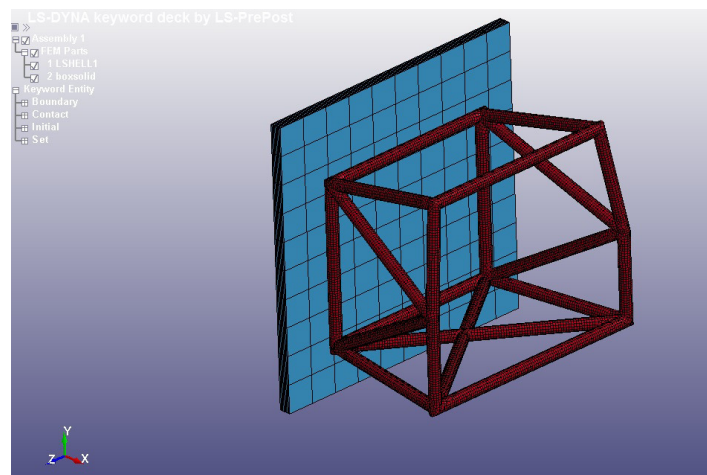


Figura 2.2: Cenário de simulação do impacto do chassi F-Student

- Constrangimento de translacção nos nós de ligação da parte traseira do chassi.

Propriedades do material usado para a construção do chassi do F-Student (ROPT510: "Roll cage tube") de acordo com o fabricante e exportação das mesmas para o LS-Dyna:

- Massa Volúmica:  $7.750 \times 10^{-6} \text{ kg/mm}^3$
- Modulo de Young:  $200 \text{ GPa}$
- Coeficiente de Poisson:  $0.29$
- Tensão de cedência 0.2%:  $0.370 \text{ kN/mm}^2$
- Declive zona linear plástica:  $0.564 \text{ GPa}$

Os resultados da simulação do impacto do chassi foram:

Como se pode observar no gráfico da figura 2.3 a força máxima resultante do impacto do chassi com a parede com  $v_i = 4m/s$  é de  $71.3kN$ ,  $6ms$  após o início da colisão.

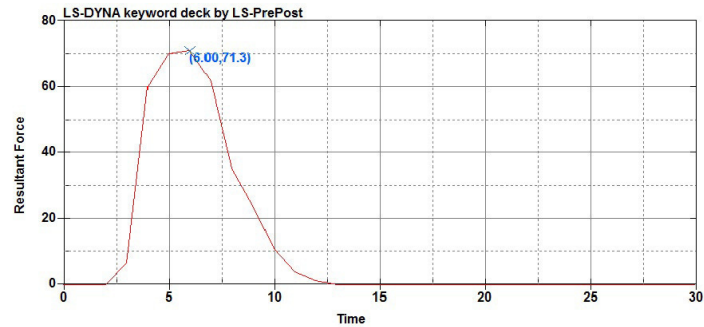


Figura 2.3: Gráfico Força-Tempo respectivamente em  $kN$  e  $ms$

A figura 2.4 mostra as tensões de Von Mises em  $kN/mm^2$  decorridos  $6ms$  após o início da colisão.

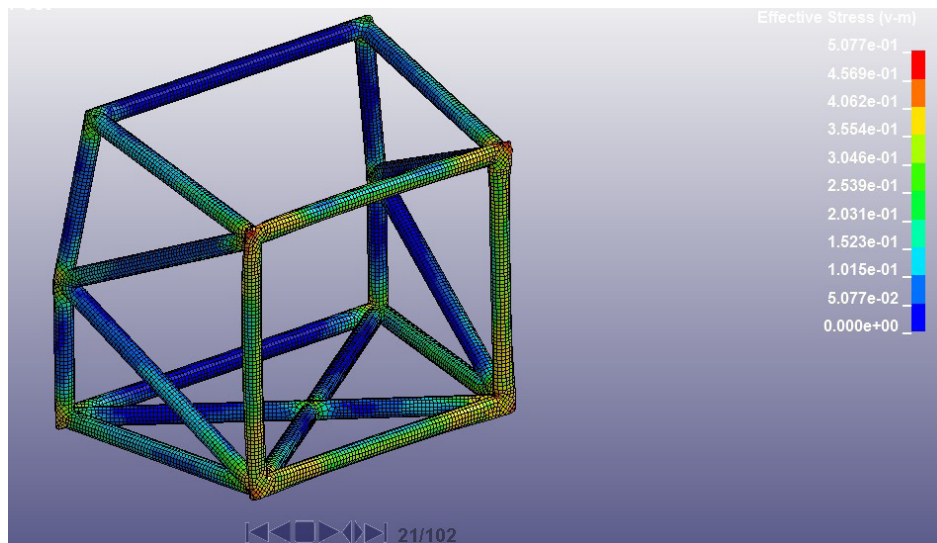


Figura 2.4: Tensões de Von-Mises no Chassi no instante  $t = 6ms$

O gráfico da figura 2.5 representa o deslocamento de dois nós, um central e outro lateral, A e B respectivamente da barra superior que colide com a parede.

É de notar que o nó localizado no centro da barra tem uma recuperação elástica maior que o nó lateral, ainda assim, sem a presença de um atenuador a integridade física do piloto pode ser posta em causa, sobretudo considerando que os resultados presentes nesse gráfico correspondem a uma velocidade de impacto de  $4m/s$  cerca de  $14.4Km/h$  que é uma veloci-

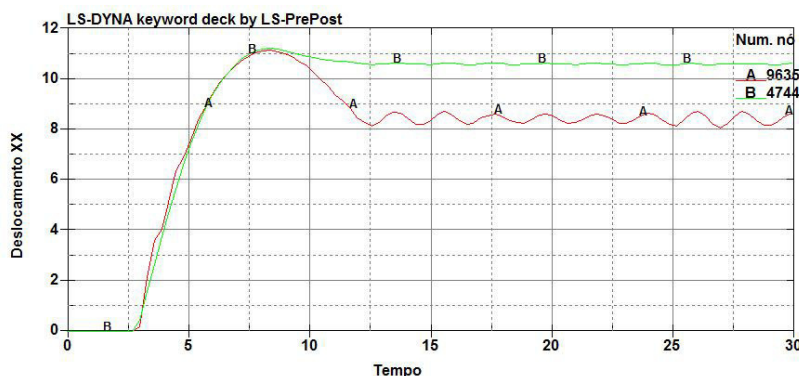


Figura 2.5: Deslocamento em *mm* de um nó central A e um nó lateral B segundo a direcção *xx*, tempo em *ms*

dade baixa relativamente à velocidade máxima (cerca de  $100\text{km/h}$ ) que o carro ao qual este chassi se destina consegue atingir.

### 2.2.2 Flexão de tubo em três pontos

Esta simulação consiste na flexão de um tubo apoiado em três pontos, dois dos quais de suporte, sendo que o terceiro exerce uma força de impacto, principal responsável pelo início da flexão como se pode observar na figura 2.6.

O tubo flectido na simulação, (2 da figura 2.6) tem um comprimento total de  $300\text{mm}$  um diâmetro de  $2.54\text{mm}$ , espessura de  $1.2\text{mm}$  e o material é o mesmo utilizado para o chassi na simulação anterior, ROPT510. Os tubos de apoio (3 e 4 da figura 2.6) têm um diâmetro de  $60\text{mm}$ , os seus centros distam  $200\text{mm}$  e são de um material rígido. O punção (1 da figura 2.6) tem um diâmetro de  $30\text{mm}$  na extremidade de contacto com o tubo e têm  $40\text{mm}$  de espessura e apresenta também um modelo de material rígido.

Visto que a máquina a ser projectada têm como restrição uma altura de cerca de  $2\text{m}$ , estabeleceu-se através de cálculos simples de conservação da energia mecânica que a energia que pretenderíamos obter como requisito funcional para o projecto seria de  $700\text{J}$ , e essa foi como se pode observar no gráfico da figura 2.7 a energia de impacto utilizada para esta simulação.

#### Parâmetros de Simulação:

- Malha do tubo flectido constituído por 5000 elementos Shell e 5050 nós;
- Velocidade do punção no instante de impacto  $v = 12\text{m/s}$

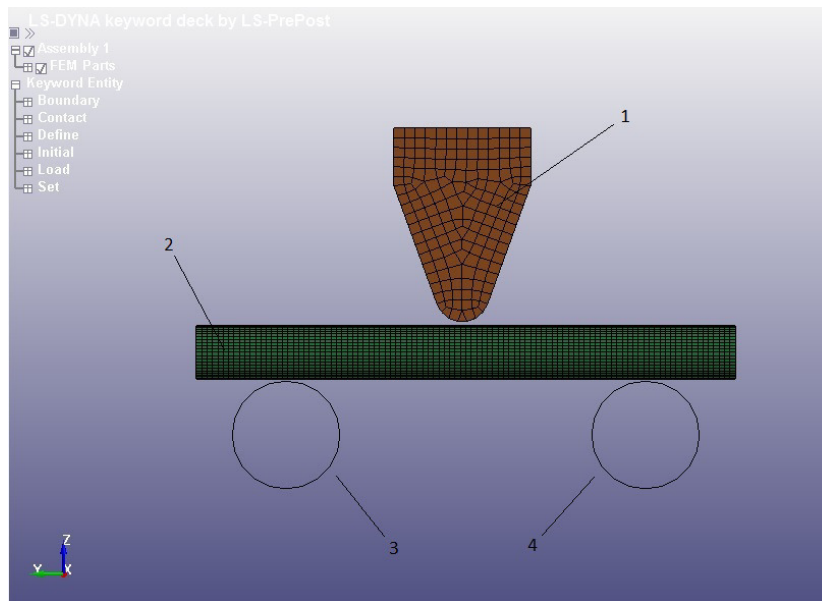


Figura 2.6: Modelo para simulação de flexão em três pontos

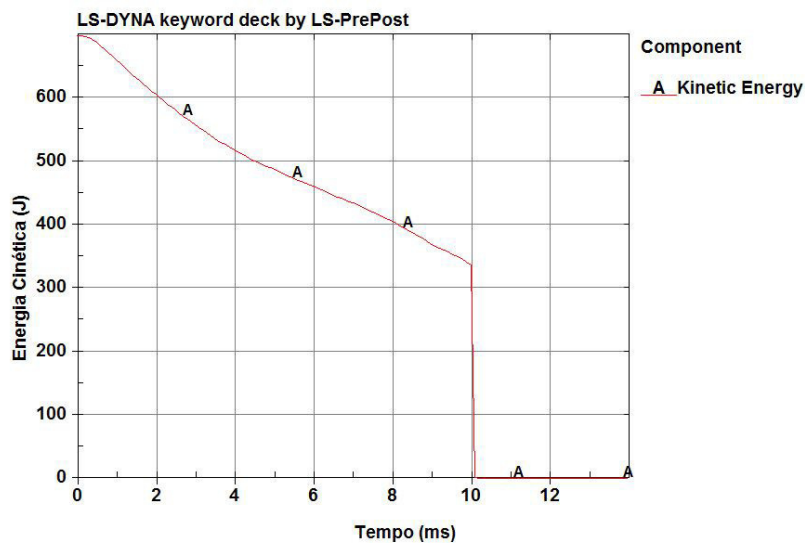


Figura 2.7: Energia de Impacto na simulação de flexão a três pontos

- Para o tubo usou-se um modelo de material isotrópico com encruamento linear com as características já enumeradas anteriormente.

Como se pode observar na figura 2.8, a força máxima resultante no tubo ocorre aos  $1.3ms$  e têm uma magnitude de  $5.42kN$ , e o seu deslocamento máximo no eixo  $zz$  é de  $-72.6mm$  e ocorre  $10ms$  após o impacto (gráfico da figura 2.9).

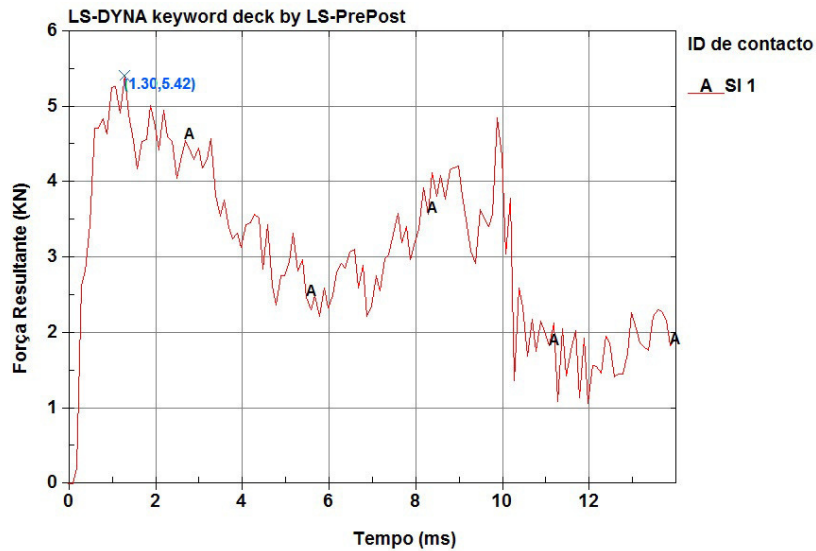


Figura 2.8: Força resultante de impacto no tubo.

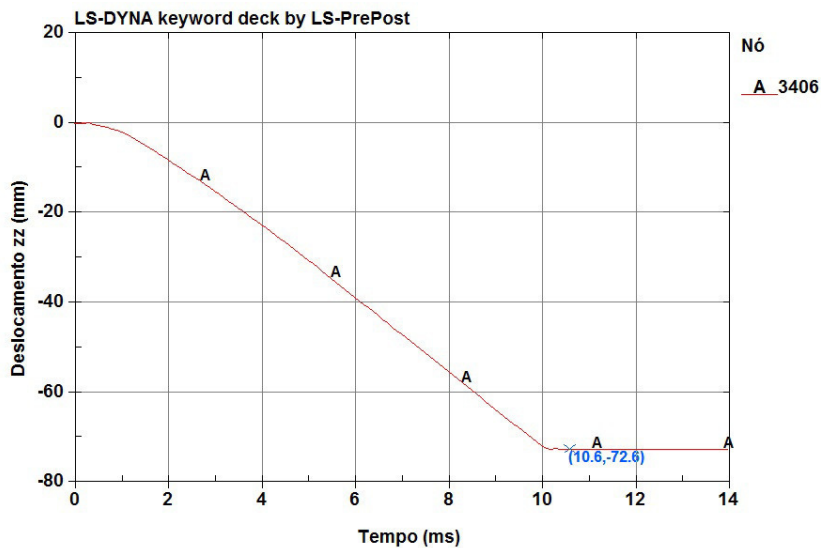
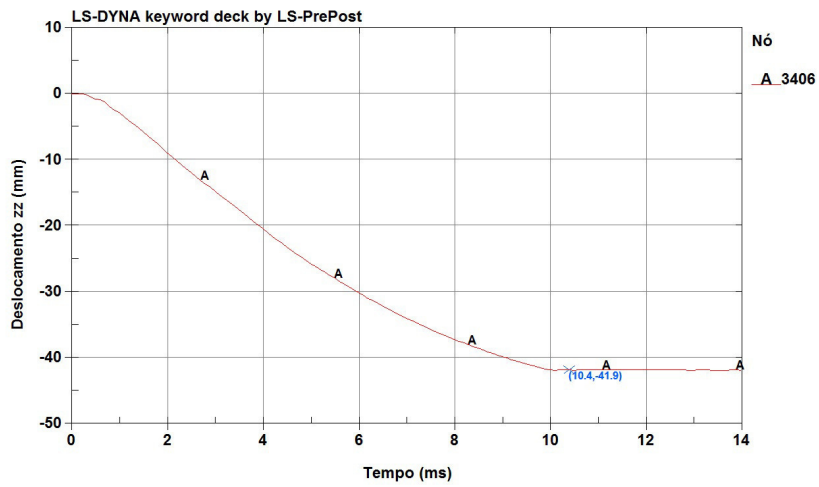


Figura 2.9: Deslocamento de um nó central no eixo zz.

O deslocamento tende a estabilizar a partir dos 10ms de simulação pois a partir desse instante foi programado no código que o punção parasse dado que as deformações já eram suficientemente grandes para perceber que o tubo não tem a capacidade para resistir a energias desta magnitude.

Ainda que aumentássemos a espessura do tubo de 1.2mm para o dobro, ou seja 2.4mm, as deformações ainda que sejam inferiores que no caso inicial continuam a ser significativas como podemos verificar no gráfico da figura 2.10.



**Figura 2.10:** Deslocamento de um nó central no eixo  $zz$  no caso da espessura do tubo ser o dobro da inicial ( $2.4\text{mm}$ ).



# 3

## Projecto do banco de ensaios de choque por queda de massa

### 3.1 Função e conceptualização dispositivo

---

O dispositivo representado na figura 3.1 é um banco de ensaios de impacto por queda de massa e tem como funcionalidade testar a resistência ao impacto de perfis estruturais com várias geometrias e materiais, nomeadamente metálicos e compósitos, avaliando-os segundo a energia absorvida durante o impacto e a sua deformação máxima quando sujeitos a flexão em três pontos.

Para cumprir o seu objectivo, este dispositivo é constituído por uma torre suportada por perfil estrutural em alumínio, quatro varões de aço para o guiamento de um martelo de impacto, dois conjuntos diferentes de quatro molas, inferiores e superiores, um cadernal para içar o martelo até à altura pretendida e um sistema de gatilho comercial para efectuar o disparo e na sua base tem uma bigorna cujo propósito é o de apoiar o espécime na posição pretendida.

Os principais requisitos funcionais são de que este fosse capaz de transmitir ao espécime cerca de  $700J$  de energia. Como seria difícil atingir  $700J$  de energia apenas através da energia potencial armazenada num peso em suspensão a uma determinada altura, esta, foi compensada através da adição de energia potencial elástica, proveniente de quatro molas, concêntricas com os varões de guiamento apoiadas na plataforma intermédia a cerca de  $1735mm$  de altura.

Foram usados quatro varões de guiamento para que a descida se efectuasse de uma forma mais precisa de modo a embater nos espécimes na posição desejada, com o punção perpendi-



Figura 3.1: Vista em perspectiva dimétrica do banco de ensaios

cular ao espécime e embatendo no seu centro. O facto do projecto contemplar quatro varões tornou-se proveitoso também para que fosse possível a inclusão de um maior número de molas, permitindo assim que a energia potencial elástica fosse repartida pelas quatro molas e por isso os coeficientes de rigidez destas fossem mais baixos do que se tivéssemos apenas dois varões de guiamento com duas molas.

Por uma questão de simplicidade, toda o dispositivo foi concebido para operar por meios puramente mecânicos sem necessitar de corrente eléctrica, e em apenas duas etapas o operador terá disponível os dados provenientes do ensaio, tal como vai ser explicado mais adiante. A sua montagem é também bastante simples dado que a maioria das peças estão ligadas entre si através de ligações aparafusadas não necessitando de envolver mão de obra especializada.

Para obter os resultados da força e do deslocamento ao longo da duração do impacto será necessário um sensor de força piezoelétrico e sensores de posição para medir a velocidade de impacto.

## 3.2 Concepção e dimensionamento dos componentes

Esta secção tem como objectivo abordar sumariamente as decisões de projecto tomadas para cada componente do dispositivo. Praticamente todo o cálculo estrutural necessário pressupõe um coeficiente de segurança  $n = 1.5$ , sendo que a escolha deste valor tem por base o facto da estrutura da máquina não estar sujeita a carregamentos elevados, estes estarem bem definidos ocorrendo apenas quando o mecanismo da máquina está "armado", mas fundamentalmente por uma questão de redução de custos dos componentes.

### 3.2.1 Molas de impulso

Para compensar as limitações de altura e minimizar o peso de queda mantendo a mesma energia de impacto (700J) utilizaram-se quatro molas concêntricas com os varões, de modo a gerar um impulso inicial.

Uma vez que estas ficam concêntricas com os varões de guiamento, temos logo à partida uma restrição diametral para a seleção deste componente, superior a 20mm. Associado a esta restrição foi ainda necessário estabelecer um compromisso entre o comprimento de compressão  $\Delta x$  e o coeficiente de rigidez  $k$  da mola. Desprezando o trabalho das forças de atrito existe conservação da energia mecânica do sistema, ou seja:

$$4E_{el} + E_p = 700[J] \quad (3.1)$$

em que:

$$4E_{el} = 4\left(\frac{1}{2}k\Delta x\right)$$

$$E_p = mgh$$

Cuja simplificação conduz à igualdade:

$$4\left(\frac{k\Delta x^2}{2}\right) + mgh = 700$$

Em que:

$$m = 30[kg]$$

$$h = (1.5 + \Delta x)[m]$$

$$g = 9.81[m/s^2]$$

obtendo por fim a relação:

$$2k\Delta x^2 + 294.3(1.5 + \Delta x) = 700 \quad (3.2)$$

Através de um processo iterativo no qual substitui os valores de  $k$  correspondentes a molas comerciais na equação 3.2, chegou-se a um valor de compressão de  $\Delta x = 0.104m$ , possível de obter com a mola de aço inoxidável D13870, cujo coeficiente de rigidez é de  $k = 10500N/m$ , tal como se pode observar na tabela 3.2 retirada do site do fabricante [27].

Outer Diameter (Do) (mm)	37.00
Wire Diameter (d) (mm)	5.00
Free Length (L) (mm)	230.0
Solid Height, Approx (mm)	102.5
Spring Rate (N/mm)	10.5
Load Length (L1) (mm)	115.0
Load at L1 (N)	1,225.9
Material	MW
Material Specification	DIN-17223 or EN-10270-1 or JIS-G4314 SWP-A/B or AMS-5112
Shipping Weight (kg)	4.449
Shipping Height (mm)	37.00
Shipping Length (mm)	230.00

Figura 3.2: Tabela de propriedades da mola D13870 [27]

### 3.2.2 Varões de guiamento e Rolamentos Lineares

De forma a efectuar o guiamento do martelo durante a queda da forma mais eficiente possível, é necessário minimizar o atrito de deslizamento dos rolamentos lineares com os varões.

Para o efeito, foi escolhido o modelo de rolamento linear drylin®R *FJUM* – 01 – 20 (figura 3.3) da marca Iigus® que serão montados no martelo e que realizará o percurso num varão de aço AISI 1045 com duas secções distintas, uma com de  $\varnothing 20mm$  tolerância h7 e um comprimento de  $1735mm$ , e outra, na extremidade com  $\varnothing 8mm$ , comprimento  $22mm$  e uma rosca M8. A secção de maior comprimento terá um tratamento superficial em crómio para aumentar a sua resistência e será polida até um valor de rugosidade de  $R_a = 0.8\mu m$  de modo minimizar as perdas de energia por atrito durante a queda do martelo.

drylin® R  
round  
shaft guide  
systems

drylin® R flange bearings | Product range  
Closed, anodised aluminium adapter, round flange

Order key

Type: F J U M-01-10  
Size: d1

With flange  
Lighter J  
Liner  
Metric  
Round design  
d1

<sup>78)</sup> According to igus® testing method ▶ Page 1000  
<sup>81)</sup> Design standards ▶ Page 944  
Please note: installation instructions ▶ Page 945

Technical data

Part No.	d1-Tolerance <sup>78)</sup>	Fmax. dynamic <sup>81)</sup>	Fmax. static <sup>81)</sup>	Weight
	[mm]	P = 5 MPa [N]	P = 35 MPa [N]	
FJUM-01-08	+0.032 +0.070	960	6,720	20
FJUM-01-10	+0.030 +0.088	725	5,075	32
FJUM-01-12	+0.030 +0.088	960	6,720	42
FJUM-01-16	+0.030 +0.088	1,440	10,080	51
FJUM-01-20	+0.030 +0.091	2,250	15,750	88
FJUM-01-25	+0.030 +0.091	3,625	25,375	152
FJUM-01-30	+0.040 +0.110	5,100	35,700	266
FJUM-01-40	+0.040 +0.115	8,000	56,000	552
FJUM-01-50	+0.050 +0.150	12,500	87,500	853

Figura 3.3: Imagem do catálogo dos Rolamentos Lineares Igus® da serie drylin® R [11]

### 3.2.3 Martelo de impacto

O martelo de impacto representado em vista explodida na figura 3.4, é um conjunto formado por quatro componentes diferentes, duas bases, superior e inferior que representam quase na totalidade o peso do componente, quatro casquilhos soldados que interligam as duas bases e oito rolamentos lineares Igus drylin®, referidos na secção anterior, aparafusados quatro em cada base com parafusos M5x16 de cabeça cilíndrica com sextavado interior segundo a norma DIN 7984. O peso total do conjunto é de cerca de 33.5kg valor bastante próximo do que tinha sido estipulado como requisito de projecto inicialmente (30kg).

Para unir a base superior e inferior é utilizado um cordão de soldadura entre os casquilhos e as bases que é caracterizada como uma soldadura de canto, que circunda o perímetro do casquilho, cuja força  $F$  actuante é caracterizada como sendo paralela a um dos catetos [20], então para a secção crítica:

$$\sigma_{adm} = \frac{2.24F}{h\Delta x} \quad (3.3)$$

em que:

$\sigma$ : Tensão admissível

$F$ : Força aplicada paralela ao cateto da soldadura

$h$ : Altura do cordão

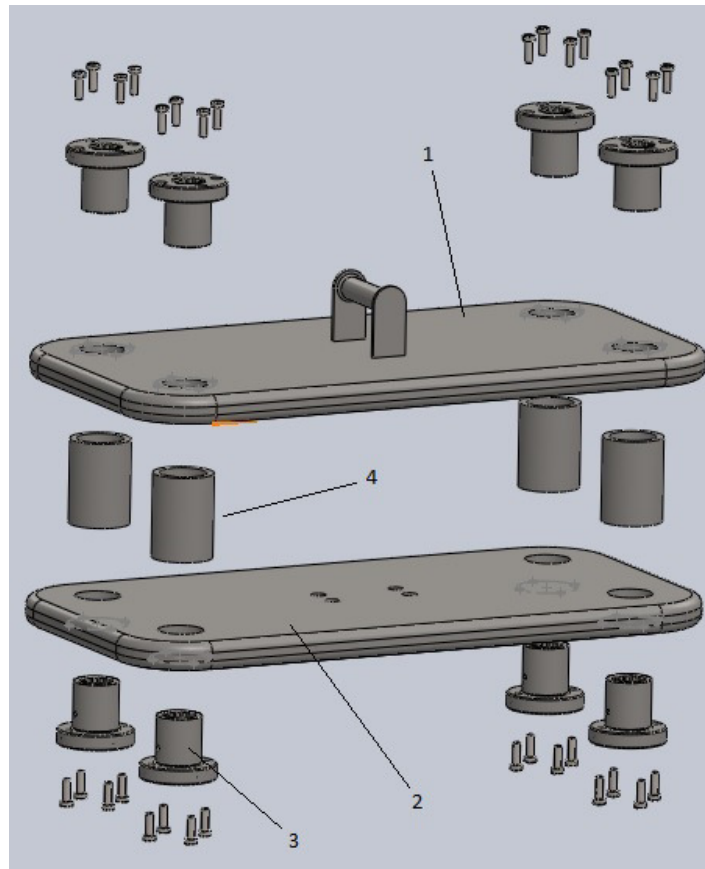


Figura 3.4: Vista explodida do martelo de impacto; 1- base superior, 2- base inferior, 3- casquilho, 4- rolamento

$\Delta x$ : Largura do cordão

Baseado na simulação do ensaio de flexão em três pontos em LS-Dyna, cuja força máxima está representada na figura 2.8 e é de  $5.42kN$ , arredondando este valor para  $6kN$  para efeitos de cálculo, consideramos que a força em cada um dos quatro casquilhos é de  $1.5kN$  e por isso  $F = 1.5kN$ .

Considerando que o casquilho tem  $\varnothing 38mm$  e que o seu material é o aço AISI 1020 cuja tensão de cedência  $\sigma_c = 294MPa$  [2], introduzindo o coeficiente de segurança  $n = 1.5$  vem que  $\sigma_{adm} = 196MPa$ , então:

$$196 = \frac{2.24 * 1.5 * 10^3}{h * 38\pi}$$

O resultado é  $h = 0.14mm$  para a altura mínima do cordão. Visto que a altura deste cordão não é passível de ser executada, o valor de projecto estipulado para a altura mínima deste é de  $h = 1mm$ , embora qualquer um com uma altura  $h > 0.14mm$  seja viável considerando um material de adição igual ao material base (AISI 1020) ou apresente características de resistência mecânica idênticas mesmo.

### 3.2.3.1 Casquilho

O casquilho tem uma altura de  $60\text{mm}$ , dimensão escolhida de forma a que juntamente com a espessura das bases perfazer  $100\text{mm}$  de altura do martelo. Esta dimensão, tem a mesma ordem de grandeza que a do maior vão entre os varões, por forma a minimizar a possibilidade de enviesamento do martelo durante o percurso descendente. Isto garante não só uma maior precisão no momento do impacto como também diminui a possibilidade de haverem contactos entre os rolamentos lineares e os varões. A espessura da parede do casquilho é de  $5\text{mm}$  o que lhe confere uma boa capacidade de resistência aos esforços impostos pelo impacto do martelo. Para comprovar este pressuposto foi utilizada a força de referência  $F = 1.5\text{kN}$  para cada casquilho como calculada na secção 3.2.3, e numa simulação estática axial de compressão no módulo de elementos finitos do Solidworks 2017, verificou-se nos resultados apresentados na figura 3.5 que as deformações estão na ordem dos milésimos de milímetro e por isso desprezáveis para a nossa aplicação.

As características geométricas deste componente podem ser consultadas no desenho técnico em anexo com o número: **02.02.41341**.

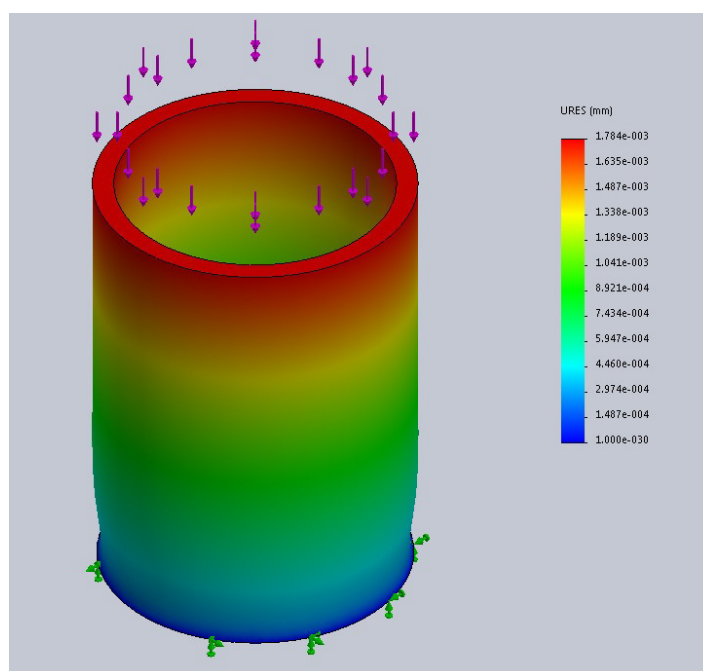


Figura 3.5: Simulação estática do esforço axial casquilho com  $F = 1.5\text{kN}$ .

### 3.2.3.2 Bases do martelo

As bases do martelo, tanto inferior (figura 3.6) como superior (figura 3.7), diferem apenas por pequenos detalhes, ambas são do mesmo material, aço AISI 1020, a base inferior apre-

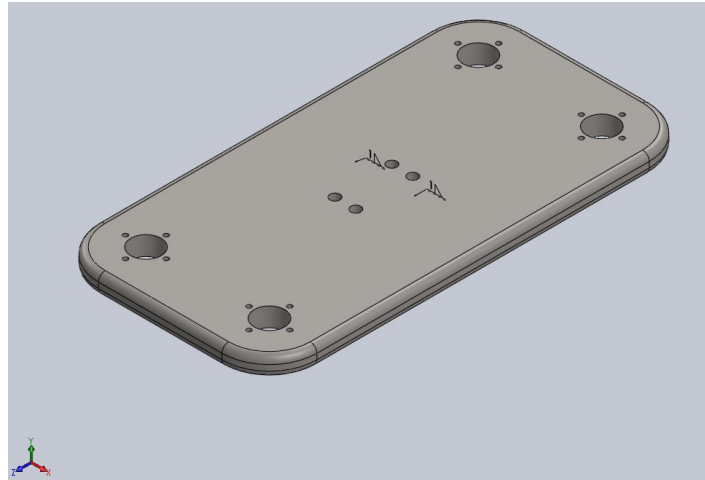


Figura 3.6: Vista isométrica da base inferior do martelo

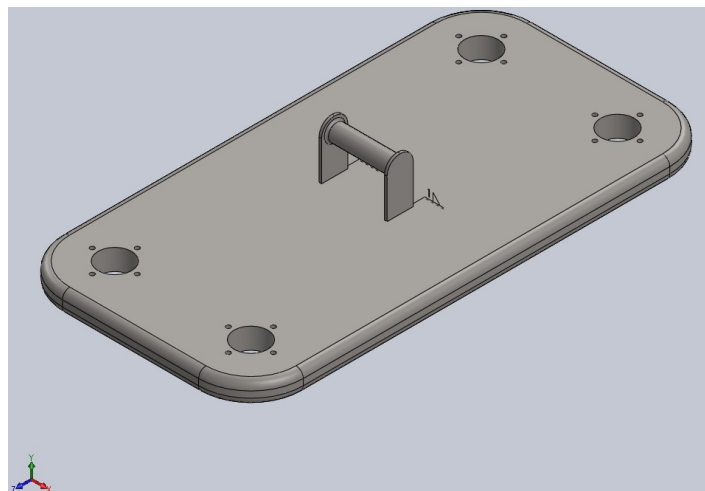


Figura 3.7: Vista isométrica da base superior do martelo

senta quatro furos para montar o punção, ao passo que a base superior contém uma pega soldada que suportará o esforço resultante do peso do martelo e da força elástica das molas quando comprimidas até à posição de lançamento.

Para dimensionar esta pega considerou-se uma força cuja magnitude corresponde ao esforço que o cadernal exerce para elevar a carga somado à força de compressão das molas de impulso descritas na secção 3.2.1, então:

$$F_T = P_m + F_{el} \quad (3.4)$$

em que:

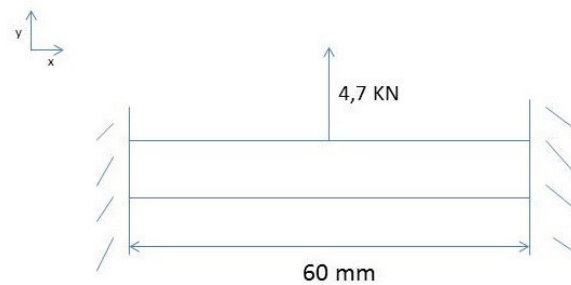


Figura 3.8: Esquemático da carga pontual aplicada na secção cilíndrica da peça

$F_T$ : força total

$P_m$ : peso do martelo

$F_{el}$ : força elástica das molas

Posto isto, considerando  $P_m = 328.6N$  e  $F_{el} = 4368N$  temos

$$F_T = 4697N \approx 4.7kN$$

Considerando uma carga pontual com magnitude  $4.7kN$  no centro da peça, cuja secção transversal é circular e tem um comprimento de  $60mm$  como representado na figura 3.8.

Então para calcular o diâmetro da secção cilíndrica necessária vem:

$$\sigma_{adm} = \frac{M}{I}y \quad (3.5)$$

em que  $M$  é o momento aplicado,  $I$  o Segundo momento de área da secção transversal resistente e  $y$  a distância do limite do corpo à sua linha neutra. A tensão admissível é  $\sigma_{adm} = 196MPa$ , o momento máximo aplicado é  $M = 32.25kN.mm$  e o segundo momento de área da secção circular é dado por:

$$I = \frac{\pi}{64}\phi^4 \quad (3.6)$$

Substituindo nas equações (3.5) e (3.6) o diâmetro admissível é de  $13mm$ . Para os apoios considerou-se uma secção rectangular com  $2.5 \times 25 [mm]$  ligada à base por uma soldadura de canto circundado todo o perímetro dos apoios da peça. A altura do cordão, é calculada da mesma forma que a soldadura dos casquilhos que unem os dois martelos através da equação 3.3, logo  $Permetro = \Delta x = 47.12mm$ ,  $F = 2.35kN$  e  $\sigma_{adm} = 196MPa$ .

Aplicando então a equação 3.3 resulta que  $h = 0.56mm \approx 1mm$  de altura mínima para o cordão de soldadura, considerando que o material de adição é igual, ou de propriedades de resistência mecânicas semelhantes ao material base (AISI 1020).

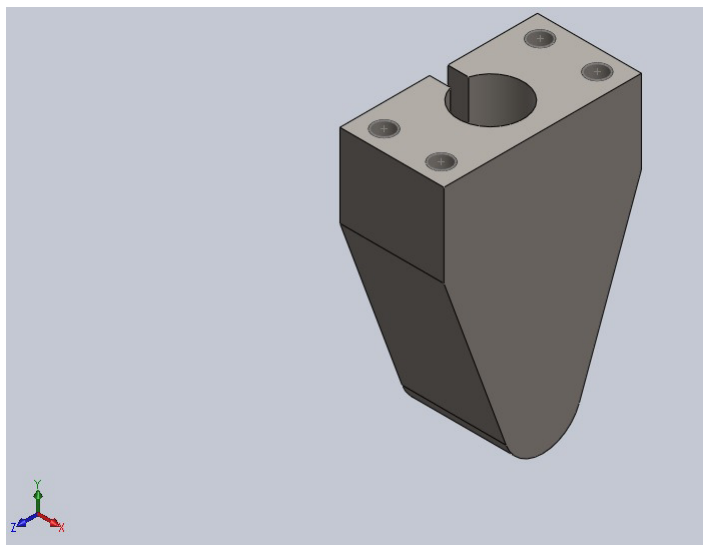


Figura 3.9: Vista isométrica do punção

Relativamente à base inferior do martelo, esta contém quatro furos para montar o punção, estes servem como guias para os parafusos sextavados de rosca parcial durante o deslocamento desde o início do impacto até o punção encostar na face inferior desta. Os furos têm  $\varnothing 10.5mm$  onde passarão os parafusos M10x55x16mm que aparafusam no punção.

As dimensões e características geométricas destes componentes podem ser consultadas nos desenhos técnicos em anexo com os números: **01.02.41341**, **01.02.41341** e no desenho de conjunto número: **00.02.41341**.

### 3.2.3.3 Punção

O punção (figura 3.9), é construído em aço AISI 1045 temperado, que lhe confere uma boa resistência ao impacto, no seu topo contém uma caixa onde ficará montado o sensor de força Kistler Type 9712B5000, no seu topo tem quatro furos roscados com  $\varnothing 10.5mm$  onde através de parafusos ISO 4014 M10x55x26 ligarão o punção à base inferior.

As dimensões e características geométricas deste componente podem ser encontradas no desenho técnico em anexo com o número: **02.02.41341**.

### 3.2.4 Mola de amortecimento

A mola de amortecimento foi escolhida de forma a suportar o martelo depois do impacto com a energia máxima de projecto,  $700J$ , partindo das mesmas restrições que a mola de impulso, ou seja o diâmetro superior a 20mm, para que fique concêntrica com o varão. É necessário também que a mola em conjunto com a respectiva base tenha altura suficiente para que durante o amortecimento o punção não embatesse com a base da bigorna para

evitar danos. Com base nas limitações e nos cálculos apresentados, foi escolhida então a mola Raymond® "Extra Heavy Duty" ISO 10243 de secção trapezoidal 206-740 cuja tabela de propriedades mecânicas do fabricante [26] podem ser consultadas na tabela 3.10.

Sendo que dispomos de quatro molas para amortecer a energia de 700J então:

$$E_{el} = \frac{k(\Delta x)^2}{2} \cdot 4 \quad (3.7)$$

com  $k = 107000N/m$  vem que,  $\Delta x = 0.057m = 57mm$  para a compressão da mola.

Embora a mola seleccionada só tenha uma capacidade de compressão máxima de operação de 50.8mm o que corresponde a uma dissipação de energia de cerca de 138J do total 175J para cada mola, a restante energia dissipar-se-à sob a forma de atrito nos rolamentos e o restante na base da estrutura sem que hajam quaisquer danos colaterais, para o caso em que o martelo caia inopinadamente sem que haja qualquer espécime na bigorna.

### 3.2.5 Bases das molas

Para interligar as molas à estrutura da maquina foram concebidas duas soluções semelhantes, duas cascas cilíndricas com um furo no centro para a passagem do varão bem como flanges com furos para serem aparafusadas. A base da mola de impulso (figura 3.11) cuja geometria está presente no desenho técnico **08.01.41341** em anexo, tem uma espessura de 2mm e é fabricada com aço AISI 1020, e a base da mola de amortecimento (figura 3.12) é também do mesmo material que a anterior, e tem 3mm de espessura.

Para definir a espessura destes componentes executou-se uma simulação estática axial de compressão no módulo de elementos finitos do *Solidworks 2017*. Em ambas as simulações foi efectuado um carregamento na zona superior destes componentes, onde assenta a mola, utilizando os valores de força reais previstos para estes componentes. Para a base da mola de impulso 1500N cuja força representa um quarto do total necessário para elevar a carga até ao ponto de "disparo", já na base de amortecimento foi utilizada uma força de 5500N que corresponde à deflexão máxima das molas "Extra Heavy Duty" 206-740 do fabricante "Associated Spring RAYMOND®".

Os resultados das tensões de von-Mises podem-se observar para a base da mola de impulso e para a base da mola de amortecimento respectivamente nas figuras 3.13 e 3.14.

As molas são fixas a estas bases através do adesivo comercial "Epóxi Scotch-Weld™ DP420 3M™".

As dimensões e características geométricas podem ser consultadas nos desenhos técnicos em anexo com os numeros **07.01.41341** e **08.01.41341** para a base da mola de amortecimento e a base da mola de impulso respectivamente.

Die Spring Type	ISO-206
Hole Fit, min (H) (mm)	40.00
Rod Fit, max (R) (mm)	20.00
Free Length (L) (mm)	254.0
Solid Height, Approx (mm)	190.0
Spring Rate (N/mm)	107.0
Load Length For Optimum Life, (L1) (mm)	215.9
Deflection For Optimum Life (D1) (mm)	38.1
Load at L1 (N)	4,076.8
Load Length For Long Life (L2) (mm)	210.8
Deflection For Long Life (D2) (mm)	43.2
Load at L2 (N)	4,622.6
Load Length For Max Operating Deflection (L3) (mm)	203.2
Maximum Operating Deflection (D3) (mm)	50.8
Load at L3 (N)	5,435.7
Shipping Weight (kg)	1.531
Shipping Height (mm)	40.00
Shipping Length (mm)	254.00

Figura 3.10: Tabela de propriedades da mola ISO 206-740 [26]

### 3.3 Plataforma de impulso

O componente representado na figura 3.15 é uma plataforma de impulso e localiza-se no primeiro patamar da máquina, a  $1735\text{mm}$  de altura, é construída em aço AISI 1020, apresenta dezasseis furos com  $\varnothing 6.3\text{mm}$  cujo propósito é montar as bases das molas de impulso, quatro furos com  $\varnothing 8.4\text{mm}$  para a montagem dos varões responsáveis pelo guiamento do martelo, um furo quadrangular no seu centro para a passagem dos componentes para elevação do martelo. Os entalhes e os furos quadrangulares das extremidades permitem a passagem dos conectores da Rexroth® denominados por "profile connector" que estabelecem a ligação das vigas verticais de  $1735\text{mm}$  com as de  $300\text{mm}$ , garantido assim uma continuidade entre

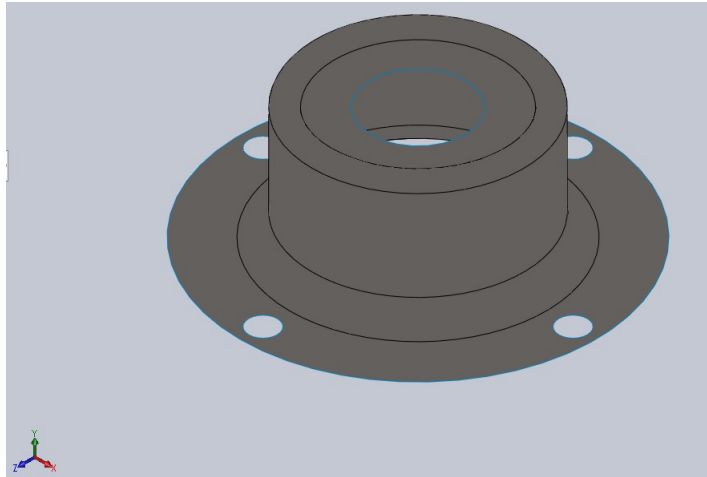


Figura 3.11: Vista isométrica da base da mola de impulso

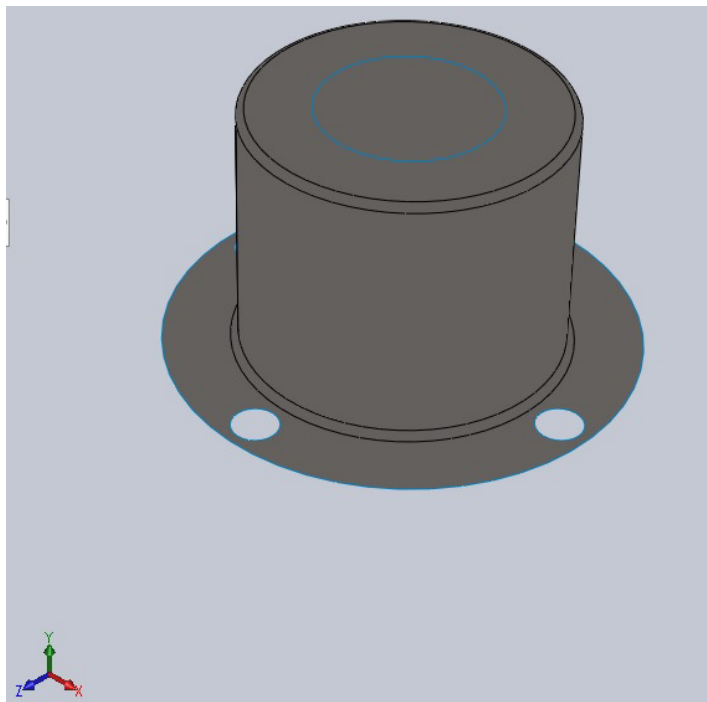


Figura 3.12: Vista isométrica da base da mola de amortecimento

as duas.

As dimensões e características geométricas deste componente podem ser consultadas no desenho técnico em anexo com o número: **06.01.41341**.

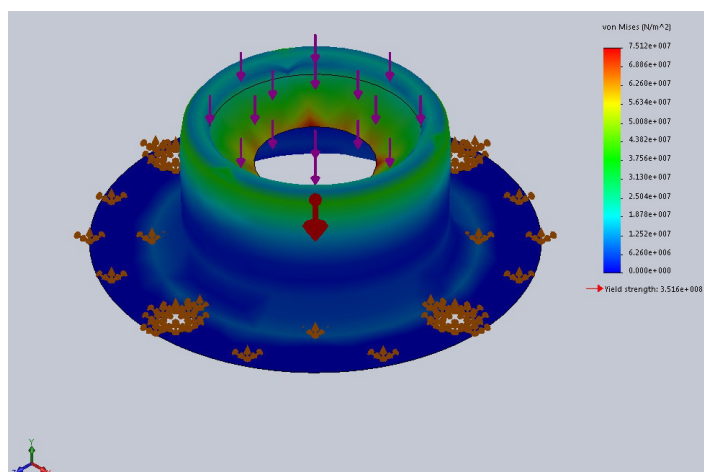


Figura 3.13: Resultado das tensões de Von-Mises na base da mola de impulso

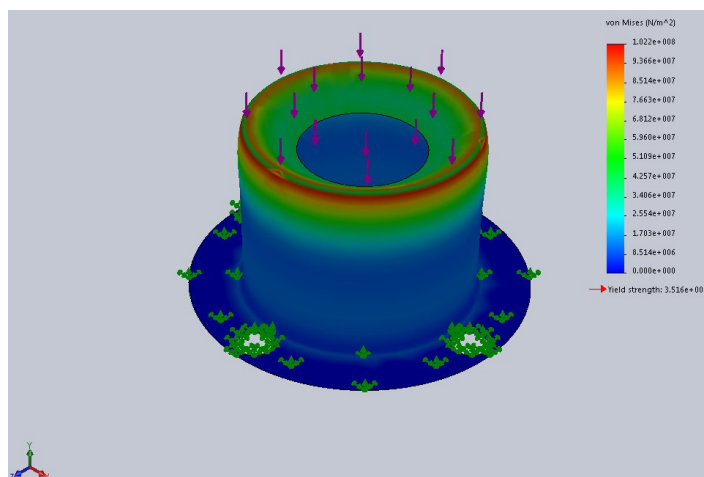


Figura 3.14: Resultado das tensões de Von-Mises na base da mola de amortecimento

### 3.4 Placa de topo

O componente representado na figura 3.16 é uma placa que se situa no extremo superior da máquina, é ligado às vigas do patamar superior através de componentes comerciais denominados por "Bracket" cujas dimensões e geometria estão representados na figura 3.23 interligados com parafusos DIN7984 M6x14. Contém uma pega com as mesmas dimensões da base superior do martelo dado que os esforços em são os iguais e formam o par acção reacção, através do cabo de aço pendurado no cadernal.

As dimensões e características geométricas deste componente podem ser consultadas no

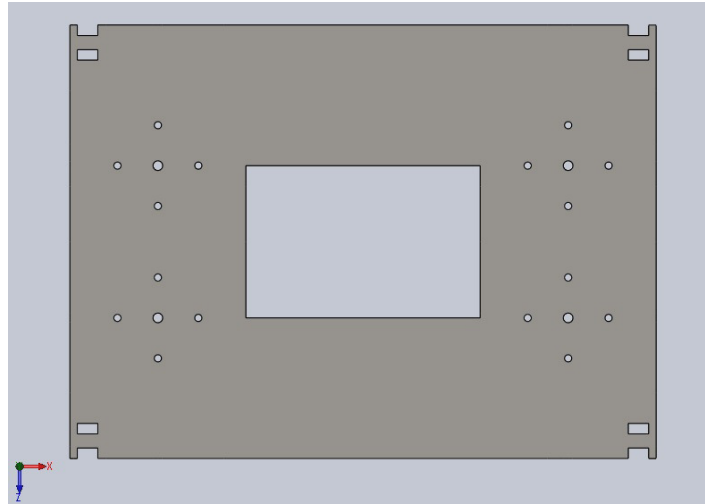


Figura 3.15: Vista de topo da base de impulso.

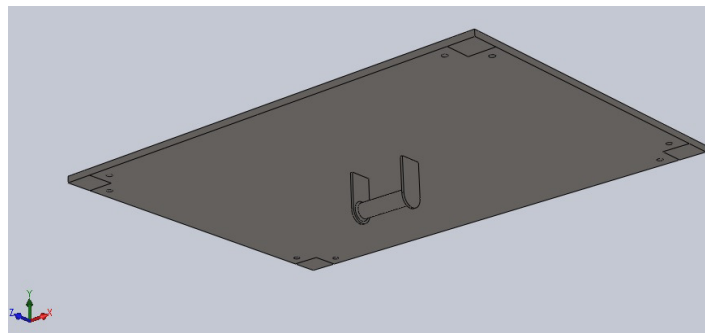


Figura 3.16: Vista da placa de topo da Máquina

desenho técnico em anexo com o número: **10.01.41341**.

## 3.5 Bigorna

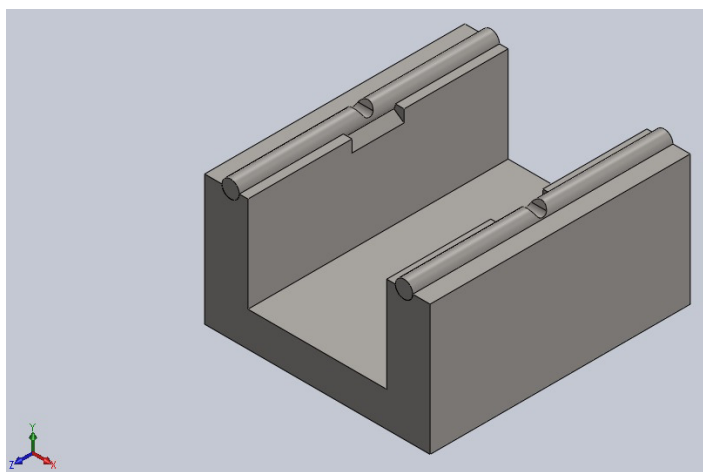
---

A bigorna fica assente na base e o seu centro geométrico, sendo alinhado com o centro do punção. É responsável em conjunto com os suportes de flexão (figura3.17), suportar o espécime em dois pontos. Apresenta-se como um componente de grande volume pois necessita de suportar os esforços de impacto que lhe são transmitidos durante os ensaios.

As dimensões e características geométricas da bigorna podem ser consultadas no desenho técnico em anexo com o número: **01.01.41341**.

### 3.5.1 Suporte de Flexão

O suporte de flexão é um componente da bigorna, constituído por aço AISI 1045 cuja função é apoiar o espécime em dois pontos que distam  $200\text{mm}$  entre si. Este componente contém um entalhe a meio do seu comprimento para que durante os ensaios de tubos de secção circular estes não rolem da posição desejada.



**Figura 3.17:** Vista isométrica do conjunto bigorna e suporte de flexão

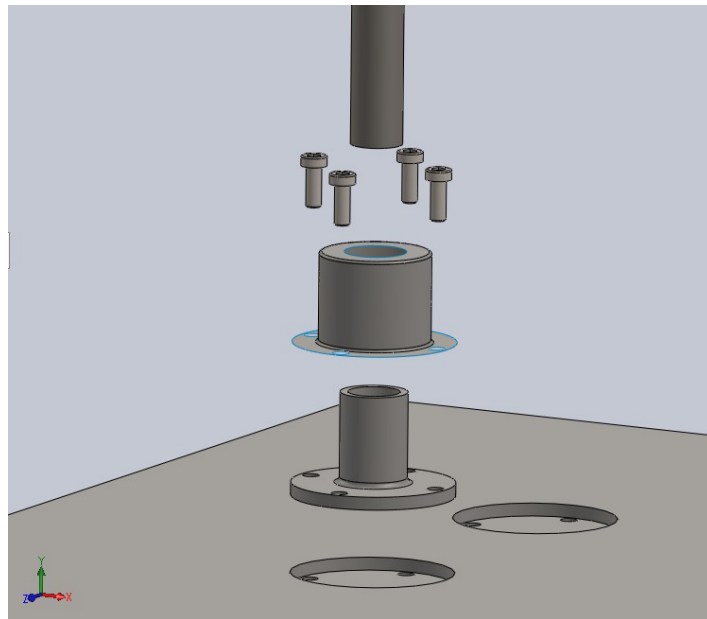
As dimensões e características geométricas deste componente podem ser consultadas no desenho técnico em anexo com o número: **02.01.41341**.

## 3.6 Base e Flanges

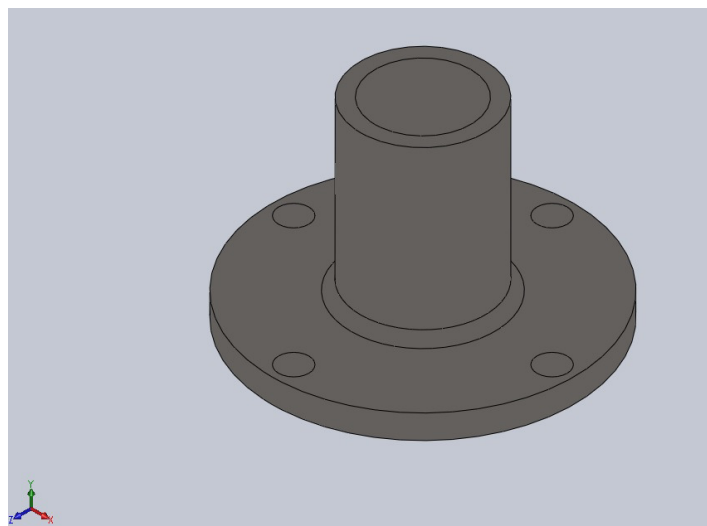
---

As flanges (figura 3.19) que suportam os varões, assentam na base em furos circulares com  $\varnothing 60\text{mm}$  e  $5\text{mm}$ , interligam-se juntamente com as bases de amortecimento das molas, através de parafusos DIN 6912 M6x16x10.5 como se pode ver na figura 3.18

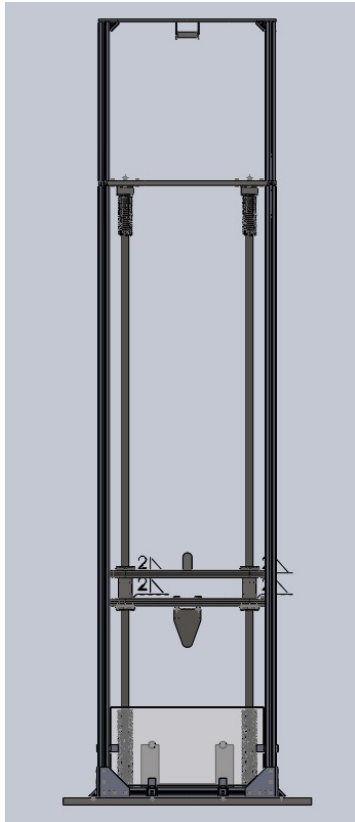
As dimensões e características geométricas destes componentes podem ser consultadas nos desenhos técnicos em anexo com o número: **03.01.41341**.



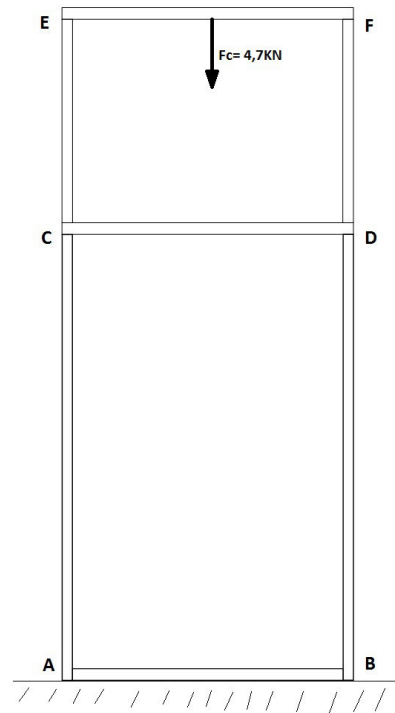
**Figura 3.18:** Vista explodida da montagem da base de amortecimento da mola com a flange na base



**Figura 3.19:** Vista Isométrica da Flange



**Figura 3.20:** Vista de frente do modelo CAD do dispositivo.



**Figura 3.21:** Simplificação da estrutura com designação dos nós.

### 3.7 Cálculos de resistência da estrutura

Para o cálculo estrutural do dispositivo considerou-se a força  $F_c = 4.7\text{kN}$  aplicada na estrutura (figuras 3.20 e 3.21), esta, como demonstrado na secção 3.2.3.2, corresponde ao estado em que o martelo se encontra na posição de "disparo", entenda-se, com as molas comprimidas e o peso suspenso no ponto desejado. Visto que se se tratam de esforços axiais, foi calculada a estabilidade das barras verticais de  $450\text{mm}$  (barra CE e DF), como estas barras são as que se comportam à compressão, somente para estas é necessário proceder ao calculo da instabilidade de colunas.

Então pela formula da instabilidade de colunas [4] vem:

$$F = \frac{\pi^2 EI}{(KL)^2} \quad (3.8)$$

com:  $E$ : Módulo de Young

$I$ : Segundo Momento de área da secção transversal

$K$ : coeficiente de correcção para o comprimento efectivo

$L$ : Comprimento da coluna

para o nosso caso:

$$F = \frac{\pi^2 * 70 * 10^3 * 2.8 * 10^4}{(0.5 * 1735)^2} \approx 25.7 kN$$

como a carga  $\frac{F_c}{4} < F$  não teremos problemas de instabilidade.

As barras do patamar superior, com  $450mm$  de comprimento são mais curtas e estão sujeitas a carregamentos de compressão da mesma magnitude que as anteriores, por isto, estas também não apresentarão problemas de instabilidade.

## 3.8 Componentes Comerciais

---

### 3.8.1 Perfil Estrutural Bosch

A estrutura da máquina é construída através de perfil Bosch 30x30 de alumínio (figura 3.22) e contém: quatro vigas verticais com  $1735mm$  de comprimento que ligam a base à base de impulso, quatro vigas verticais com  $300mm$  de comprimento para o patamar superior, que ligam a plataforma de impulso à placa de topo da máquina, e dois pares de vigas horizontais, um com  $440mm$  com  $310mm$  de comprimento que assentam na base e ligam as vigas verticais de maior comprimento entre si.

### 3.8.2 Elementos de ligação Bosch

Para interligar os diversos componentes da máquina, utilizaram-se além dos parafusos, acessórios Rexroth®:

- *Bracket 30/30* Este componente estabelece a ligação através de parafusos DIN 7984 M6x14 dos perfis de alumínio às placas da base e do topo da máquina (figura 3.23).
- *Joining Plates*: Tem como propósito unir as vigas verticais de  $1735mm$  de comprimento que assentam na base com as vigas horizontais de maneira a tornar a estrutura mais estável quando sujeita a cargas laterais (figura 3.24).

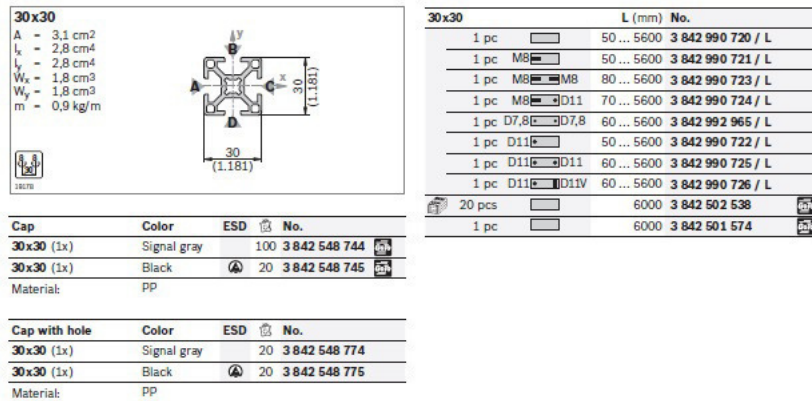


Figura 3.22: Características da secção transversal do Perfil Bosch 30x30 [23]

- *Varofix Block + Snap-in Clip*: este componente, é responsável por suportar as placas de acrílico que assentam nas vigas horizontais na base da máquina. É um conjunto de duas peças que juntas servem como uma espécie de clip que suporta a placa em ambos os lados (figura 3.25).
- *Profile Connector*: este componente será utilizado para unir a viga vertical de 1735mm com a de 300mm por forma a que haja uma continuidade (figura 3.26).

O componente *Bracket 30/30* necessita de ser facejado em uma das suas faces, para que fique completamente encostado às chapas uma vez que estas apresentam umas pequenas saliências para a inclusão nas *slots* dos perfis de alumínio (figura 3.23).

### 3.8.3 Cabo de aço

Para içar o martelo de impacto com o cadernal é necessário um cabo de aço que suporte a carga de 4.7kN. Consultando o catalogo da marca Chagas®e admitindo um coeficiente de segurança  $n = 5$  típico para este tipo de aplicações e a tensão de cedência  $\sigma_c = 1570N/mm^2$  (figura 3.27), escolheu-se um cabo com um enrolamento do tipo 1x19 e  $\varnothing 5mm$  cuja força de rotura é de 22kN, a escolha foi fundamentada pelo cálculo:

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_c}{n} \quad (3.9)$$

e,

$$\sigma_{adm} = \frac{1570}{5} = 315.8 \approx 316MPa$$

então a área da secção transversal necessária é:

$$A = 4700/316 = 14.87mm^2$$



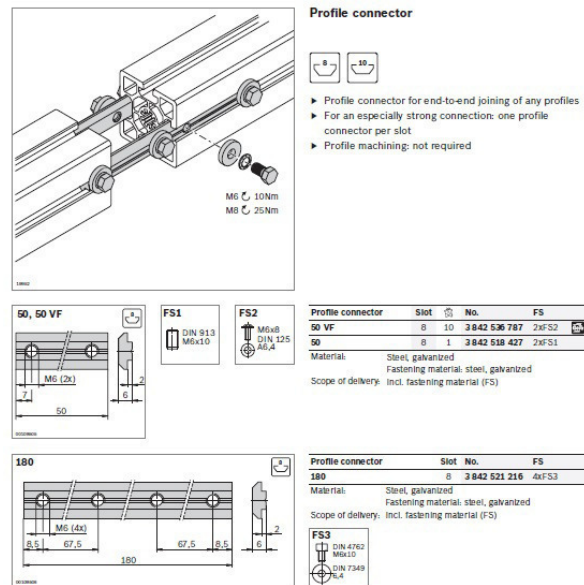


Figura 3.26: Características do *Profile Connector* do catálogo da Rexroth [23]

Pela tabela da figura 3.27 referente ao catálogo do fabricante Chagas®, verificamos que o cabo com diâmetro mínimo do tipo 1x19 e que garante um coeficiente de segurança de 5 é o de  $\varnothing 5mm$ .

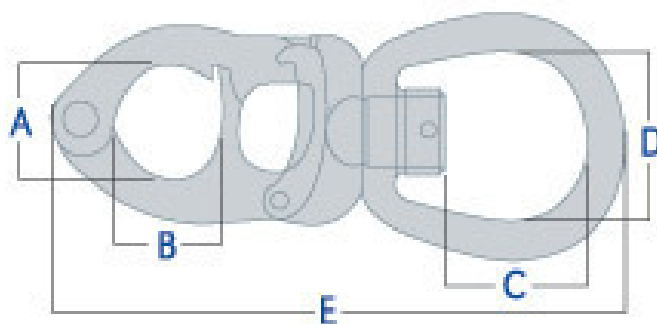
Diametro mm	Secção mm <sup>2</sup>	Peso kg/m	Carga de rotura			
			1570 N/mm <sup>2</sup>		1770 N/mm <sup>2</sup>	
			kN	kgF	kN	kgF
1	0,61	0,005	0,9	90	1,0	100
1,5	1,42	0,010	2,0	200	2,3	230
2	2,43	0,020	3,4	350	3,9	390
2,5	3,65	0,031	5,2	530	5,8	590
3	5,66	0,045	8,0	820	9,0	920
3,5	7,46	0,061	11,0	1070	12,0	1210
4	9,62	0,080	14,0	1390	15,0	1560
4,5	12,70	0,100	18,0	1840	20,0	2060
5	15,40	0,124	22,0	2210	24,0	2490
6	22,50	0,180	32,0	3240	35,0	3640
8	39,50	0,245	56,0	5680	63,0	6390

Figura 3.27: Tabela de selecção de diâmetros de cabos de aço do catálogo Chagas® [5]

### 3.8.4 Trigger shackle

O mecanismo de gatilho utilizado para "disparar" o martelo provém de equipamento marítimo usado para veleiros denominada por "Trigger Shackle" (figura 3.28 e figura 3.30). Esta solução foi escolhida de forma a simplificar o processo de disparo e evitar a concepção de um mecanismo específico para o efeito. O modelo escolhido foi o "T5 SB" da marca Tylaska®,

cuja carga de operação recomendada pelo fabricante é de 1136kgf (tabela da figura 3.29) valor bastante superior ao necessário para erguer o martelo ( $\approx 479\text{kgf}$ ) estando este preparado para operar sob tensão. Para efectuar o disparo é utilizado um acessório em alumínio denominado por "Fid" representado na figura 3.31, cuja secção cónica na extremidade se insere na ranhura do gatilho para o libertar. Este acessório é necessário não só para facilitar o disparo quando o mecanismo está sob carga, mas sobretudo para proteger o operador dos efeitos de recolha do cabo após a descarga.



**Figura 3.28:** Figura ilustrativa das dimensões do *trigger shackle*, as dimensões A,B,C,D e E estão presentes na figura 3.29[9].

SHACKLE TYPE	A in (mm)	B in (mm)	C in (mm)	D in (mm)	E in (mm)	THICKNESS in (mm)	WEIGHT oz (gm)	WORK LOAD lb (kg)	BREAKING STRENGTH lb (kg)	RECOMMENDED APPLICATIONS
T5 SB	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$1\frac{7}{32}$ (13.5)	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$2\frac{1}{8}$ (74.6)	.31 (7.9)	2.2 (59)	2,500 (1,136)	5,000 (2,273)	20-30' Boats
T5 LB	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$1\frac{3}{16}$ (20.6)	$\frac{7}{8}$ (22.2)	$3\frac{3}{8}$ (84.1)	.31 (7.9)	2.8 (74)	2,500 (1,136)	5,000 (2,273)	20-30' Boats
T5 CB	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$\frac{1}{8}$ (14.2)	$1\frac{9}{32}$ (15.1)	$\frac{1}{2}$ (12.7)	$3\frac{1}{4}$ (82.6)	.31 (7.9)	2.8 (79)	2,500 (1,136)	5,000 (2,273)	20-30' Boats

**Figura 3.29:** Características dimensionais e propriedades mecânicas do mecanismo de gatilho [9]



**Figura 3.30:** Fotografia exemplificativa do mecanismo de gatilho *Tylaska Trigger Shackle* [9]



Figura 3.31: Fotografia do acessório actuador do mecanismo de gatilho [9]

### 3.9 Instrumentação

O ensaio de choque por queda de massa pretende avaliar a resistência dos perfis através da energia absorvida durante a duração do impacto. De modo a obter os valores para a energia, força e o deslocamento é necessário estabelecer algumas considerações teóricas [3].

A a energia absorvida pelo espécime pode ser obtida através da equação 3.10 como:

$$E = \int F dx \quad (3.10)$$

em que  $F$  é a força exercida no espécime pelo martelo e  $x$  o deslocamento do mesmo. Rescrevendo vem:

$$E = \int F v dt \quad (3.11)$$

onde  $v$  é a velocidade do martelo. O deslocamento do espécime pode ser medida através de extensometria, ou calculada analiticamente pela seguinte formula:

$$d = \int_0^{\tau} v dt \quad (3.12)$$

onde  $d$  é o deslocamento e  $\tau$  é a duração do impacto. E,

$$v = v_0 - \frac{1}{m} \int_0^{\tau} \tau F dt \quad (3.13)$$

então vem:

$$d = v_0 \tau - \frac{1}{m} \int_0^{\tau} \int_0^{\tau} F dt dt \quad (3.14)$$

onde  $v_0$  é a velocidade inicial de impacto.

Usando a equação 3.14 podemos obter o deslocamento  $d$  do espécime durante o impacto tornando possível construir um gráfico força deslocamento, cujo valor do integral representa a energia absorvida através da deformação do espécime [3].

Para obter os valores da força, é necessário um sensor de força piezoelétrico (IEPE), foi escolhido um sensor da marca Kistler® modelo type 9712B5000, montado no punção, um sistema de aquisição e processamento de sinal Prosig® P8012, já disponível no laboratório de Mecânica Estrutural que permite uma taxa de aquisição de 400kHz, valor quatro vezes superior ao valor mínimo de 100kHz para a taxa de aquisição de sinal recomendado pelas normas ASTM D7136 [7] e D3763 [8, 15]. É necessário ainda um computador com o software Labview para tratamento dos dados que permitirão obter a curva Força-Deslocamento cujo integral nos dará o valor da energia absorvida.

Este equipamento terá capacidade de registrar 100 mil pontos provenientes do sensor de força a partir do momento em que o "trigger" dá início à aquisição de dados, sendo que este se poderá processar por uma de duas vias: no momento em que o punção e o sensor de força registrar uma variação de amplitude pré-estabelecida, ou através do sinal do sensor de posição no momento do impacto.

De forma a obter o escalar do valor da velocidade de impacto  $v_0$  da equação 3.14, serão montados dois sensores de efeito de Hall modelo SS49E na estrutura em posições determinadas. Estes sensores, variam a tensão de saída nos seus terminais proporcionalmente às variações de campo magnético detectadas, num efeito conhecido como "Efeito de Hall" [13, 25]. Posto isto, é possível calibrar o sensor por forma a adquirir dados relativos ao deslocamento de um corpo, e através do intervalo de tempo ( $\Delta t$ ) entre os sinais dos sensores colocados a uma distância previamente conhecida ( $\Delta x$ ) calcular o valor da velocidade  $v_0$  no momento antes do impacto.

As especificações de funcionamento dos sensores de posição podem ser consultados na tabela 3.1.

**Tabela 3.1:** Características do sensor de efeito de Hall SS49E

Parâmetro	Símbolo	Valor	Unidade
Tensão (operação)	$V_{cc}$	8	V
Corrente de saída	$I_{out}$	20	mA
Temperatura de funcionamento	$T_a$	-40 ~ 85	°C
Temperatura de armazenamento	$T_s$	-65 ~ 150	°C

Os sinais analógicos dos sensores de posição serão analisados por um modulo da National Instruments, modelo NI 9205, montado no chassi da National Instruments NI cDAQ-9172 que liga a um computador, e através do *software* LabVIEW é possível obter os dados neces-

sários para traçar a curva Força-Deslocamento cujo valor do integral representa a energia absorvida pelo espécime durante o impacto.

O fluxograma das etapas da instrumentação está representado na figura 3.32.

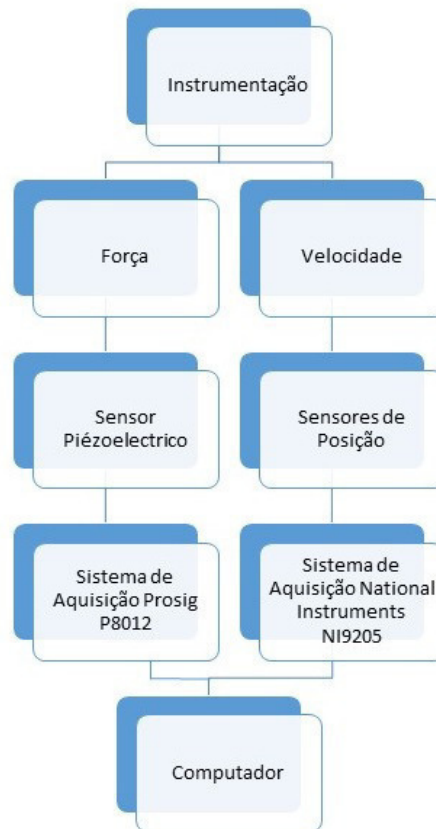


Figura 3.32: Fluxograma da Instrumentação

### 3.10 Orçamento

A tabela 3.2 apresenta uma estimativa do orçamento da máquina através de preços obtidos através de fornecedores e preços de catálogo dos componentes comerciais. A tabela está dividida em 3 grupos (separados pelas linhas mais espessas), o primeiro grupo dos componentes comerciais, o segundo grupo dos componentes para fabrico e o terceiro dos elementos

de ligação. O orçamento não contempla custos indirectos como a mão de obra para a montagem, eventuais trabalhos administrativos ou contém qualquer margem para imprevistos.

Tabela 3.2: Tabela de orçamento de projecto

Componentes	Modelo/Ref.	Notas	Uni.	Valor Unitário (€)	Preço (€)
Rolamento Linear Igus	FJUM-01-20		8	30.41	243.28
Shackle Fid	Tylaska Universal fid		1	18.91	18.91
Trigger release Shackle	Tylaska T5 SB		1	127.19	127.19
Sensor Força Kistler	Type 9712B5000		1		500
Base magnetica p/sensor	Type 8456		1		
Mola compressão	ISO D13870		4	55.99	223.96
Mola compressão	Ext. Heavy Duty 206-740		4		
Perfil Bosch 30x30 1730mm	3 842 990 720/1735	preço p/ metro	6.94	8.5	58.99
Perfil Bosch 30x30 450mm	3 842 990 720/450	preço p/ metro	1.8	8.5	15.3
Perfil Bosch 30x30 440mm	3 842 990 720/440	preço p/ metro	0.88	8.5	7.48
Perfil Bosch 30x30 310mm	3 842 990 720/310	preço p/ metro	0.62	8.5	5.27
Rexroth Variofix Block	3 842 548 832		20	1.84	36.8
Snap-in Clip	3 842 184 738		20	0.87	17.4
Profile Connector	3 842 521 216		8	8.98	71.84
Joining Plates	8 981 019 457		8		
Bracket 30/30	3 842 523 528		14	3.07	42.98
T-nut	3 842 501 753		54	0.43	23.22
Placa Acrilico Frontal		Dim. 432x220x5	2		10.3
Placa Acrilico Lateral		Dim. 310x220x5	2		7.4
Cadernal	Perel BT-CH 1000		1	59.49	59.49
Cabo aço	Chagas 1x19, 3mm		1	0.28	0.28
Cerra Cabos			8	0.06	0.48
Placa de Topo			1		9000
Base das Molas			1		
Suporte Molas Inferior			4		
Suporte Molas Superior			4		
Varão roscado			4		
Martelo Superior			1		
Casquilho			4		
Martelo Inferior			1		
Punção			1		
Bigorna			1		
Suporte de Flexão			2		
DIN 6912 - M6x16x10.5			16		
ISO 4014 -M10x55x26			4		
DIN 7984 M5x16			32		
ISO 4017 M6x20			16		
DIN 7984 M6x14		Incl. Brackets 30/30	28		
3M Scotch-Weld DP420		adesivo epoxy	1	17.68	17.68
				Total	10488.42

# 4

## Conclusões e Desenvolvimentos Futuros

A presente dissertação centra-se na criação do projecto de um banco de ensaios de impacto por queda de massa, destinado a equipar o laboratório de Mecânica Estrutural do Departamento de engenharia Mecânica e Industrial da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa.

Desta forma o laboratório fica habilitado com um dispositivo capaz de auxiliar a compreensão do efeito dos carregamentos dinâmicos podem ter em estruturas simples para assim otimizar a selecção de materiais e geometrias mais resistentes a cargas de impacto.

Um dos principais focos na concepção do projecto foi a criação de um sistema que fosse independente de energia eléctrica, por uma questão de simplicidade e de praticidade, não limitando assim o seu posicionamento no laboratório a que se destina. Na medida em que não precisa de corrente eléctrica para operar, à excepção da instrumentação, esta última é auto-alimentada pelas ligações aos dispositivos de aquisição de sinal que apenas necessitam de estar conectados nos momentos em que se pretenda efectuar ensaios. Uma vez que as peças que constituem o dispositivo estão praticamente todas acopladas por ligações não definitivas, este é passível de ser modificado posteriormente caso estas modificações visem melhorar o desempenho do mesmo.

A utilização do *software* LS-Dyna provou-se fundamental pois através dos casos de estudo foi possível compreender as forças envolvidas em impactos desta natureza e por isso conceber a máquina de uma forma mais eficaz minimizando possíveis sobredimensionamento de componentes.

O orçamento também é singnificativamente mais baixo do que outros dispositivos comerciais da mesma natureza, embora estes sirvam para outro tipo de ensaios como a determinação da transição ductil-frágil de materiais metálicos.

Na sequência deste trabalho, e com a incorporação deste dispositivo nas instalações da FCT-UNL, surgem várias oportunidades para o estudo sobre ensaios de impacto e para o contínuo melhoramento da máquina, tais como:

- O melhoramento do projecto da máquina, nomeadamente no mecanismo de gatilho e no de elevação do peso, como por exemplo através da adição de um sistema de correntes para a elevação do peso accionado por um motor eléctrico, e por um sistema electropneumático para dar início à queda do martelo.
- O melhoramento ou optimização do aparato de instrumentação, por forma a adquirir dados mais precisos ou de outros tipos de formas, como por exemplo a adição de câmaras de alta velocidade para observar o processo de deformação ocorrido em cada ensaio.
- Estabelecer uma relação entre os resultados numéricos simulados no *software* LS-Dyna e os resultados dos ensaios da máquina para um determinado espécime, de modo a validar os modelos numéricos e prever através de simulações os possíveis resultados experimentais para diferentes materiais e geometrias.

# Bibliografia

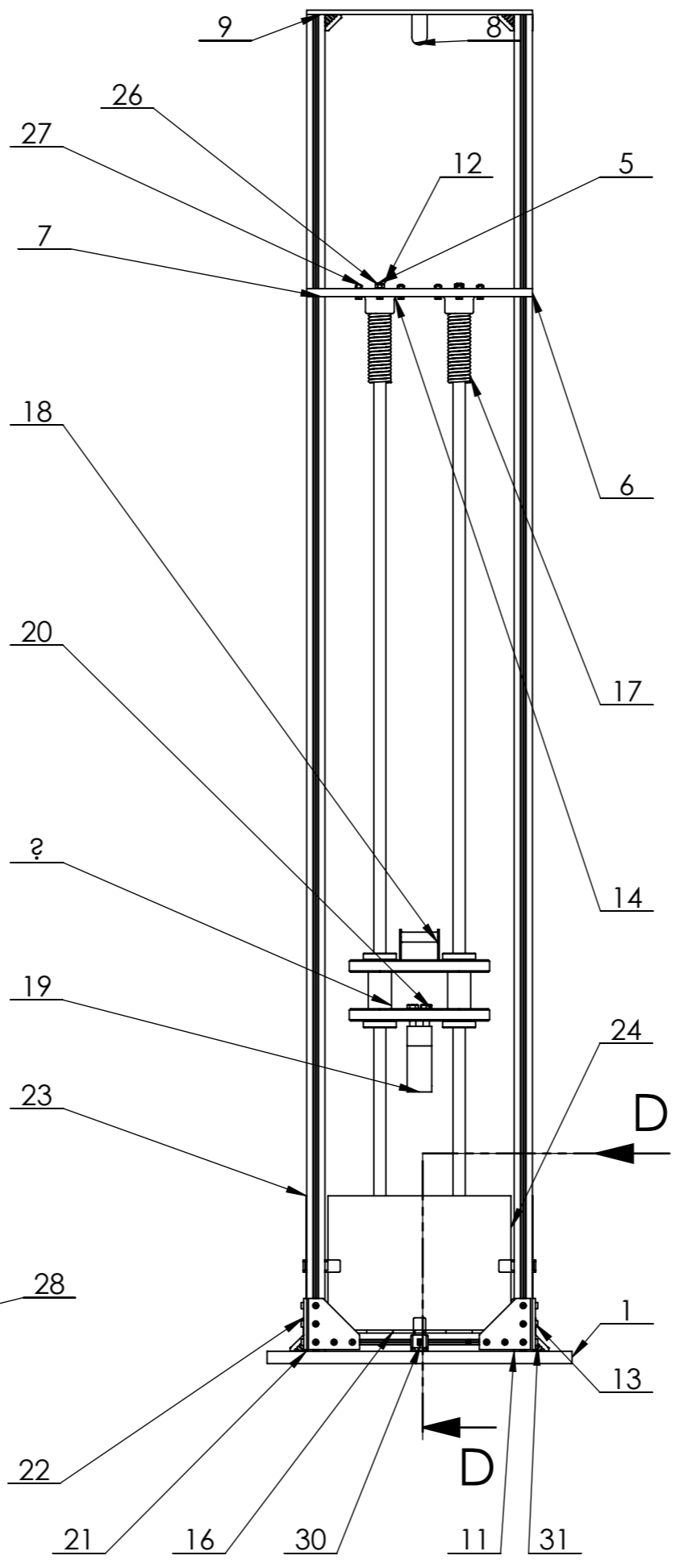
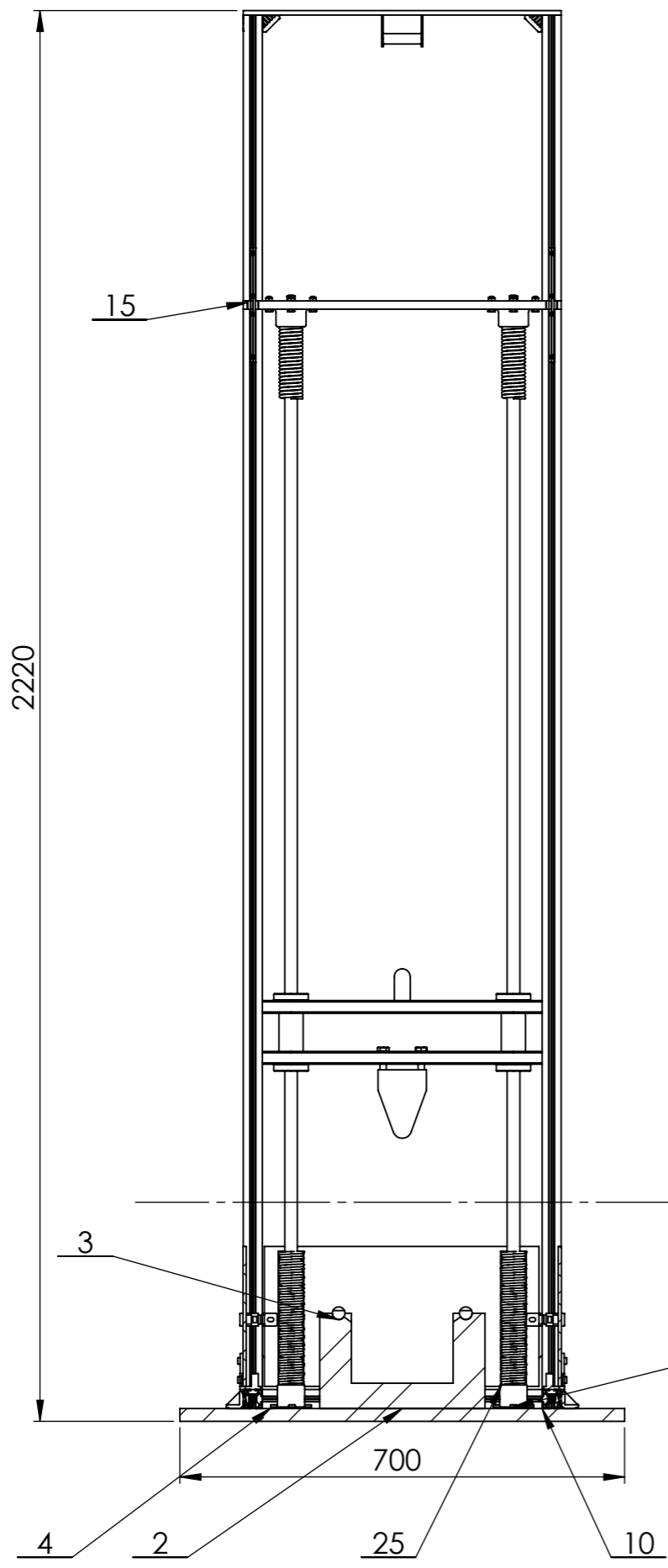
- [1] ASTM Int'l. ASTM-E23 Standard Test Methods for Notched Bar Impact Testing of Metallic Materials. 14(C):28, 2007. (cit. in pp. xi, 5, 7)
- [2] AZO Materials. AISI 1020 Low Carbon/Low Tensile Steel. *AZoM.com Limited*, pages 1–3, 2015. (cit. in p. 30)
- [3] D. Barkley and M. Akay. The design and evaluation of an instrumented impact tester. *Polymer Testing*, 11(4):249–270, 1992. (cit. in pp. 48, 49)
- [4] F. P. Beer, E. R. Johnston, J. T. DeWolf, and D. F. Mazurck. *Mechanics of Materials*. 2009. (cit. in p. 42)
- [5] Chagas. Catálogo de cabos de aço, 2017. (cit. in pp. xii, 46)
- [6] M. Charpy. Note sur l'essay des metaux a la flexion par choc de barreux entailles. *Soc. Ing. Francais*, page 848, 1901. (cit. in p. 3)
- [7] A. D7136. Standard Test Method for Measuring the Damage Resistance of a Fiber-Reinforced Polymer Matrix Composite to a Drop-Weight Impact Event. *Analysis*, i(C):1–16, 2005. (cit. in p. 49)
- [8] H. Drive and W. Conshohocken. Standard Test Method for High Speed Puncture Properties of Plastics Using Load and. *Annual Book of ASTM Standards*, 14:1–10, 2011. (cit. in p. 49)
- [9] T. M. Hardware. Tylaska T5 Specifications, 2017. (cit. in pp. xii, 47, 48)
- [10] F. J. Harewood and P. E. McHugh. Comparison of the implicit and explicit finite element methods using crystal plasticity. *Computational Materials Science*, 39(2):481–494, 2007. (cit. in p. 17)
- [11] Igu. drylin R Chumaceira de Flange Redonda FJUM-01, 2017. (cit. in pp. xi, 29)
- [12] J. P. Davim; A. G. Magalhães. *Ensaio Mecânicos e Tecnológicos*. Publindústria, 3 edition, 2010. (cit. in pp. xi, 6, 8, 9, 10)

- [13] J. Jezný and M. Čurilla. Position Measurement with Hall Effect Sensors. *American Journal of Mechanical Engineering*, 1(7):231–235, 2013. (cit. in p. 49)
- [14] M. G. Katona, R. Thompson, and J. Smith. Efficiency Study Of Implicit and Explicit Time Integration Operators For Finite Element Applications. page 26, 1977. (cit. in pp. 13, 14, 15, 16)
- [15] S.-Y. Kim, J.-w. Jeong, J.-Y. Kim, H.-c. Kim, D.-K. Shin, K.-c. Shin, and J.-j. Lee. Energy absorption characteristics of aluminium/CFRP hybrid beam under impact loading. *International Journal of Crashworthiness*, 22(2):190–201, 2017. (cit. in p. 49)
- [16] A. Le Chatelier. On the Fragility after Immersion in a Cold Fluid. *French Testing Commission*, 3, 1892. (cit. in p. 2)
- [17] LSTC. *LS-DYNA Keyword User's Manual Volume I R7.1*, volume 8. 2007. (cit. in p. 1)
- [18] LSTC. *LS-DYNA Keyword User's Manual Volume II R7.1*, volume II. 2014. (cit. in p. 1)
- [19] LSTC. *LS-DYNA Keyword User's Manual, Volume III, Multi-Physics Solvers (Version R7.1)*, volume III. 2014. (cit. in p. 1)
- [20] A. J. A. Martinho. Órgãos de Máquinas I, Folhas Faculdade de Ciências e Tecnologia. 2012. (cit. in p. 29)
- [21] Navy Board of Investigation. The Design and Methods of Construction of Welded Steel Merchant Vessels: Final Report of a (U.S. Navy) Board of Investigation. Technical report, 1947. (cit. in p. 4)
- [22] N. Newmark. A Method of Computation for Structural Dynamics, 1959. (cit. in pp. 11, 12, 13)
- [23] Rexroth Bosch Group. Aluminum Structural Framing System. (6):362, 2008. (cit. in pp. xii, 44, 45, 46)
- [24] S. B. Russel. experiments with a new machine for testing materials by impact. *Transactions ASCE*, 39:237–250, 1898. (cit. in p. 3)
- [25] D. D. Saraiva. Identificação de Forças com base no Conceito de Transmissibilidade, 2017. (cit. in p. 49)
- [26] R. Springs. 206-740 compression spring physical and mechanical properties, 2017. (cit. in pp. xi, 35, 36)
- [27] R. Springs. D13870 compression spring physical and mechanical properties, 2017. (cit. in pp. xi, 28)

- [28] T. A. Siewert, M. P. Manahan, C. N. McCowan, J. M. Holt, F. J. Marsh and E. A. Ruth. The History and Importance of Impact Testing. (February), 1999. (cit. in pp. 3, 4)
- [29] C. L. Warwick. Resume on Notched Bar Tests of Metals. *Proceedings of ASTM*, 22 Part 2:78, 1922. (cit. in p. 3)
- [30] White A.E. and Clark C.L. Bibliography of Impact Testing. *Department of Engineering Research*, 1925. (cit. in p. 2)



# **Anexos**



SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

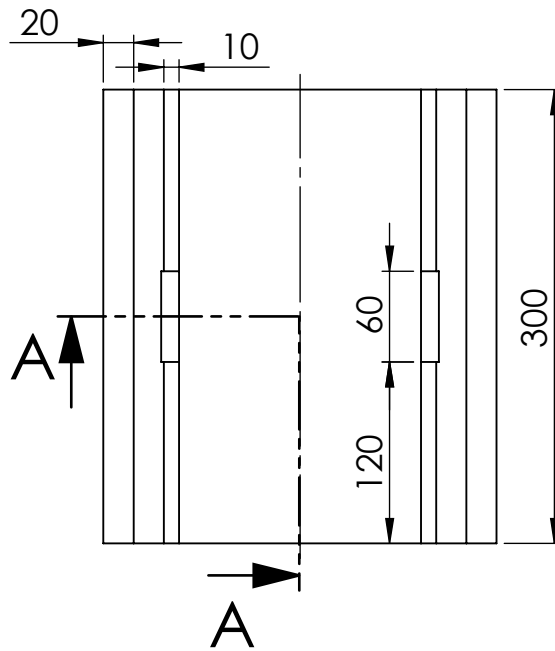
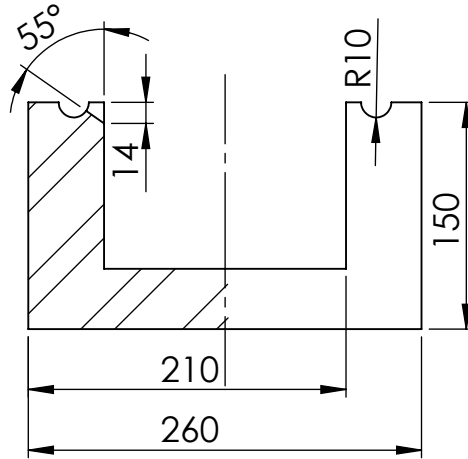
	Escala <b>1:10</b>	Rúbrica _____	Data 28/11/2017	FCT-UNL	
	Material:	Verificou 24/09/2017	Projectou _____	Nome: José Cardoso	n.º41341
Tolerância Geral:	Notas:			Desenho de Conjunto	
Acabamentos:	Folha <b>A3</b>	Desenho n.º 00.01.41341	Folha <b>1</b>		

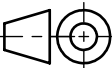
Nº	DESIGNAÇÃO	Nº DA NORMA Nº DO DESENHO	MATERIAL	Nº REF.	PRODUTO SEMI ACABADO Nº MOLDE Nº DE MATRIZ	PESO	OBSERVAÇÕES
1	Base	04.01.41341	AISI 1020	1			
1	Bigorna	01.01.41341	FERRO FORJADO	2			
2	Suporte de Flexão	02.01.41341	AISI 1045	3			
4	Flange	03.01.41341	AISI 1020	4			
4	Varão	05.01.41341	AISI 1045	5			
1	Plataforma de Impulso	06.01.41341	AISI 1020	6			
4	perfil bosch 30x30x1750			7			
1	Placa de Topo	10.01.41341	AISI 1020	8			
4	perfil bosch 30x30x450			9			
2	perfil bosch 30x30x440			10			
2	perfil bosch 30x30x310			11			
4	ISO - 4034 - M8 - N			12			
8	Joining Plate 30-series			13			
4	Base da mola de impulso	08.01.41341	AISI 1020	14			
8	profile conector			15			
4	Base da mola de amortecimento	07.01.41341	AISI 1020	16			
4	Mola D13870			17			
1	Martelo			18			
1	punção	09.01.41341	AISI 1045	19			
4	ISO 4014 - M10 x 55 x 26-N			20			
14	Bracket 30/30			21			
14	Variofix Block			22			
2	Acrilico Frontal		Acrilico	23			
2	Acrilico Lateral		Acrilico	24			
4	mola Ext. Heavy Duty 206-740			25			
16	ISO 4017 - M6 x 20-N			26			
16	hex nut style 1 gradeab_iso			27			
14	DIN 6912 - M6 x 16 --- 10.5N			28			
32	DIN 7984 - M5 x 16 --- 13.6N			29			
20	T-nut			30			
40	socket head thin cap screw_din			31			
4	profile_conector			32			

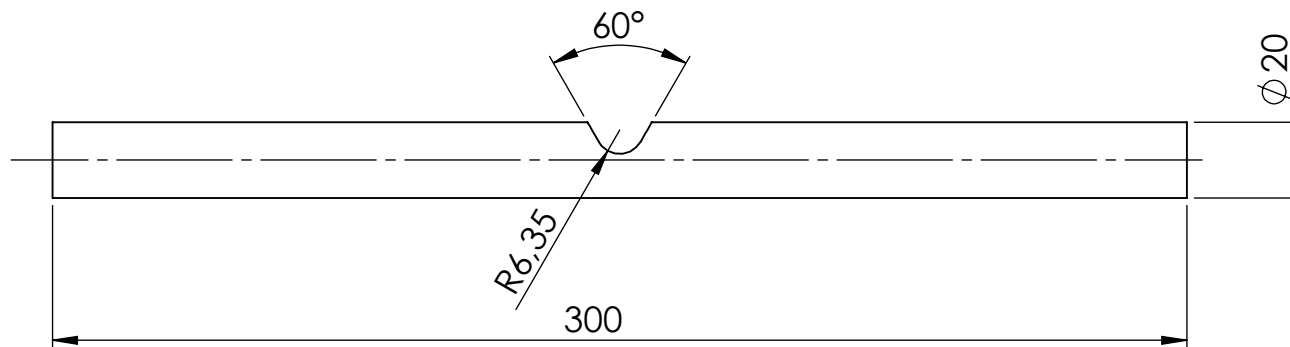
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

	Escola	Rúbrica	Data	FCT-UNL		
	1:10		28/11/2017			
Material:	Desenhou	Verificou	24/09/2017	Nome: José Cardoso n.º41341		
Tolerância Geral:	Projectou	Fabricou				
Acabamentos:	Notas:			Desenho de conjunto		
	Folha	Desenho n.º	Folha			
	A3	00.01.41341	2			

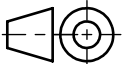
SECÇÃO A-A

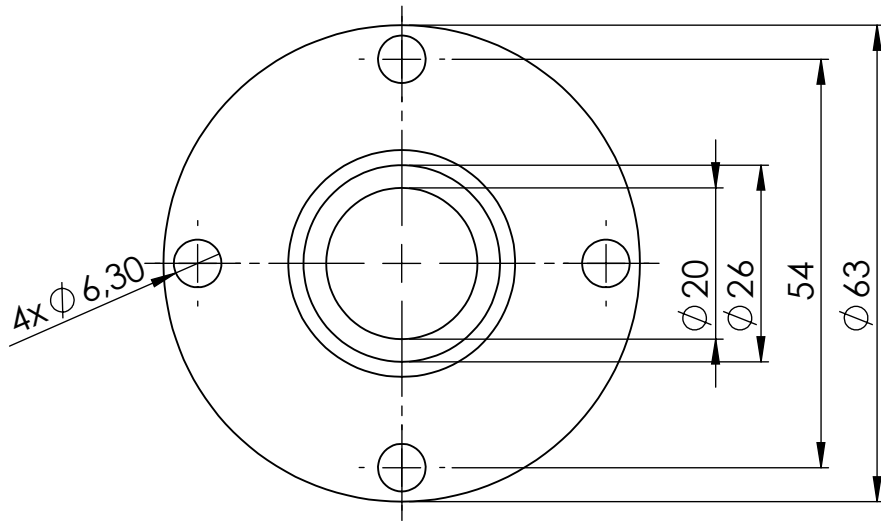
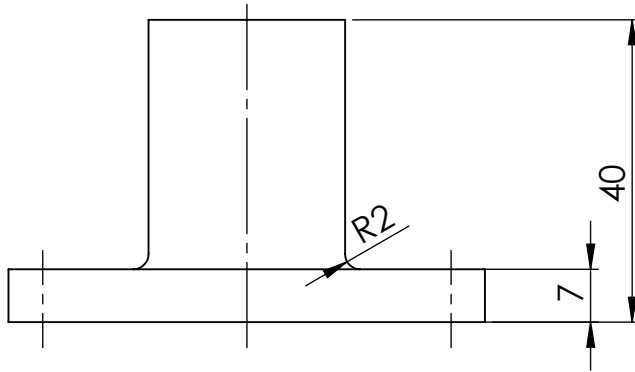


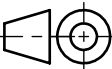
	Escala <b>1:5</b>	Rúbrica _____	Data 28-06-2017	<b>FCT-UNL</b>	
	Material: <b>Ferro Forjado</b>	Projectou _____	Verificou _____	28-06-2017	Nome: José Cardoso <span style="float: right;">n.º 41341</span>
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Notas: _____			<b>Bigorna</b>	
Folha <b>A4</b>		Desenho n.º 01.01.41341	Folha 1	Peso:	Revisto:

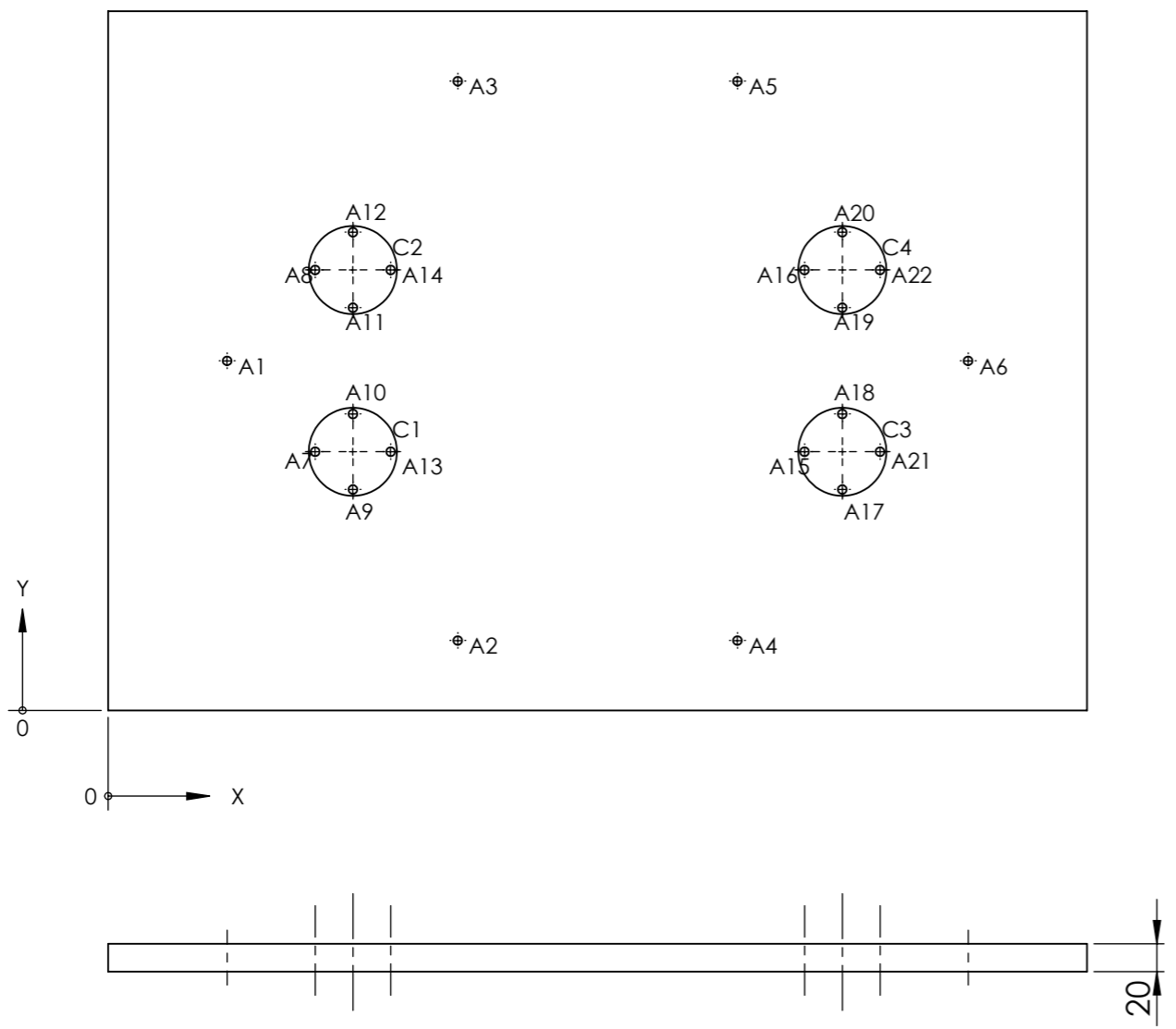


SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

	Escala		Rúbrica	Data	FCT-UNL				
	1:2	Desenhou		20/09/2017	Nome: José Cardoso n.º41341				
Material: AISI 1045	Verificou		20/09/2017	Suporte de Flexão					
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Projectou								Folha Desenho n.º 02.01.41341 Folha 1 Peso: Revisto:
Acabamentos:	Fabricou								
	Notas:								

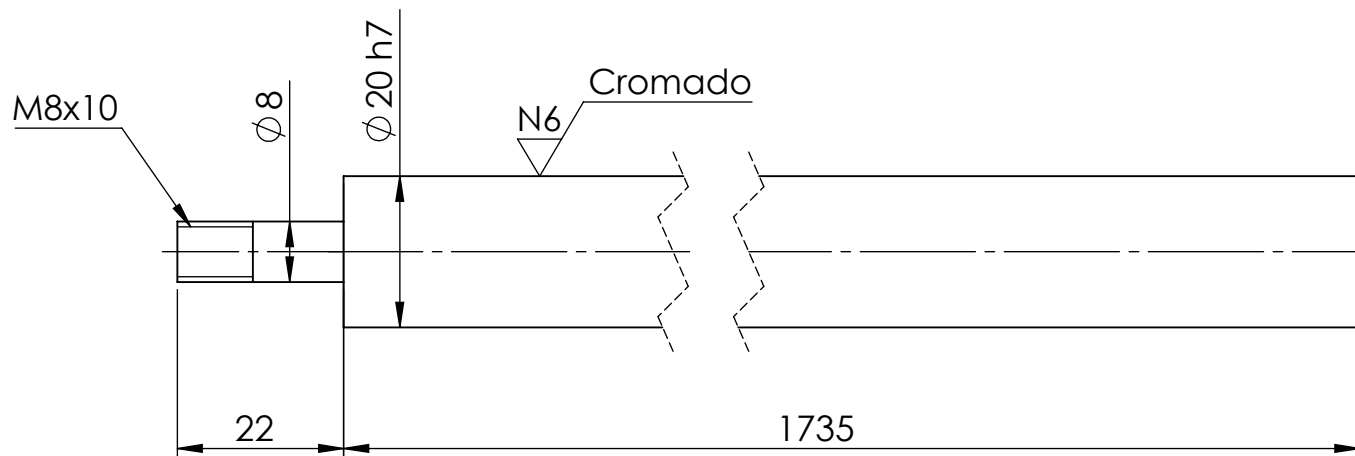


	Escala	Rúbrica	Data	FCT-UNL				
	1:1	Desenhou	09/01/2018					
Material:	AISI 1020	Verificou		Nome: José Cardoso n.º41341				
Tolerância Geral:		Projectou		Flange				
	NP-265 Médio	Fabricou						
		Notas:		Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:	Revisto:
				A4	03.01.41341	1		

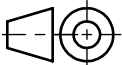


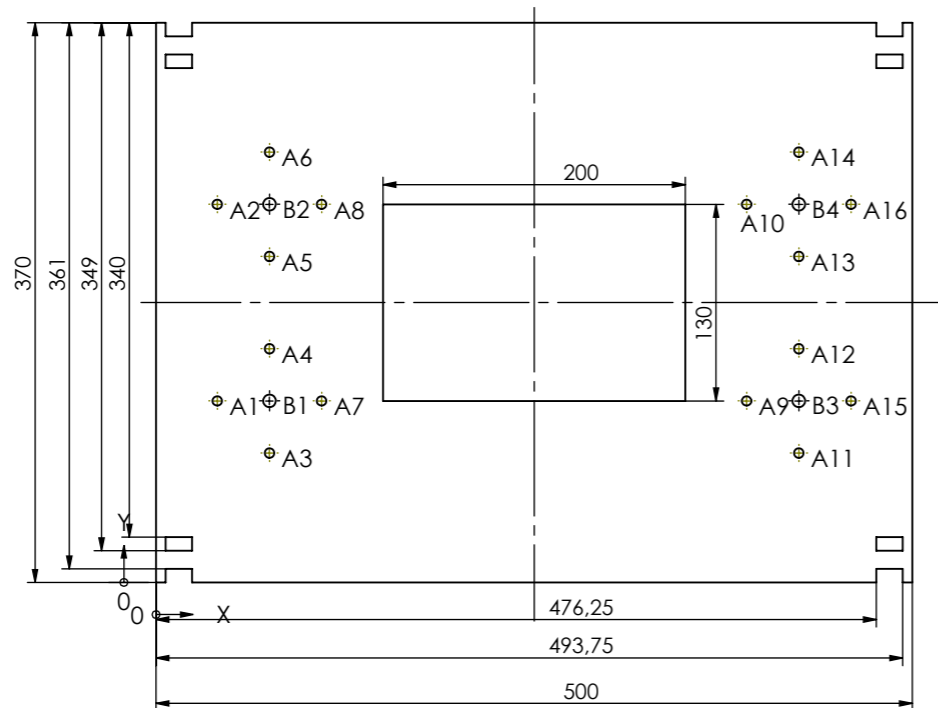
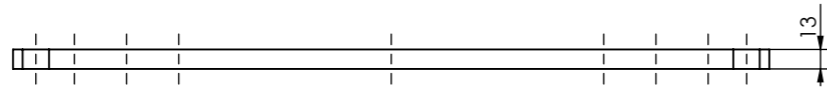
Nº REF	X LOC	Y LOC	DIAMETRO
A1	85	250	Ø 6,30 THRU
A2	250	50	Ø 6,30 THRU
A3	250	450	Ø 6,30 THRU
A4	450	50	Ø 6,30 THRU
A5	450	450	Ø 6,30 THRU
A6	615	250	Ø 6,30 THRU
A7	148	185	Ø 6,30 THRU
A8	148	315	Ø 6,30 THRU
A9	175	158	Ø 6,30 THRU
A10	175	212	Ø 6,30 THRU
A11	175	288	Ø 6,30 THRU
A12	175	342	Ø 6,30 THRU
A13	202	185	Ø 6,30 THRU
A14	202	315	Ø 6,30 THRU
A15	498	185	Ø 6,30 THRU
A16	498	315	Ø 6,30 THRU
A17	525	158	Ø 6,30 THRU
A18	525	212	Ø 6,30 THRU
A19	525	288	Ø 6,30 THRU
A20	525	342	Ø 6,30 THRU
A21	552	185	Ø 6,30 THRU
A22	552	315	Ø 6,30 THRU
C1	175	185	Ø 63 ∇ 5
C2	175	315	Ø 63 ∇ 5
C3	525	185	Ø 63 ∇ 5
C4	525	315	Ø 63 ∇ 5

	Escala <b>1:5</b>	Rúbrica _____	Data 24/09/2017	<b>FCT-UNL</b> Nome: José Cardoso n.º41341			
	Material: AISI 1020	Verificou _____	Data 24/09/17				<b>Base</b>
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Projectou _____		Fabricou _____		Folha <b>A3</b>		
Acabamentos: _____	Notas: _____		Folha <b>1</b>				Desenho n.º 04.01.41341



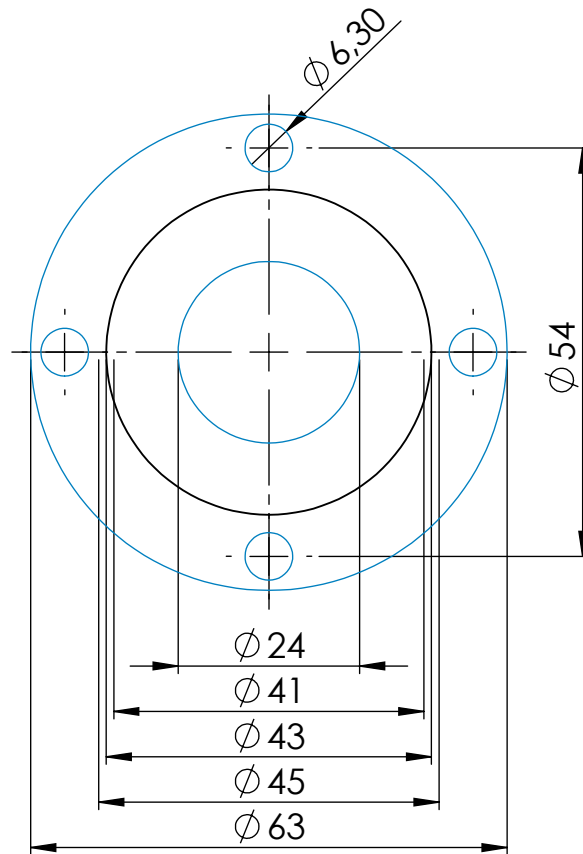
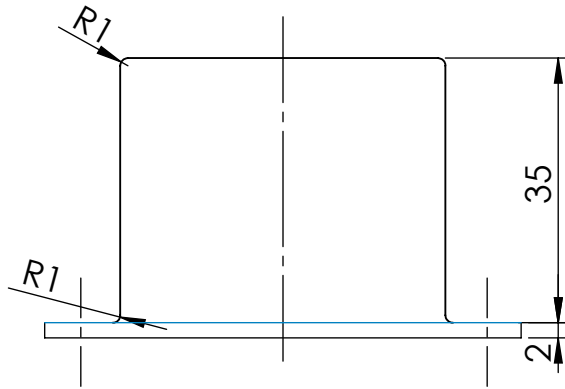
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only

	Escala	Rúbrica	Data	FCT-UNL	
	1:2				
Material: AISI 1045	Desenhou		24/09/2017	Nome: José Cardoso n.º41341	
	Verificou		24/09/2017		
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Projectou			Varão	
	Fabricou				
Acabamentos: Cromado	Notas:			Folha	Desenho n.º
				A4	05.01.41341
			Folha	Peso:	Revisto:
			1		

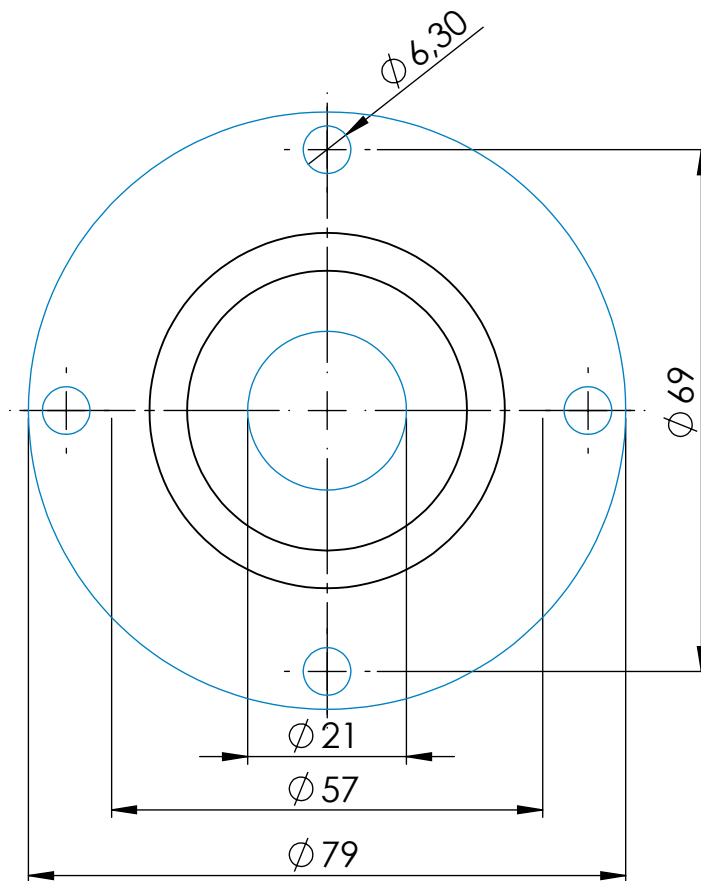
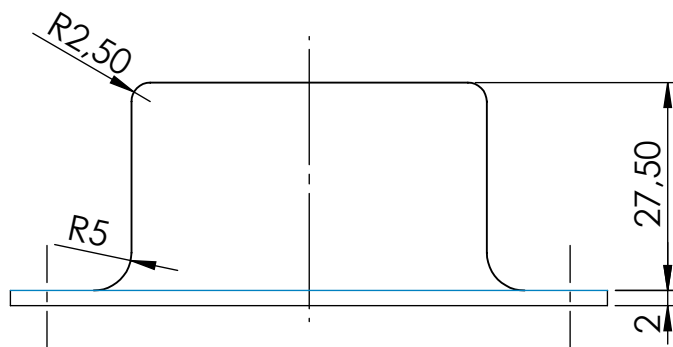


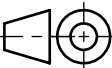
TAG	X LOC	Y LOC	DIAMETRO
A1	40,50	120	Ø 6,30 THRU
A2	40,50	250	Ø 6,30 THRU
A3	75	85,50	Ø 6,30 THRU
A4	75	154,50	Ø 6,30 THRU
A5	75	215,50	Ø 6,30 THRU
A6	75	284,50	Ø 6,30 THRU
A7	109,50	120	Ø 6,30 THRU
A8	109,50	250	Ø 6,30 THRU
A9	390,50	120	Ø 6,30 THRU
A10	390,50	250	Ø 6,30 THRU
A11	425	85,50	Ø 6,30 THRU
A12	425	154,50	Ø 6,30 THRU
A13	425	215,50	Ø 6,30 THRU
A14	425	284,50	Ø 6,30 THRU
A15	459,50	120	Ø 6,30 THRU
A16	459,50	250	Ø 6,30 THRU
B1	75	120	Ø 8,40 THRU
B2	75	250	Ø 8,40 THRU
B3	425	120	Ø 8,40 THRU
B4	425	250	Ø 8,40 THRU

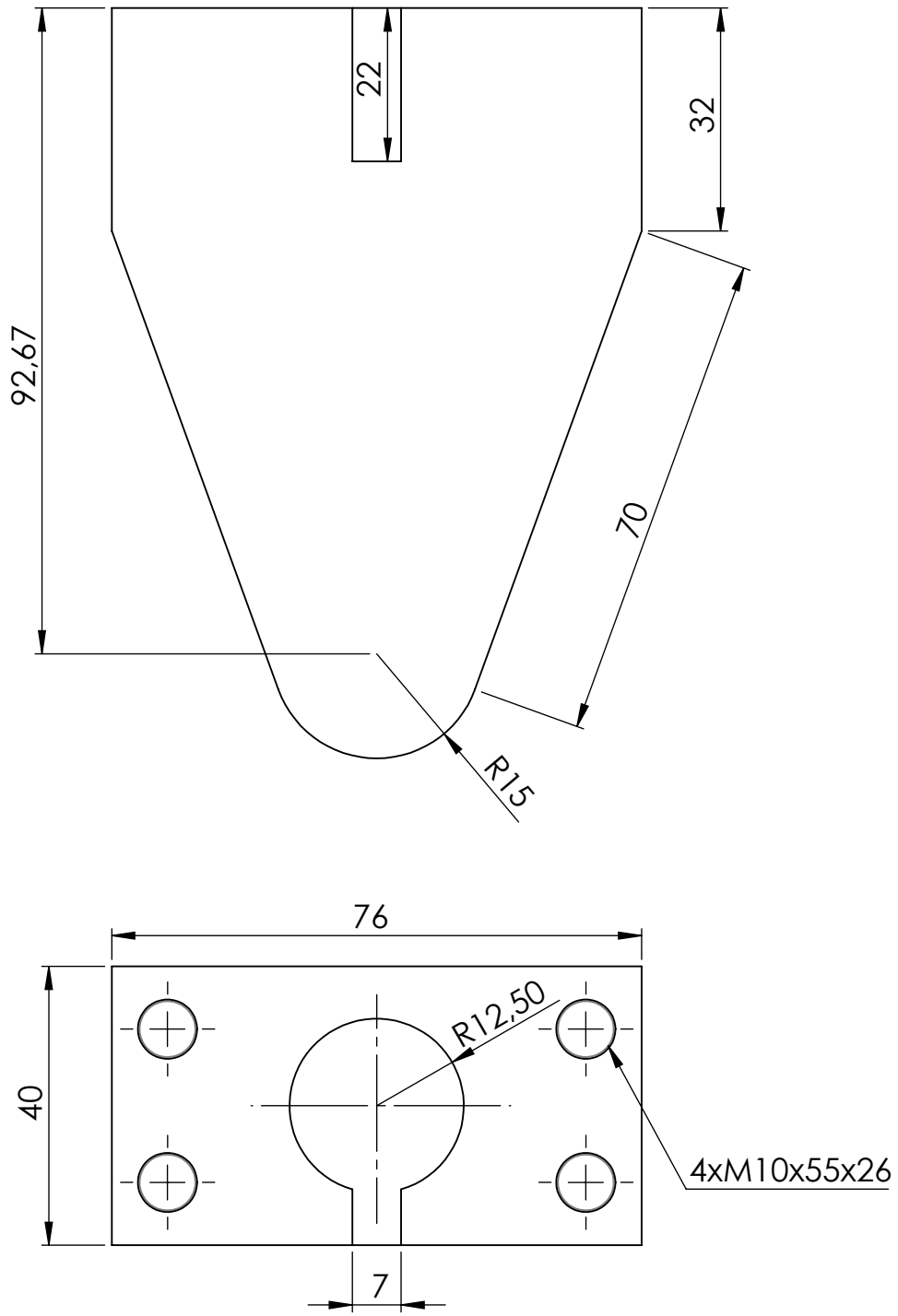
	Escala <b>1:5</b>	Rúbrica _____	Data 20/09/2017	<b>FCT-UNL</b>	
	Material: AISI 1020	Desenhou _____	Verificou _____	Nome: José Cardoso      n.º41341	
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Projectou _____	Fabricou _____	<b>Plataforma de Impulso</b>		Folha <b>A3</b>
Acabamentos: _____	Notas: _____		Desenho n.º 06.01.41341	Folha <b>1</b>	Peso: _____
			Revisto: _____		

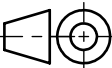


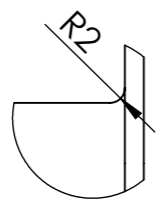
	Escala <b>1:1</b>	Rúbrica  	Data 05/01/2018	<b>FCT-UNL</b>	
	Material: <b>AISI 1020</b>	Projectou  	Verificou 24/09/2017	Nome: José Cardoso      n.º41341	
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Notas: Chapa c/ espessura 3mm		<b>Base da mola de amortecimento</b>		
Folha <b>A4</b>		Desenho n.º 07.01.41341		Folha 1	Peso:      Reviso:



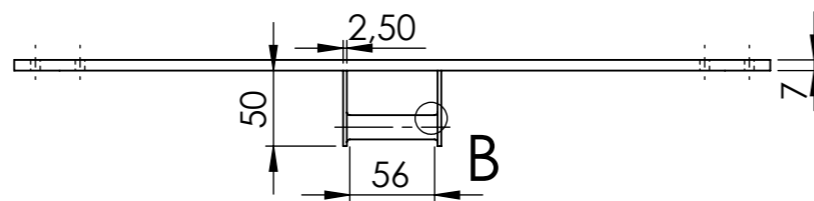
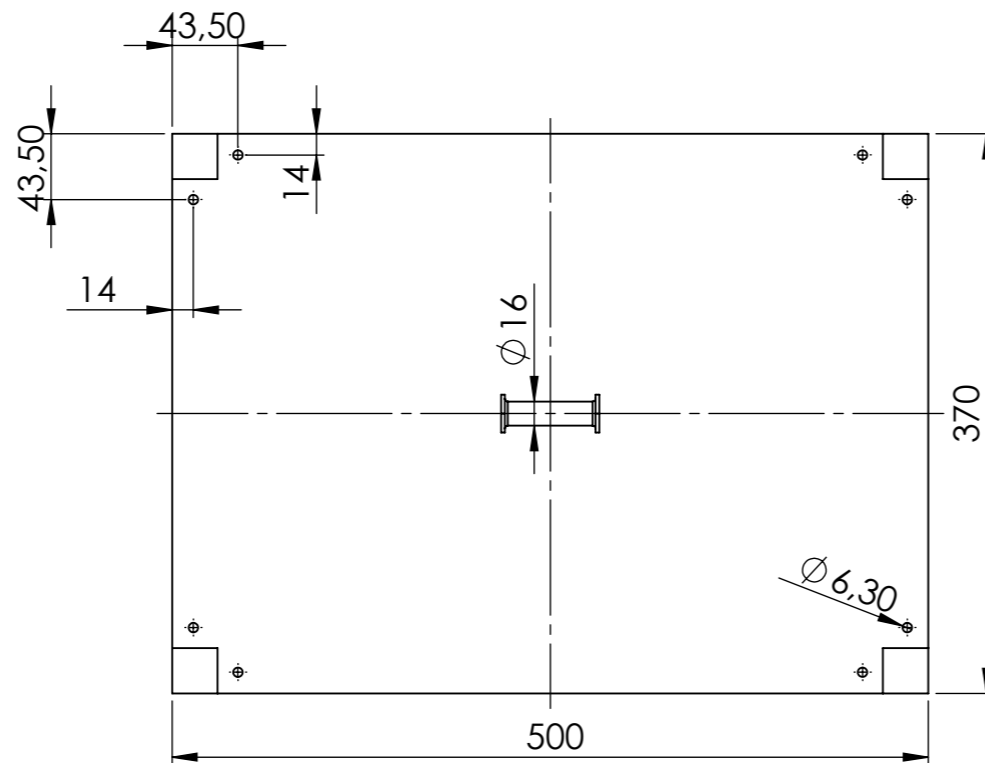
	Escala	Rúbrica	Data	FCT-UNL	
	1:1	Desenhou	05/01/2018		
Material: AISI 1020	Tolerância Geral:	Projectou	Verificou	Nome: José Cardoso n.º41341	
	NP-265 Médio	Fabricou	24/09/2017		
Acabamentos: Chapa c/ espessura 2mm	Notas:		Base da mola de impulso		
SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only		Folha	Desenho n.º	Folha	Peso:
		A4	08.01.41341	1	Revisto:



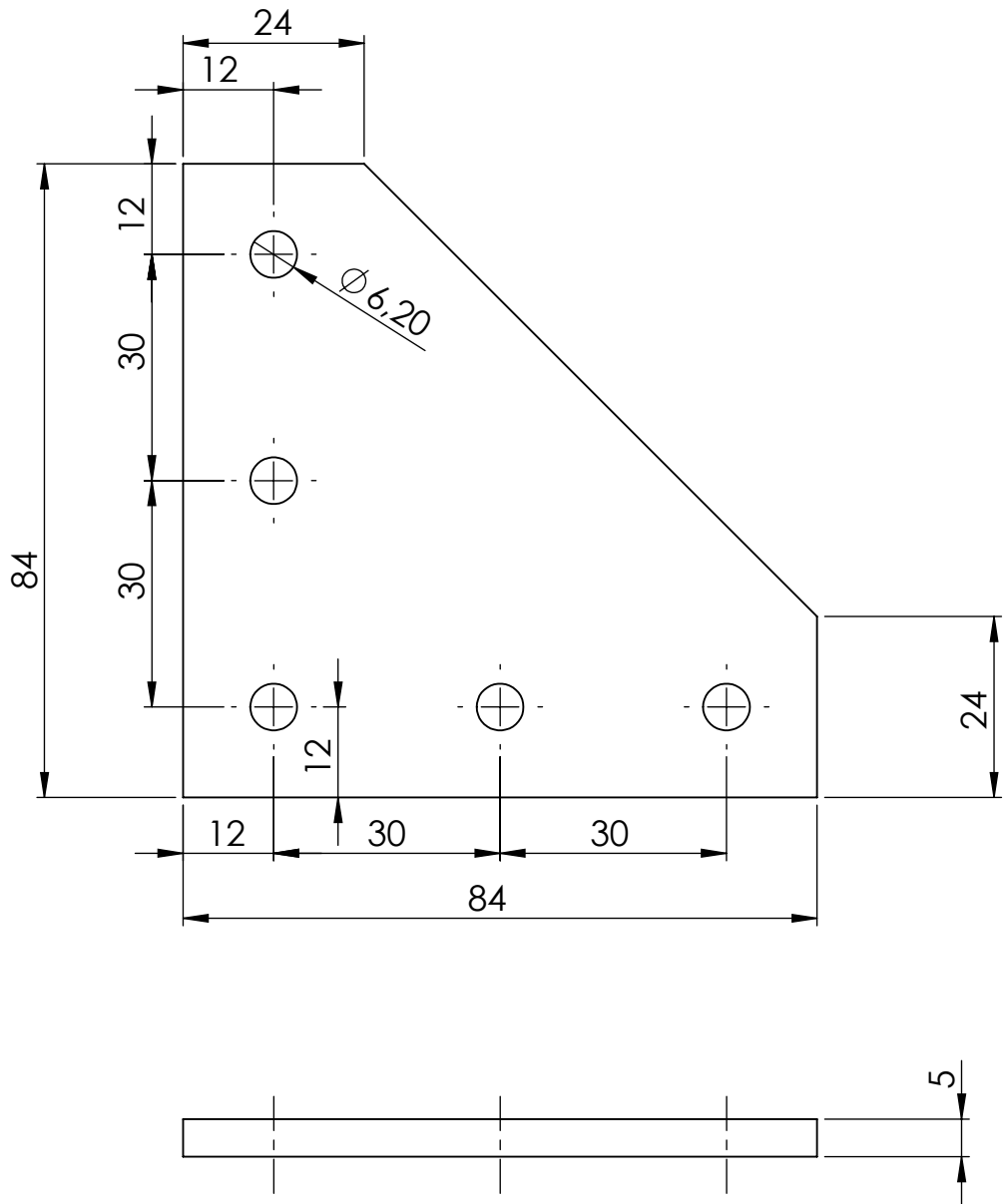
	Escala	Rúbrica	Data	FCT-UNL			
	1:1	Desenhou	26/11/2017				
Material: AISI 1045	Verificou	Projectou		Nome: José Cardoso n.º41341			
	Tolerância Geral: NP-265 Médio	Fabricou		Punção			
Notas:			Folha			Desenho n.º	Folha
<b>SOLIDWORKS Educational Product. For Instructional Use Only</b>			A4	09.01.41341	1		

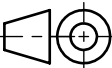


DETAIL B  
SCALE 1 : 1



	Escala <b>1:5</b>	Rúbrica _____	Data 09/01/2018	<b>FCT-UNL</b>	
	Material: <b>AISI 1020</b>	Verificou _____	Projectou _____	Fabricou _____	Nome: José Cardoso      n.º41341
Tolerância Geral: <b>NP-265 Médio</b>	Notas:  			<b>Placa de topo</b>	
Acabamentos:  	Folha <b>A3</b>	Desenho n.º 10.01.41341	Folha <b>1</b>	Peso:  	Revisto:  



	Escala <b>1:1</b>	Rúbrica _____	Data 09/01/2018	<b>FCT-UNL</b>	
	Material: <b>AISI 1020</b>	Desenhou _____	Verificou _____	Nome: José Cardoso <span style="float: right;">n.º41341</span>	
Tolerância Geral: NP-265 Médio	Projectou _____	Fabricou _____	<b>Junta de Canto</b>		
Notas: _____	Folha <b>A4</b>	Desenho n.º 11.01.41341	Folha <b>1</b>	Peso:	Revisto: