

Conceção e pré-dimensionamento de um sistema de frenagem para um *Tuned Mass Damper*

Tomás Gonçalves de Oliveira Pinheiro

Dissertação do MIEM

Orientador: Prof. Fernando Gomes de Almeida

Co-Orientador: Prof. João Pedro Barata Rocha Falcão Carneiro



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

Setembro de 2014

Resumo

Os absorvedores de vibrações são dispositivos passivos, integrados em estruturas, que visam garantir a segurança, conforto de utilização e a integridade das mesmas, durante eventos que as solicitem.

O presente trabalho teve como objetivo conceber e dimensionar duas soluções distintas para travar e libertar um absorvedor de vibrações, com o intuito de reduzir a amplitude de resposta de uma estrutura. O travão deverá conseguir dissipar uma potência de 800 W e exercer uma força de 2000 N , para amplitudes de vibração máximas de 50 mm .

Inicialmente, estudaram-se os conceitos teóricos relativos às vibrações mecânicas e aos seus absorvedores, introduziu-se a ponte pedonal entre o campus FEUP e a cantina como objeto de estudo, avaliaram-se ideias e soluções já implementadas noutro tipo de estruturas e identificaram-se dois tipos de travagem eficazes no controlo da fase dos *Tuned Mass Dampers*. Seguidamente, foram concebidas duas soluções para o travão.

A primeira solução projetada recorre à utilização de um travão angular eletromagnético de partículas ferrosas com um sistema de transmissão pinhão-cremalheira, instalado entre a massa móvel do absorvedor e a estrutura. Para o dimensionamento do sistema de transmissão, utilizaram-se critérios de rotura e desgaste e obteve-se um sobredimensionamento da potência admissível em torno de 11%. Foi realizada a modelação tridimensional do conjunto, tendo em vista a integração da solução desenvolvida na ponte pedonal.

A segunda solução projetada baseia-se num circuito hidráulico fechado, equipado com um acumulador de gás, um atuador simétrico de duplo efeito e diversas válvulas. Durante o seu projeto, procedeu-se à modelação dinâmica dos componentes e estabeleceram-se equações diferenciais de estado para descrever a evolução das propriedades termodinâmicas do fluido. Realizaram-se simulações numéricas para testar os diferentes modelos e as travagens que ocorrem no controlo de fase. Por fim, estimou-se a influência do atrito dos vedantes na força necessária para iniciar o movimento do absorvedor, obtendo-se cerca de 20% da força máxima de projeto.

A análise de custos revelou que a solução eletromagnética e a solução hidráulica são, respetivamente, seis e quatro vezes mais dispendiosas que o amortecedor magnetoreológico atualmente instalado. Conclui-se que o travão eletromagnético pode ser interessante em aplicações sujeitas a frequências de excitação superiores a 2 Hz e o circuito hidráulico vantajoso em estruturas que envolvam maiores forças.

Abstract

Tuned Mass Dampers are passive devices, integrated on structures, that aim to ensure the safety, confort and structural integrity for different types of loads.

The purpose of this study was to design and project two distinct breaking systems for a Tuned Mass Damper, in order to reduce the displacement of a structure. The breaking system should be able to dissipate 800 W and exert a force of 2000 N for a maximum vibration amplitude of 50 mm .

Firstly, main theoretical concepts related to mechanical vibration and its absorbers were studied, FEUP-Cantina footbridge as study object was presented, ideas and solutions already implemented in other types of structures were evaluated and two main types of breaking techniques were identified. Subsequently, two different breaking solutions were developed and conclusions were retrieved.

The first solution developed uses an angular electromagnetic brake with ferrous particles and a pinion-shaft transmission type, installed between the absorber and the structure. For the transmission dimensioning process, wear and tear criteria were applied and, as a result, a maximum over-sizing for admissible power around 11% was obtained. The 3D modelling of the assembly was held and integrated in the footbridge.

The second solution designed is based on closed hydraulic circuit which is equipped with a gas accumulator, a double-acting symmetric cylinder and different types of valves. During the development process, dynamic models of its components and differential state equations were established to describe the evolution of the fluid thermodynamic properties. Numerical simulations were performed in order to validate this models when subjected to different types of inputs. An evaluation was made in order to understand the influence of the seals' friction on the force required to overcome the absorber's idle state. Results point to around 20% of the maximum force imposed by project.

The cost analysis showed that the electromagnetic and hydraulic solutions are respectively, six and four times more costly than the current magnetorheological damper installed. It was concluded that the electromagnetic brake should be suitable for smaller and high-frequency excited structures, while the hydraulic solution should be advantageous in applications subjected to higher loads.

Agradecimentos

Aos meus orientadores, Prof. Fernando Gomes de Almeida e Prof. João Falcão Carneiro, o meu especial agradecimento pela total disponibilidade, incansável interesse e o constante estímulo intelectual proporcionado. Foi um verdadeiro prazer e privilégio poder contar com o seu contributo nesta fase final de aprendizagem académica, tornando-a mais rica e interessante. São referências que levo para as futuras etapas da minha vida.

Ao Prof. Francisco Freitas, quero agradecer a forma como liderou o ramo de Automação e em especial, o acompanhamento de todas as dissertações nas reuniões semanais. O seu constante interesse pelo trabalho desenvolvido e a forma como se preocupou com o nosso futuro profissional foi inigualável e tornou esta experiência mais especial.

Ao Prof. José Ferreira Duarte, por me proporcionar uma experiência tão enriquecedora como foi o Desafio Único, pelos conhecimentos transmitidos e pela sua amizade.

A todos os meus amigos e em particular, ao Francisco Torres, Frederico Gomes e Nuno Pires, pela especial camaradagem e contributo nos bons e nos maus momentos.

Aos meus colegas de Automação, pelo convívio, momentos de descontração, discussões e trocas de conhecimento proporcionadas neste último ano. Ao Sr. António Ramalho e Sr. Joaquim Silva, pelas conversas e ajuda prestada.

Por fim, queria deixar um especial agradecimento à minha família, por todas as condições que me proporcionaram até agora, e em particular, aos meus pais, pelo apoio incondicional e o esforço em garantir que eu tivesse a melhor formação pessoal e académica.

A todos, muito obrigado.

Índice

1	Introdução	1
1.1	Descrição do problema	1
1.2	Ponte pedonal FEUP-Cantina	4
1.3	Princípios de funcionamento dos <i>Tuned Mass Dampers</i>	6
1.3.1	Supressor de vibrações	6
1.3.2	Absorvor de vibrações	9
1.4	Controlo de fase por travagem	11
1.5	Soluções construtivas e aplicações típicas	15
1.5.1	Soluções passivas com amortecimento	15
1.5.2	Soluções ativas	17
1.5.3	Soluções semi-ativas	18
1.5.3.1	Pneumáticas	19
1.5.3.2	Hidráulicas	20
1.5.3.3	Eletroreológicas e magnetoreológicas	22
1.5.3.4	Eletromagnéticas	24
2	Sistema de frenagem eletromagnético	27
2.1	Dados de projeto	27
2.2	Travão eletromagnético	28
2.3	Pinhão e cremalheira	28
2.4	Dimensionamento do veio	35
2.5	Chaveta de ligação ao travão	36
2.6	Cálculo de esforços e projeto de rolamentos	37
2.7	Análise de flecha	41
2.8	Soluções construtivas	42
3	Sistema de frenagem hidráulico	51
3.1	Abordagem à solução	51
3.2	Circuito hidráulico	52
3.3	Modelação dinâmica	54
3.3.1	Parametrização de curvas características das válvulas	56

3.3.1.1	Modelo da válvula direcional VD	57
3.3.1.2	Modelo das válvulas de retenção R_3 e R_4	58
3.3.1.3	Modelo da série entre as VLP e as válvulas de retenção	59
3.3.2	Estabelecimento das equações de estado	61
3.3.2.1	Primeira abordagem	61
3.3.2.2	Segunda abordagem	64
3.3.2.3	Modelo completo	67
3.4	Implementação em <i>Matlab</i>	70
3.5	Resultados das simulações	72
3.5.1	Validação do modelo da solução hidráulica	72
3.5.1.1	Variação da pressão média	75
3.5.2	Funcionamento como travão hidráulico	78
3.5.2.1	Simulação em atraso de fase	78
3.5.2.2	Simulação em avanço de fase	82
3.6	Atrito nos vedantes	85
3.7	Análise de transferência de calor	88
3.8	Integração do circuito hidráulico no caso de estudo	95
4	Análise de custos e aplicações	99
4.1	Travão eletromagnético	99
4.2	Travão hidráulico	100
5	Conclusões e trabalhos Futuros	103
5.1	Conclusões	103
5.1.1	Travão eletromagnético	103
5.1.2	Travão hidráulico	104
5.1.3	Análise crítica	105
5.2	Trabalhos futuros	105
6	Anexos	111

Lista de Figuras

1.1	Esquematisação de uma estrutura convencional [3]	2
1.2	Influência da razão de amortecimento na amplitude de resposta de um sistema [1]	3
1.3	<i>Millenium Bridge</i> , ponte pedonal em Londres [5]	4
1.4	a) Amortecedores instalados posteriormente [6]. b) <i>TMD's</i> instalados posteriormente [7]	4
1.5	<i>Tuned Mass Damper</i> instalado na ponte pedonal FEUP	5
1.6	Ponte pedonal entre a FEUP e a cantina e identificação de referências [8] .	5
1.7	a) Estrutura com um grau de liberdade sem amortecimento. b) Amplitude de deslocamento relativo em função da frequência de excitação [1]	6
1.8	Sistema principal + Sistema secundário. Conjunto de dois graus de liberdade [1]	7
1.9	Ângulo de fase entre a resposta de um sistema e a excitação [1]	8
1.10	a) Amplitude de deslocamento relativo vs frequência de excitação para o conjunto de 2 graus de liberdade. b) Banda de funcionamento do supressor de vibrações [1]	8
1.11	Relação entre frequências naturais e razão de massas [1]	9
1.12	Esquematisação de um sistema principal e auxiliar amortecidos [3]	9
1.13	Espectro de resposta de uma estrutura amortecida equipada com um absorvor de vibrações	10
1.14	Razão de amortecimento ótimo de um <i>TMD</i> para uma estrutura amortecida	10
1.15	Deslocamento da estrutura principal vs deslocamento do <i>TMD</i> desfasado -90° [2]	11
1.16	<i>TMD</i> em avanço de fase e respetiva estratégia de travagem [2]	12
1.17	<i>TMD</i> em atraso de fase e respetiva estratégia de travagem [2]	12
1.18	Amplitude de deslocamento de uma estrutura para o caso sem <i>TMD</i> , <i>PTMD</i> e <i>SATMD</i> [2]	13
1.19	Ação de controlo para imobilizar <i>TMD</i> em avanço de fase [2]	13
1.20	Ação de controlo para imobilizar <i>TMD</i> em atraso de fase [2]	14
1.21	Comparação de deslocamento entre: estrutura principal isolada, estrutura e <i>TMD</i> passivo, estrutura e <i>TMD</i> semi-ativo com controlo de fase. [2] . . .	15

1.22	Amortecedor viscoso de baixa fricção e sem necessidade de manutenção para aplicação em <i>TMD</i> [12]	16
1.23	Amortecedor instalado na ponte Carquinez, São Francisco	17
1.24	Active Mass Driver [8]	18
1.25	<i>Resetable Device</i> - Cilindro pneumático curto-circuitado por válvula [15] . .	19
1.26	a) Sistema <i>Semi-Active TMD</i> em repouso. b) Sistema <i>Semi-Active TMD</i> em <i>reset</i> [14]	20
1.27	Amortecedor hidráulico com acumulador em circuito fechado [17]	21
1.28	Solução construtiva de um amortecedor hidráulico com acumulador em circuito fechado [17]	21
1.29	Amortecedor hidráulico semi-ativo [18]	22
1.30	Amortecedor Magnetoreológico [13]	23
1.31	Amortecedor <i>LORD RD-8040-1</i>	24
1.32	Travão eletromagnético <i>IBD</i> [20]	24
1.33	Organização de partículas segundo o campo magnético [20]	25
2.1	Tensão limite de base [22]	31
2.2	Fator de forma [22]	32
2.3	Tensão limite de base [22]	33
2.4	Esquematização de esforços presentes no engrenamento	38
2.5	Solicitação tangencial no plano <i>XZ</i>	41
2.6	Solicitação radial no plano <i>XY</i>	42
2.7	Extensão dos varões e base de sustentação	43
2.8	Flange e chapas estruturais para sustentação do travão	43
2.9	Travão Eletromagnético e guiamentos em <i>V</i>	44
2.10	Montagem do pinhão e fixação axial	45
2.11	Montagem do conjunto calha e cremalheira	45
2.12	Veio central e tampa superior	46
2.13	Montagem dos vedantes e da manga	46
2.14	Rotula esférica e pino	47
2.15	Solicitação existente no pino	47
2.16	Célula de Carga e <i>LVDT</i>	48
2.17	Chapa de acesso ao mecanismo	49
2.18	Solução eletromagnética final	49
3.1	Circuito Hidráulico Proposto	53
3.2	Emparelhamento de dois tramos VLP e R em série	53
3.3	Identificação de nós e nomenclatura de caudais	55
3.4	Curvas características das válvulas	57
3.5	Curva aproximada da válvula direcional	58

3.6	Curva aproximada da válvula de retenção	59
3.7	Curva aproximada da válvula de retenção em série com a limitadora de pressão	60
3.8	Circuito simplificado para validação das equações de estado	61
3.9	Deriva numérica na simulação do caso simplificado	63
3.10	Decréscimo de massa total no sistema simplificado	63
3.11	Modelação do módulo de compressibilidade efetivo	64
3.12	Esquematisação da dependência de variáveis do modelo simplificado	65
3.13	Variação de pressão nas câmaras A e B	66
3.14	Massa de óleo total	66
3.15	Esquema de ligação entre variáveis do modelo completo	69
3.16	Perfis de deslocamento e velocidade impostos	70
3.17	Variação de pressão na primeira simulação	73
3.18	Variação do módulo de compressibilidade na primeira simulação	73
3.19	Variação da massa volúmica na primeira simulação	74
3.20	Massa de óleo total em função do tempo	74
3.21	Variação de massa de óleo no acumulador	75
3.22	Variação de pressão no acumulador	76
3.23	Soma de massa de óleo nas câmaras A e B	76
3.24	Variação da pressão média nos nós A e B	77
3.25	Variação de massa nas câmaras A e B	77
3.26	Posição, velocidade e função de comutação da válvula direcional	80
3.27	Variação de pressão nas câmaras durante a simulação do movimento em atraso de fase	81
3.28	Soma de massa de óleo nas câmaras durante a simulação do movimento em atraso de fase	81
3.29	Caudal da válvula limitadora de pressão, de retenção R_4 e acumulador durante a simulação do movimento em atraso de fase	82
3.30	Posição, velocidade e função de comutação da válvula direcional durante a simulação do movimento em avanço de fase	83
3.31	Variação de pressão nas câmaras durante a simulação do movimento em avanço de fase	84
3.32	Comparação entre a massa de óleo nas câmaras com a massa de óleo no acumulador	85
3.33	Comparação entre o caudal volúmico nas válvulas de retenção e na limitadora de pressão	85
3.34	Perfil de deslocamento e velocidade em movimento livre	87
3.35	Variação de pressão nas câmaras A e B	87
3.36	Carga resultante que o atuador hidráulico exerce na estrutura	88
3.37	Vista de corte de uma câmara do atuador	89

3.38 Analogia reoeletrica de transferencia de calor no atuador	90
3.39 Dimensões longitudinais do atuador hidráulico	91
3.40 Potência calorífica dissipada na simulação de movimento em atraso de fase .	93
3.41 Potência calorífica dissipada na simulação de movimento em avanço de fase	94
3.42 Placa base sustentada por quatro varões	95
3.43 Espaçadores e extremidade dos guiamentos	95
3.44 Atuador hidráulico e rótula esférica	96
3.45 Ligações hidráulicas entre o atuador e o bloco de válvulas	96
3.46 Bloco de válvulas e respetivos componentes	97
3.47 Pré-Visualização da solução hidráulica	98

Lista de Tabelas

2.1	Restrições iniciais de projeto	28
2.2	Momento torsor e velocidade de rotação	29
2.3	Módulo e restantes parâmetros geométricos do pinhão	29
2.4	Parâmetros do entre-eixo	30
2.5	Propriedades do Aço Inoxidável 303	30
2.6	Potência admissível à rotura	33
2.7	Potência admissível ao desgaste	34
2.8	Relação entre tensão de corte admissível e tensão de rotura [24]	35
2.9	Critério da tensão máxima para veios curtos	36
2.10	Parâmetros geométricos da chaveta	36
2.11	Resultados do dimensionamento ao corte e ao esmagamento	37
2.12	Cálculo de esforços nos rolamentos	39
2.13	Resultante dos esforços nos rolamentos	39
2.14	Propriedades do rolamento FAG 6010	40
2.15	Influência da carga dinâmica no tempo de vida útil do rolamento	40
2.16	Cálculo da flecha máxima admissível	42
2.17	Cálculo de esforço de corte no pino	48
3.1	Dados de projeto	52
3.2	Cálculos preliminares para dimensionamento do atuador hidráulico	52
3.3	Modelos e características das válvulas escolhidas [28]	56
3.4	Associação dos pontos característicos da válvula de retenção e limitadora de pressão	60
3.5	Constantes definidas para simulação	71
3.6	Valores de pressão, massa volúmica e módulo de compressibilidade	73
3.7	Propriedades geométricas dos vedantes hidráulicos de baixo atrito	86
3.8	Constantes para cálculo das resistências térmicas	91
3.9	Constantes para cálculo das resistências térmicas	92
3.10	Potência dissipada média para simulação de movimento em atraso de fase	93
3.11	Potência dissipada média para simulação de movimento em avanço de fase	94

Glossário

Siglas e abreviaturas

AG - Acumulador de Gás
AH - Atuador Hidráulico
AMD - *Active Mass Driver*
LVDT - *Linear Variable Differential Transformer*
PTMD - *Passive TMD*
R - Válvula de Retenção
SATMD - *Semi-Active TMD*
TMD - *Tuned Mass Damper*
VD - Válvula Direcional
VLP - Válvula Limitadora de Pressão

Variáveis e símbolos

a - entre-eixo
 A - área
 b - largura
 c - constante de amortecimento
 Cd - coeficiente de descarga
 d - diâmetro
 f - frequência
 F - força
 h - altura
 k - rigidez
 l - curso
 L - comprimento
 m - massa
 $\dot{m}$ - caudal mássico
 M_t - momento torsor
 n - velocidade de rotação
 P - potência
 P_i - pressão no ponto i
 Q - caudal volúmico
 r - raio

R - resistência
 S - área de secção circular
 t - tempo
 T - período
 v - velocidade
 V - volume
 x - deslocamento
 X_s - deslocamento estático
 Z - número de dentes
 α - ângulo pressão frontal
 α_{ar} - coeficiente de convecção do ar
 β - razão de frequências
 β_e - módulo de compressibilidade
 δ - flecha
 ϵ - razão de massas
 λ - coeficiente de condução
 μ - fator de amplificação dinâmica
 $\mu_{aco-tef}$ - coeficiente de atrito entre o aço e o teflon
 ξ - razão de amortecimento
 ρ - massa volúmica
 σ - tensão normal
 τ - tensão de corte
 ϕ - ângulo de fase
 ω - frequência angular de excitação
 ω_n - frequência natural

Capítulo 1

Introdução

O controlo de vibrações é uma área vastamente estudada pela Engenharia Civil no projeto de estruturas, pretendendo-se garantir a segurança, conforto de utilização e integridade das mesmas durante eventos, naturais ou não, que solicitam as estruturas de forma intensa e mais ou menos aleatória, tais como atividades sísmicas, ventos fortes ou tempestades.

A forma de atenuar ou controlar vibrações - movimento oscilatório em torno de um ponto de referência, com uma determinada frequência e amplitude - é uma área de interesse comum à Engenharia Mecânica, uma vez que existe a necessidade de conceber e projetar dispositivos mecânicos, eletromecânicos, hidráulicos, ou pneumáticos, que sejam capazes de limitar estas vibrações e cumprir os objetivos supracitados com base em normas técnicas existentes relativamente a amplitudes e frequências máximas de vibração.

Os *Tuned Mass Dampers (TMD)*, ou absorsores de vibrações, são possivelmente a solução mais frequente de atenuar vibrações de forma passiva. Constituídos por uma massa, mola e amortecedor, são sistemas auxiliares, sintonizados previamente de acordo com o modo natural de vibração a atenuar, através da escolha da massa, da rigidez do elemento elástico e do coeficiente de amortecimento ótimo. Conhecendo-se o ponto da estrutura que apresenta maior deslocamento para um determinado modo natural de vibração, procede-se então à fixação do absorsor previamente afinado nesse ponto, funcionando de forma contínua e passiva. [1]

Nesta dissertação propõe-se estudar e conceber soluções de travagem para absorsores de vibrações. Segundo [2], é possível aumentar a banda de frequências em que o absorsor é eficaz, através de um bloqueio pontual e instantâneo no ponto máximo de deslocamento. Esta técnica, denominada por controlo de fase, permite que o *TMD* seja eficaz para mais do que um modo natural de vibração.

O objeto de estudo será a ponte pedonal que estabelece a ligação entre o bloco principal da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e a cantina, onde se fazem sentir vibrações desconfortáveis e na qual já está instalado um *Tuned Mass Damper*

1.1 Descrição do problema

Uma estrutura convencional pode ser decomposta e caracterizada por três elementos base, a sua massa m , rigidez k e constante de amortecimento c , como se esquematiza na

figura 1.1.

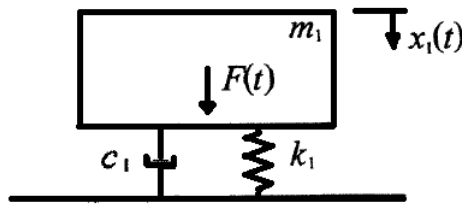


Fig. 1.1: Esquematização de uma estrutura convencional [3]

Por uma questão de comodidade de tratamento, o amortecimento de uma estrutura pode caracterizar-se numa forma adimensional através da razão de amortecimento ξ , rácio entre o coeficiente de amortecimento e o amortecimento crítico, como mostra a seguinte expressão.

$$\xi = \frac{c}{2m\omega_n} \quad (1.1)$$

A constante de amortecimento depende do conjunto de materiais que compõem a estrutura. A massa dificilmente é alterada nas estruturas em análise neste trabalho, e a frequência natural, ω_n , depende da rigidez e da própria massa, ou seja, considera-se que o amortecimento é também uma propriedade intrínseca de um sistema. Note-se que só em raros casos, a razão de amortecimento própria da estrutura supera o valor de 1%.

Partindo de uma solicitação harmónica do tipo $F \sin(\omega t)$, é possível caracterizar o deslocamento estático de uma estrutura, como o deslocamento sofrido face a uma força estática de amplitude F . O deslocamento estático, X_s é dado pela seguinte expressão:

$$X_s = \frac{F}{k} \quad (1.2)$$

O fator de amplificação dinâmica, μ , caracteriza a ampliação de amplitude de resposta sofrida por uma estrutura, quando sujeita a uma força harmónica do tipo $F \sin(\omega t)$, relativamente ao deslocamento estático dessa mesma estrutura. O fator de amplificação dinâmica obtém-se pela seguinte expressão:

$$\mu = \frac{X(\omega)}{X_s} \quad (1.3)$$

$$(1.4)$$

Na figura 1.2 ilustra-se a influência da razão de amortecimento na amplitude de resposta de um sistema sujeito a um regime harmónico de vibração. Na ordenada apresenta-se o fator de amplificação dinâmica, μ , enquanto na abcissa, se apresenta a razão de frequências, β , rácio entre a frequência de excitação, ω , e a frequência natural da estrutura, ω_n .

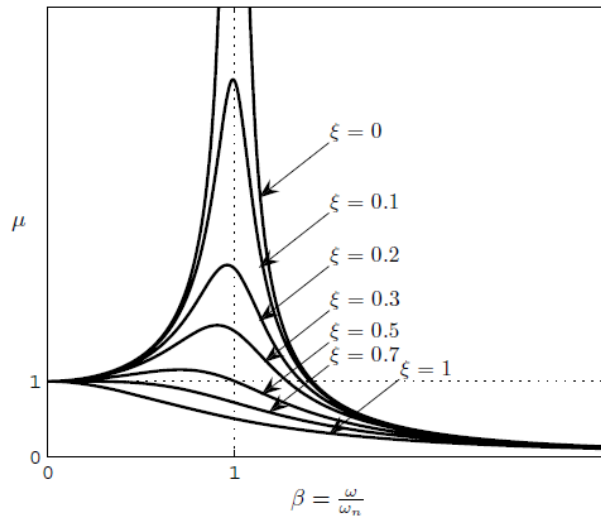


Fig. 1.2: Influência da razão de amortecimento na amplitude de resposta de um sistema [1]

Para uma razão de amortecimento nula, o fator de amplificação dinâmica tende para infinito quando o sistema está a ser excitado à frequência de ressonância, o que levaria naturalmente a estrutura ao colapso. Para ξ igual a 1% (curva não representada na figura), os valores de amplificação dinâmica continuarão a ser demasiado elevados na zona de espectro em torno de β igual a 1. Pelas razões atrás expostas, existe, assim, uma necessidade clara de inserir elementos de dissipação de energia ou dispositivos que atenuem o fator de amplificação dinâmica.

Grande parte das estruturas projetadas atualmente seguem normas e critérios que visam assegurar a integridade (segurança estrutural) e o conforto de utilização das mesmas, face a fenómenos vibratórios mais ou menos previstos. Apesar da estrutura possuir naturalmente um coeficiente de amortecimento, pelo que foi acima exposto este nunca é suficiente para satisfazer as normas de projeto. Assim, é comum aumentar a rigidez em pontos críticos através de reforços estruturais durante a sua construção, promovendo o afastamento das frequências naturais mais relevantes, ou integrar amortecedores em pontos estratégicos da estrutura para dissipar energia e, conseqüentemente, atenuar a amplitude de vibração, como será visto posteriormente. [3]

A imprevisibilidade de algumas solicitações, naturais ou induzidas, é um fator difícil de quantificar e raramente conduzirá a estrutura ao colapso, mas pode criar uma elevada sensação de insegurança aos seus utilizadores. Os reforços projetados de raiz para a estrutura não são suficientes para contrariar esse tipo de vibrações e cria-se a necessidade de recorrer a soluções externas, onde se inserem os dispositivos passivos denominados por *Tuned Mass Dampers*.

A ponte pedonal *Millenium Bridge*, ilustrada na figura 1.3 e inaugurada no ano 2000 sobre o rio Tamisa, em Londres, sofreu uma reestruturação prematura quando fortes ventos laterais provocaram amplitudes de vibração na ordem dos 75 mm à frequência de 1 Hz, durante a passagem de cerca de 1000 peões. O efeito conjugado entre o vento e as passadas dos peões foi suficiente para solicitar diversos modos naturais de vibração simultaneamente, resultando em oscilações verticais e laterais que comprometeram a segurança e o conforto dos utilizadores. [4]



Fig. 1.3: *Millenium Bridge*, ponte pedonal em Londres [5]

Tal como a *Millenium Bridge*, outros edifícios sofreram fenómenos semelhantes após a sua construção, comprovando que a arquitetura estrutural inicialmente projetada nem sempre é suficiente para impor um limite máximo à amplitude de vibração da estrutura. Neste sentido, e retomando o exemplo da ponte londrina, procedeu-se à instalação de diversos amortecedores viscosos e *TMD's* em pontos críticos relativos a cada modo natural de vibração, como se ilustra na figura 1.4.

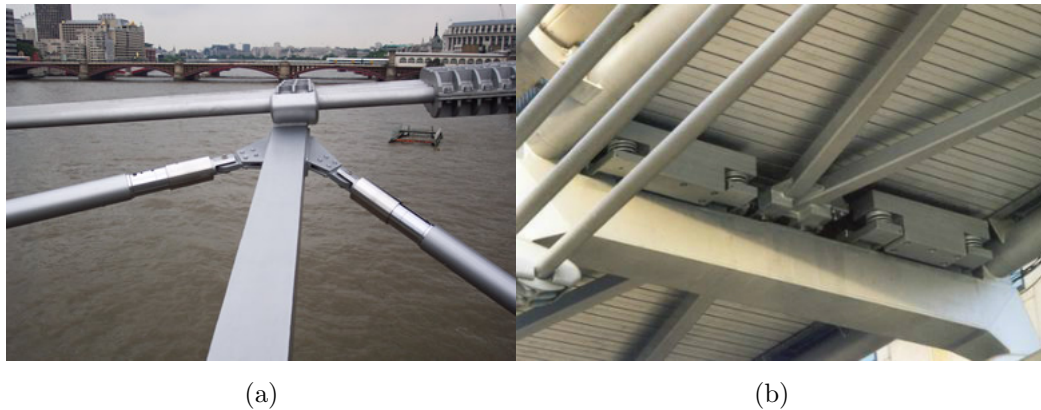


Fig. 1.4: a) Amortecedores instalados posteriormente [6]. b) *TMD's* instalados posteriormente [7]

Enquadra-se assim a situação típica onde a utilização de absorvedores de vibrações é altamente vantajosa, passando-se agora a apresentar o problema em estudo neste trabalho.

1.2 Ponte pedonal FEUP-Cantina

O *Tuned Mass Damper* para o qual será desenvolvido o sistema de travagem, ilustrado na figura 1.5, está instalado na ponte pedonal que estabelece a ligação entre o campus FEUP e a cantina dos estudantes, que se observa na figura 1.6. Este absorvedor está atualmente equipado com um amortecedor magnetoreológico *LORD RD-8040-1*, um *LVDT* para medição do deslocamento relativo, uma célula de carga para medição da força aplicada pelo amortecedor e um sensor de temperatura no amortecedor, com o objetivo de atenuar o deslocamento da ponte em dois modos naturais de vibração. Diversos testes foram efetuados, tendo-se chegado à conclusão que, de acordo com [8] e [9], a estrutura

possui dois modos naturais de vibração críticos com frequências naturais próximas, de 2 Hz e 2.4 Hz, o que a torna vulnerável à vibração induzida pelos peões.



Fig. 1.5: *Tuned Mass Damper* instalado na ponte pedonal FEUP

A ponte pedonal possui dois tabuleiros de 28m e 30m, estando o *TMD* montado próximo da Ref 2, ponto intermédio e ótimo que satisfaz um compromisso de benefício entre os dois modos naturais de vibração críticos. Este ponto é visível no esquema representado na figura 1.6.

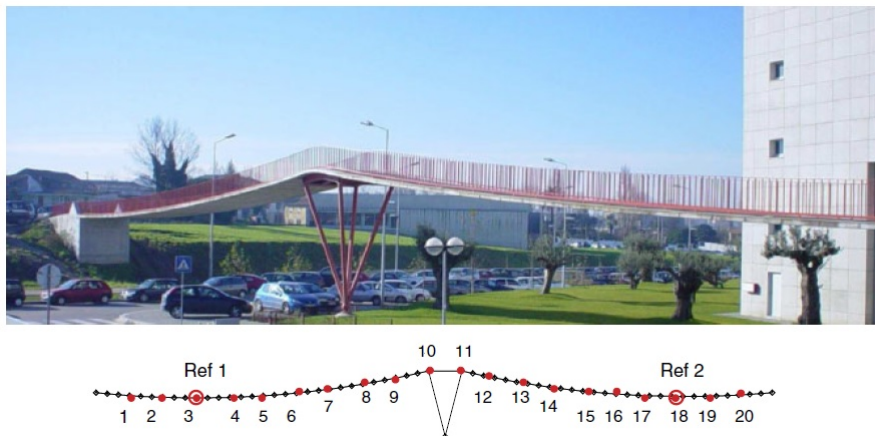


Fig. 1.6: Ponte pedonal entre a FEUP e a cantina e identificação de referências [8]

Foram identificados em [8] pelo menos 8 modos naturais de vibração, o que implicaria numa abordagem tradicional, a utilização de 8 *TMD* para a eliminação de vibrações existentes. Pretende-se portanto, explorar alternativas a esta solução, que tem um elevado custo e limitações de posicionamento.

Concluída a exposição do tema e do objeto de estudo, expõe-se de seguida os princípios de funcionamento dos *Tuned Mass Dampers*, detalham-se duas técnicas de frenagem a simular e descrevem-se as principais soluções construtivas desenvolvidas até à presente data.

O segundo grupo deste relatório, composto por dois capítulos, descreve a conceção e desenvolvimento das duas soluções propostas, eletromagnética e hidráulica, expondo-se inicialmente o desenvolvimento da ideia e a proposta de implementação, e posteriormente

todo o processo de cálculo, projeto, escolha de componentes, desenho, modelação dinâmica e simulações realizadas.

No último grupo, constituído por dois capítulos, realiza-se uma análise crítica comparativa entre as duas soluções desenvolvidas e a solução atualmente implementada no objeto de estudo, pesando fatores como o custo, a aplicação e a viabilidade de implementação noutra tipo de estruturas, sumarizam-se as conclusões retiradas ao longo da realização do trabalho e propõem-se novos objetivos a atingir em trabalhos futuros.

Relativamente ao *software* computacional utilizado, todo o processo de cálculo foi baseado em *Microsoft Excel* e recorreu-se ao *MDSolids* para a simulação de esforços e flechas. No desenho assistido por computador utilizou-se o *SolidWorks* e por fim, para o processo de simulação numérica, recorreu-se ao *Matlab* com a extensão *Simulink*.

1.3 Princípios de funcionamento dos *Tuned Mass Dampers*

Como mencionado anteriormente, um *TMD* é um sistema auxiliar constituído por uma massa, mola e amortecedor, instalado no sistema principal que se encontra a vibrar. O seu objetivo é reduzir a amplitude de vibração do sistema principal.

Por motivos de simplificação, e dado que a força realizada pela mola é sempre bastante superior à força realizada pelo amortecedor, será analisado inicialmente um *TMD* sem amortecimento, conhecido por supressor de vibrações. Esta designação deve-se à completa supressão da amplitude de resposta para uma frequência de excitação igual à sintonizada, como será visto de seguida.

1.3.1 Supressor de vibrações

Na figura 1.7 esquematiza-se uma estrutura com um grau de liberdade, no caso particular sem amortecimento, sujeita a uma solicitação harmónica do tipo $F \sin(\omega t)$ e representa-se a sua amplitude de resposta em função da frequência de excitação.

No caso não amortecido, e como descrito anteriormente, quando a frequência de excitação, ω é igual à frequência natural, ω_n , a resposta tende para infinito.

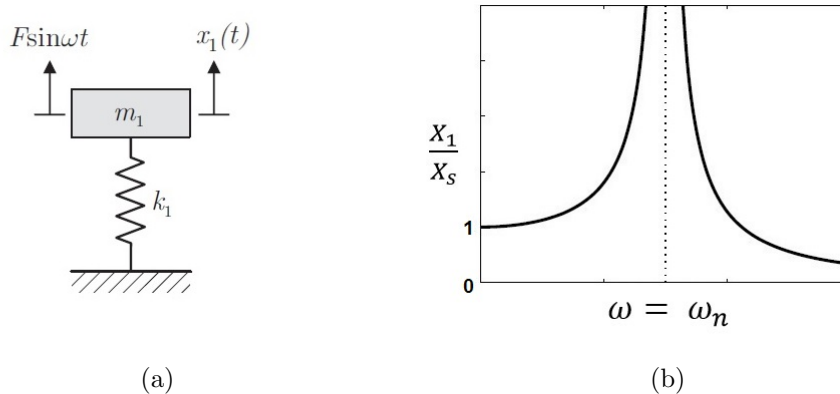


Fig. 1.7: a) Estrutura com um grau de liberdade sem amortecimento. b) Amplitude de deslocamento relativo em função da frequência de excitação [1]

Estabelecendo que a ponte pedonal corresponde ao sistema 1, que o sistema auxi-

liar corresponde ao sistema 2 e que existe uma solicitação harmónica na ponte do tipo $F \sin(\omega t)$, o conjunto dará origem a um sistema com dois graus de liberdade como se pode constatar na figura 1.8.

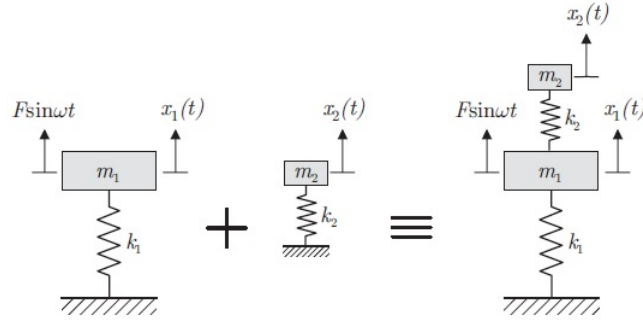


Fig. 1.8: Sistema principal + Sistema secundário. Conjunto de dois graus de liberdade [1]

Seja a frequência natural do sistema principal $\omega_{n1} = \sqrt{\frac{k_1}{m_1}}$, a frequência natural do sistema secundário $\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}$, a razão de frequências naturais $\alpha = \frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}}$ e a razão de frequências $\beta = \frac{\omega}{\omega_{n1}}$. Foi demonstrado em [1], através da dedução da equação de movimento para este sistema de dois graus de liberdade, que a amplitude de vibração do sistema principal se anula completamente desde que se verifique a seguinte condição:

$$\alpha = \beta \quad (1.5)$$

$$\frac{\omega_{n2}}{\omega_{n1}} = \frac{\omega}{\omega_{n1}} \quad (1.6)$$

$$\omega_{n2} = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}} = \omega \quad (1.7)$$

Da anterior expressão conclui-se que, ajustando a massa e a rigidez da mola do supressor para que a sua frequência natural seja igual à frequência de excitação, a amplitude de vibração do sistema principal será nula e o supressor diz-se sintonizado para essa frequência de excitação.

Para analisar o ângulo de fase entre um supressor sintonizado e a estrutura que o integra deverá retomar-se a equação 1.7, onde ω é igual a ω_{n2} , ou seja:

$$\beta_2 = \frac{\omega}{\omega_{n2}} = 1 \quad (1.8)$$

A figura 1.9 representa a variação entre a fase da resposta de um sistema, ϕ , e a frequência de excitação, para diferentes níveis de amortecimento. Quando o supressor está sintonizado com a frequência de excitação, β_2 é igual a 1, valor ao qual corresponde um desfasamento de 90° , de acordo com a figura 1.9. Neste caso, diz-se que o supressor se encontra em quadratura de fase com a estrutura em vibração.

$$\omega = \omega_{n2} \rightarrow \phi = 90^\circ \quad (1.9)$$

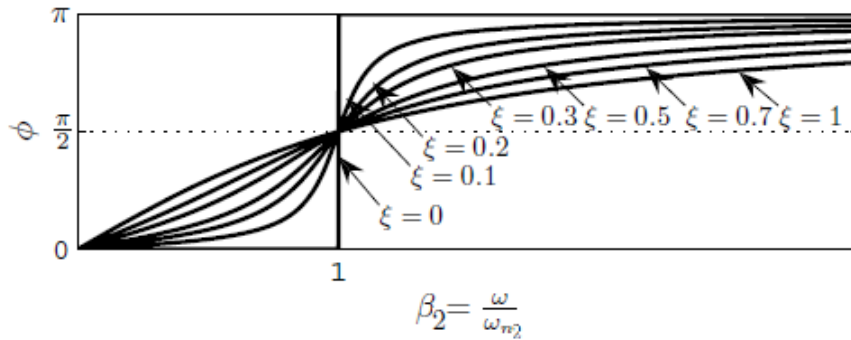


Fig. 1.9: Ângulo de fase entre a resposta de um sistema e a excitação [1]

Para que o supressor esteja devidamente afinado, a sua frequência natural necessita de ser igual à frequência de excitação, e, por consequência, a sua resposta estará desfasada 90° relativamente à estrutura em vibração. Desta forma, garante-se, teoricamente, uma supressão da amplitude de vibração do sistema principal. É este o motivo que pelo qual se referencia o desfasamento no controlo de fase em 90° , em dispositivos ativos e semi-ativos, como será visto posteriormente.

O conjunto de dois graus de liberdade, principal e auxiliar, dá origem a duas novas frequências naturais, ω_{n3} e ω_{n4} obtidas pela resolução da equação característica. Para um sistema não amortecido, quando a frequência de excitação é igual a uma frequência natural, existe condição de ressonância, ou seja, na ausência de amortecimento, a amplitude de deslocamento desse grau de liberdade tende para infinito. Assim, introduz-se o conceito de banda de funcionamento do supressor de vibrações, intervalo entre ω_{n3} e ω_{n4} para o qual a razão entre deslocamento do sistema principal X_1 e o deslocamento estático X_s é inferior a 1, a cinzento sombreado na figura 1.10b. [1]

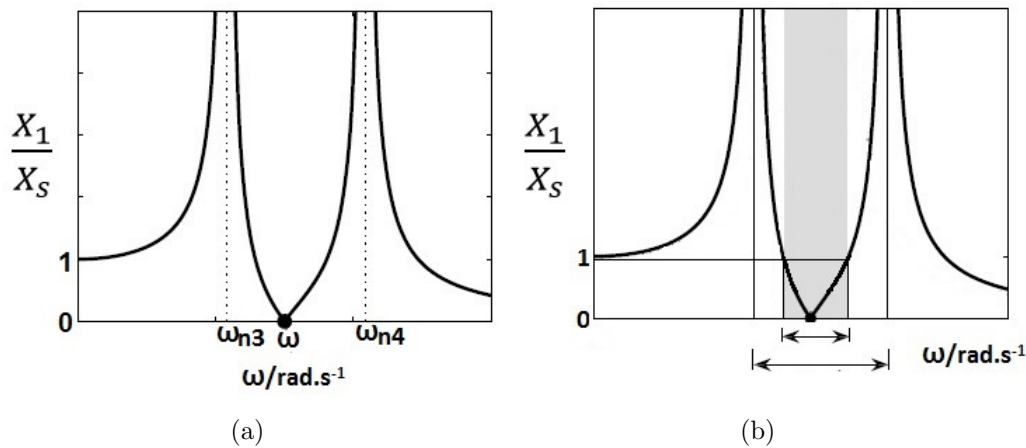


Fig. 1.10: a) Amplitude de deslocamento relativo vs frequência de excitação para o conjunto de 2 graus de liberdade. b) Banda de funcionamento do supressor de vibrações [1]

O aumento da banda de funcionamento eficaz do supressor consegue-se afastando as duas frequências naturais ω_{n3} e ω_{n4} , ou seja, aumentando-se o rácio entre a massa do sistema secundário e a massa do sistema principal, como se observa na figura 1.11. [10].

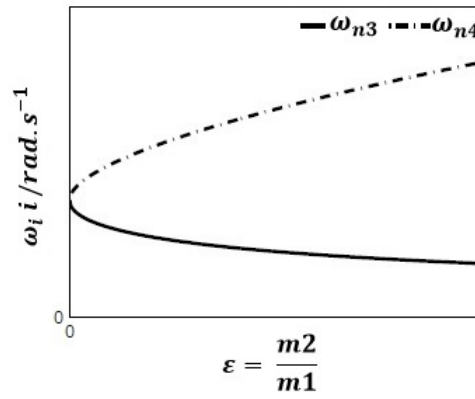


Fig. 1.11: Relação entre frequências naturais e razão de massas [1]

No entanto, dado que a massa do sistema secundário é sempre bastante inferior à do principal, dificilmente se retiram resultados satisfatórios por esta abordagem. Adicionalmente, na realidade a massa do sistema principal nunca é fixa, devido a fatores externos à sua natureza, como, por exemplo, a presença de peões ou veículos e massa de água da chuva, não sendo possível tomar a razão de massas como um fator constante.

1.3.2 Absorvor de vibrações

Na prática, supressores de vibrações ideais não existem, porque a consequência de suprimir a amplitude de vibração do elemento principal é exigir que o supressor de vibrações tenha uma amplitude de deslocamento infinita para essa frequência de excitação [1]. Por este motivo, é habitual incluir-se um amortecedor no sistema auxiliar, estando o conjunto principal e auxiliar ilustrados no esquema da figura 1.12.

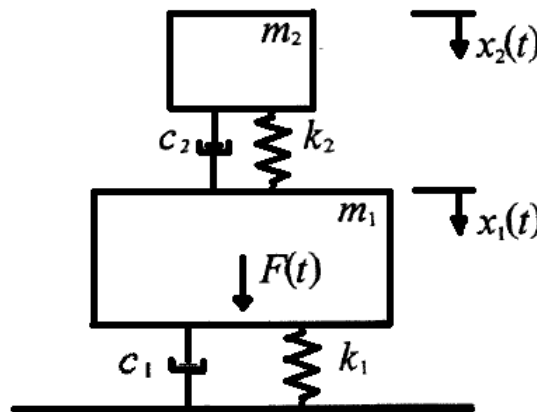


Fig. 1.12: Esquematização de um sistema principal e auxiliar amortecidos [3]

Para a frequência de excitação para a qual o *TMD* está afinado, a amplitude de deslocamento da estrutura passará a ser ligeiramente superior a zero e a amplitude de deslocamento do *TMD* passará a ser um valor elevado mas finito. O espectro de resposta para a estrutura e o *TMD* nestas condições apresenta-se na figura 1.13.

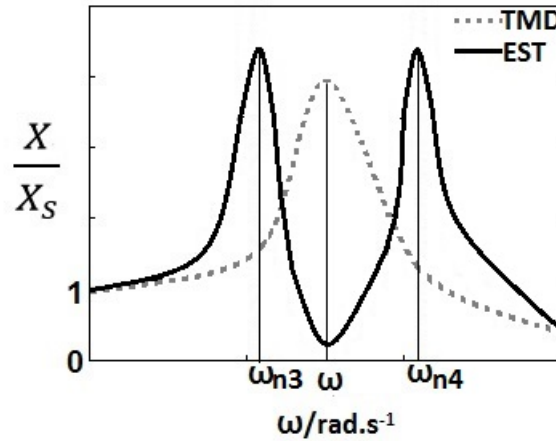


Fig. 1.13: Espectro de resposta de uma estrutura amortecida equipada com um absorvor de vibrações

A determinação da razão de amortecimento ótima para o *TMD*, que garante o compromisso ideal entre a amplitude de vibração do sistema principal e do sistema secundário, poderá ser simples quando a estrutura se considera não-amortecida ($\xi < 1\%$), através das expressões propostas por Bachmann e Weber consultadas na referência [3]. No entanto, para estruturas amortecidas este procedimento incorre em divergências significativas produzindo resultados insatisfatórios. Assim, recorre-se a ábacos desenvolvidos numericamente a partir da expressão da amplitude de resposta de um sistema com dois graus de liberdade, para estimar o valor ótimo da razão de amortecimento do *TMD* (também é possível estimar parâmetros de rigidez e amplitude máxima, que não serão abordados). O ábaco que permite retirar a razão de amortecimento ótima para o *TMD*, ξ_2 , traduz-se numa figura apresentada de seguida, dependendo da razão de amortecimento da estrutura, ξ_1 , e da razão de massas ϵ [3].

$$\epsilon = \frac{m_2}{m_1} \quad (1.10)$$

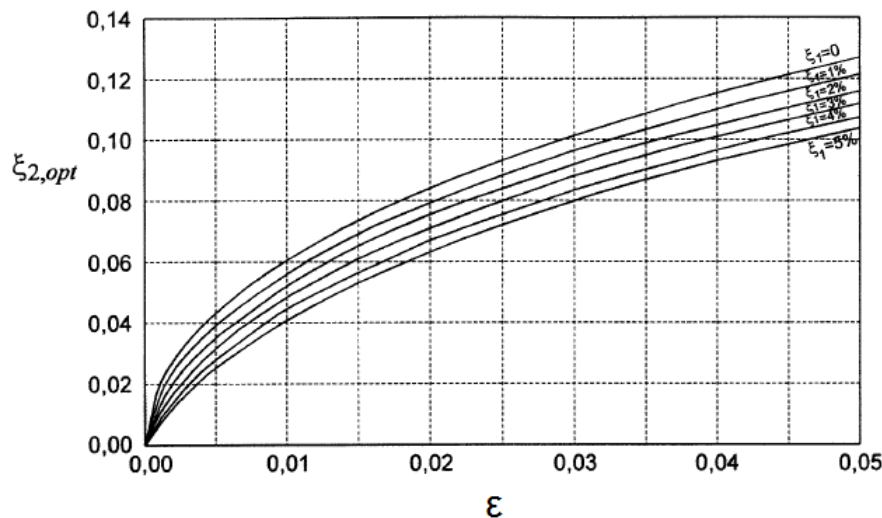


Fig. 1.14: Razão de amortecimento ótimo de um *TMD* para uma estrutura amortecida

O presente subcapítulo teve como propósito enquadrar o leitor no princípio de funcionamento de um absorvor de vibrações e das variáveis físicas envolvidas. Inicialmente, foi apresentado um caso genérico sem amortecimento, denominado por supressor e, posteriormente, um absorvor já com amortecedor. Nos seguintes subcapítulos serão descritas duas diferentes técnicas de travagem, que visam manter o desfaseamento entre a estrutura e o absorvor em 90° , independentemente da frequência de excitação.

1.4 Controlo de fase por travagem

Caracterizado o princípio de funcionamento de um absorvor de vibrações, interessa agora explicitar de que forma este dispositivo poderá, efetivamente, manter a sua eficácia para uma gama mais vasta de frequências de excitação. Para este efeito, é necessário caracterizar o desfaseamento existente no movimento relativo entre um sistema principal que se encontra a vibrar e um *TMD*.

De acordo com [2], e como visto anteriormente, o desfaseamento ideal entre o movimento da massa do *TMD* e o movimento da estrutura principal, para o qual a eficiência de absorção é máxima, é igual a -90° . Quando a estrutura principal se encontra no seu ponto máximo de deslocamento, o *TMD* estará atrasado e a passar pela origem da referência, isto é, no ponto nulo de deslocamento, como se observa na figura 1.15.

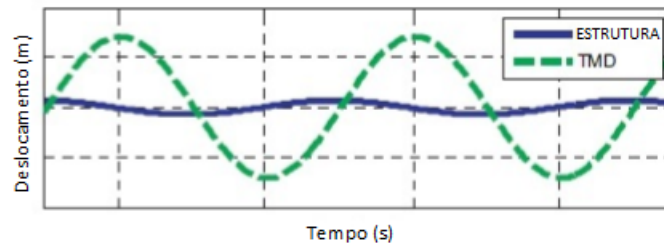


Fig. 1.15: Deslocamento da estrutura principal vs deslocamento do *TMD* desfasado -90° [2]

Conhecida a posição e/ou a velocidade da estrutura, através de sistemas de medição, bem como a posição e velocidade relativa do *TMD*, será possível monitorizar continuamente o desfaseamento entre os dois graus de liberdade. Como mencionado anteriormente, toma-se como referência um desfaseamento de afinação - ϕ - de -90° , e sempre que se detetar um desvio deste valor proceder-se-á ao bloqueio do *TMD* de duas formas diferentes, de acordo com as duas situações que podem ocorrer enunciadas de seguida. Um *TMD* com um mecanismo de travagem associado é normalmente denominado por *Semi-Active TMD* (*SATMD*), e será abordado com mais detalhe no subcapítulo de soluções construtivas.

- a) *TMD* encontra-se em avanço de fase relativamente ao ϕ de referência, $-90^\circ < \phi < 0^\circ$
- b) *TMD* encontra-se em atraso de fase relativamente ao ϕ de referência, $-180^\circ < \phi < -90^\circ$

O caso a) ocorre quando a frequência de excitação é inferior à frequência natural da estrutura para a qual o *TMD* está sintonizado. Como se pode observar na figura 1.16, quando o *TMD* se encontra no ponto máximo de deslocamento - pontos A e B - a estrutura

ainda não atingiu o ponto nulo, ou seja, o *TMD* está avançado relativamente à fase afinada de -90° . Procede-se então a um bloqueio do sistema secundário, nos pontos A ou B, durante o intervalo de tempo necessário para que a fase volte a ser -90° , libertando-se o mesmo nos instantes t_1 , t_2 , t_3 e t_4 . A sinusóide descrita pelo *TMD* após o bloqueio, deixará de ser a linha a traço interrompido, representada na figura 1.16, passando a ser uma nova sinusóide na continuação da seta, a traço interrompido, após cada instante t , não visível na mesma figura. [2]

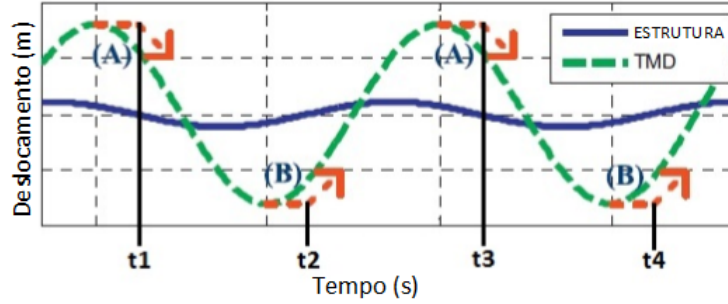


Fig. 1.16: *TMD* em avanço de fase e respetiva estratégia de travagem [2]

O caso b) ocorre quando a frequência de excitação é superior à frequência natural da estrutura para a qual o *TMD* se encontra sintonizado. Como se pode observar na figura 1.17, quando o deslocamento da estrutura é nulo, o deslocamento relativo entre o *TMD* e a estrutura ainda está a aumentar, ou seja, o sistema auxiliar está atrasado face à fase ótima de -90° - pontos C e D. A estratégia de travagem passa por abrandar o *TMD* até que a sua velocidade seja 0, e proceder à sua libertação após esta condição estar cumprida, sempre que se detetar que a estrutura passou pelo ponto nulo de deslocamento e a velocidade relativa do *TMD* ainda se encontra a decrescer, ou seja, nos instantes t_1 , t_2 , t_3 e t_4 . Novamente, a sinusóide que descreve o movimento do sistema semi-ativo deixa de ser a linha a traço interrompido. No presente caso, a dissipação de energia é uma consequência inevitável. [2]

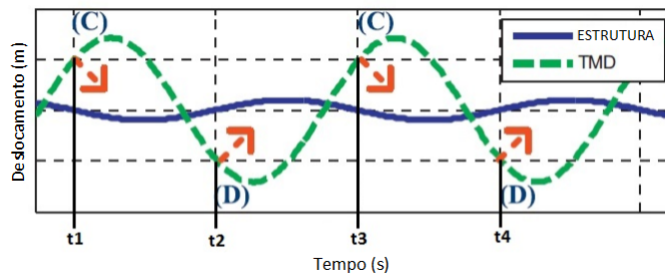


Fig. 1.17: *TMD* em atraso de fase e respetiva estratégia de travagem [2]

Em [2] comparou-se o comportamento de um *TMD* passivo com amortecimento e um *SATMD*, na atenuação das vibrações presentes numa estrutura, com o intuito de demonstrar a eficácia de funcionamento do *TMD* semi-ativo com controlo de fase fora da sua frequência de sintonização. Provou-se que, para uma frequência de excitação 5% inferior à frequência sintonizada - caso a) - o *TMD* semi-ativo atenuou a amplitude de deslocamento da estrutura em 75%, enquanto que o passivo a aumentou em 15%. Estes

resultados são visíveis na figura 1.18, bem como o avanço de fase do *TMD* semi-ativo.

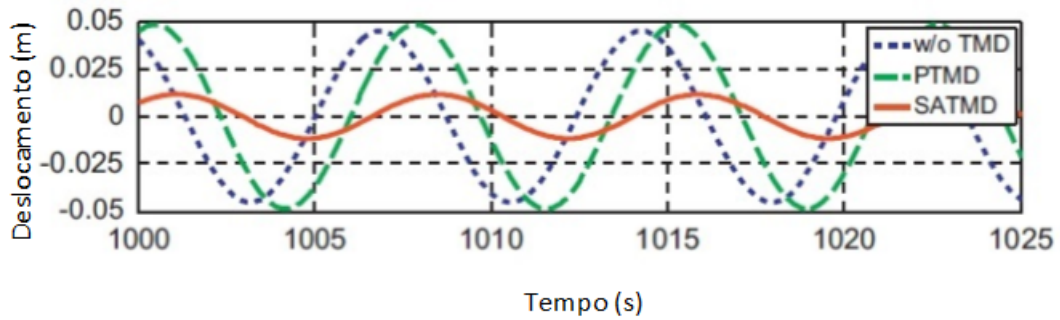


Fig. 1.18: Amplitude de deslocamento de uma estrutura para o caso sem *TMD*, *PTMD* e *SATMD* [2]

A ação de controlo torna-se bastante clara pela figura 1.19. Quando o *TMD* atinge o seu ponto máximo de deslocamento e se deteta que se encontra em avanço de fase, instante t_1 , aplica-se uma força de travagem com magnitude suficiente para o imobilizar, durante o intervalo de tempo correspondente ao avanço, restabelecendo assim a fase pretendida. Esta ação é periódica, com $T_{acaocontrola} = T_{TMD}$, sempre que a frequência de excitação é inferior à frequência sintonizada, pois apesar de se restabelecer a fase no momento do bloqueio, esta voltará a tender para o valor original devido ao desvio da sintonização. [2]

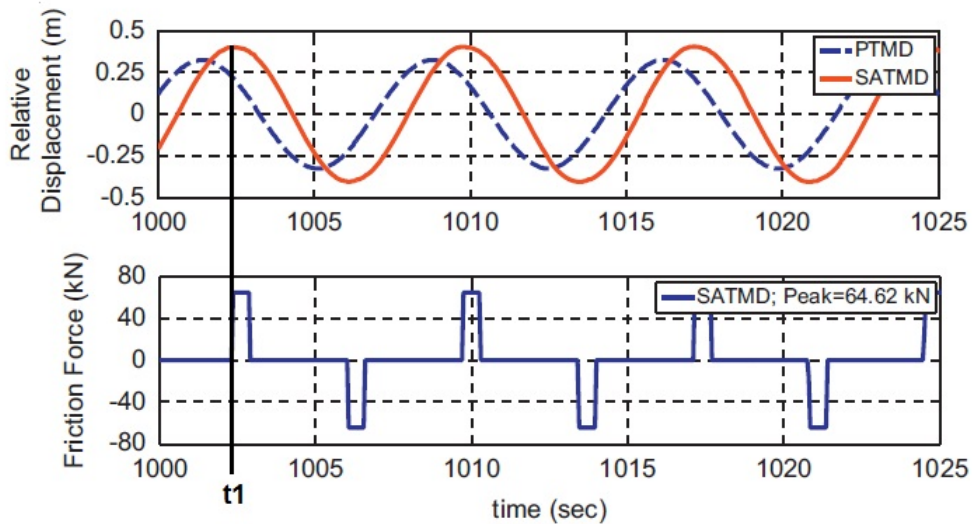


Fig. 1.19: Ação de controlo para imobilizar *TMD* em avanço de fase [2]

Apesar dos resultados serem satisfatórios, o desfasamento observado com esta técnica manteve-se entre os -62° e -69° , nunca se atingindo os -90° pretendidos. A incapacidade de obter o resultado pretendido deve-se ao facto de o bloqueio, na prática, nunca ser instantâneo e também ao facto de ser praticamente impossível garantir o total bloqueio da massa móvel, devido à existência de deformações estruturais e folgas. No entanto, deve-se salientar que para o *TMD* passivo o desfasamento para o caso a) se manteve nos -45° , o que justifica a sua falta de eficácia e salienta a vantagem do *SATMD*. [2]

Para uma frequência de excitação superior à frequência natural para o qual o *TMD* se encontra sintonizado - caso b) - a atenuação da amplitude de deslocamento da estrutura foi semelhante à observada na figura 1.18. Por outro lado, a ação de controlo é distinta e está de acordo com o que foi previamente explicado. Atente-se na figura 1.20.

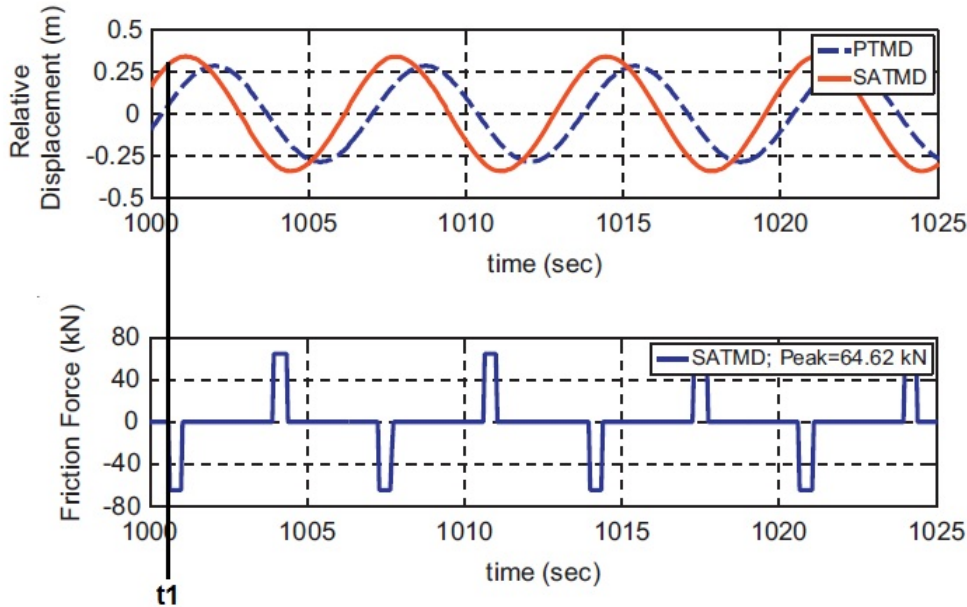


Fig. 1.20: Ação de controlo para imobilizar *TMD* em atraso de fase [2]

No instante t_1 deteta-se que o *TMD* está em atraso de fase, pois a estrutura está no seu ponto nulo de deslocamento e o deslocamento relativo do absorvor ainda está a aumentar - a velocidade do *TMD* ainda não é 0. Assim, procede-se imediatamente à travagem do sistema auxiliar através de uma força de travagem de elevada magnitude, durante o intervalo de tempo necessário para anular a sua velocidade relativa e restabelecer a fase a -90° . Quanto maior for a capacidade de exercer uma força contrária a este movimento, maior será a aproximação da fase à pretendida. Dado que no momento da travagem o sistema auxiliar ainda possui energia cinética, o travão terá que dissipar essa energia sob a forma de calor, sendo portanto o caso b), mais exigente em termos energéticos e temporais. Com esta técnica, o desfaseamento observado no *SATMD* manteve-se entre os -113° e -117° , enquanto que o *TMD* passivo se manteve em -135° . [2]

A figura 1.21 é bastante clara na conclusão que se pretende retirar deste primeiro capítulo. Relaciona-se o quociente entre o deslocamento da estrutura e a amplitude da força sinusoidal imposta - X_s/W - e o quociente entre a frequência de excitação e a frequência natural do sistema principal - f/f_s . A azul, representa-se a estrutura principal sem a presença de qualquer equipamento auxiliar; a verde, juntou-se um *TMD* passivo com amortecimento, afinado para a frequência natural da estrutura; e a laranja, um *TMD* semi-ativo com controlo de fase, sintonizado para a mesma frequência natural da estrutura principal. [2]

Salienta-se o aparecimento de duas novas frequências naturais quando se adiciona um segundo grau de liberdade à estrutura principal, tal como foi anteriormente referido no subcapítulo 1.3. Dado que o afastamento entre estas duas frequências naturais define a gama de funcionamento eficaz do *TMD*, é notória a vantagem do dispositivo semi-ativo

com controlo de fase, face ao dispositivo passivo. De facto, o *TMD* semi-ativo mostra-se eficaz para variações de $\pm 30\%$ da razão de frequências. É também possível concluir que a amplitude máxima de deslocamento, é bastante mais baixa quando se utiliza o *TMD* semi-ativo [2].

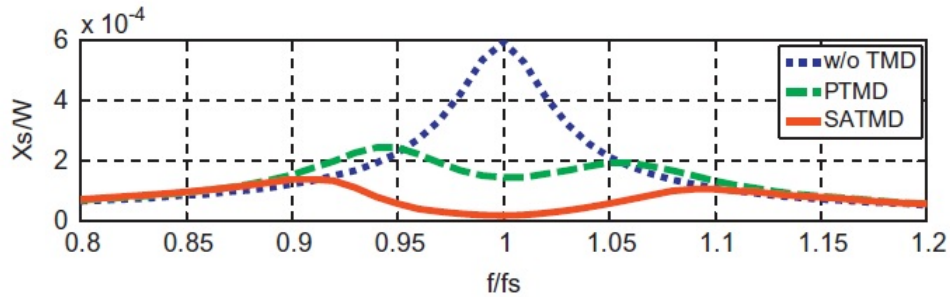


Fig. 1.21: Comparação de deslocamento entre: estrutura principal isolada, estrutura e *TMD* passivo, estrutura e *TMD* semi-ativo com controlo de fase. [2]

No seguinte subcapítulo serão abordadas soluções construtivas de absorsores de vibrações, ou dispositivos similares. Diversos estudos foram realizados nesta área, podendo-se categorizar as soluções de absorção como passivas, ativas e semi-ativas segundo [10] e [11]. A técnica de travagem que se pretende estudar e desenvolver, enquadra-se nas soluções semi-ativas.

1.5 Soluções construtivas e aplicações típicas

Existem diversas soluções construtivas para atenuação e controlo de vibrações, categorizadas segundo três grandes grupos: passivas, ativas e semi-ativas.

As soluções passivas são, por norma, dispositivos integráveis numa estrutura e cuja energia para o seu funcionamento advém, única e exclusivamente, do movimento da estrutura. Os *TMD* e os amortecedores passivos enquadram-se neste grupo.

As soluções ativas recorrem a uma fonte de potência ininterrupta para atuar, transferindo energia à estrutura com o objetivo de contrariar o seu movimento, e assim atenuar vibrações. Os *Active Mass Drivers (AMD)* e os amortecedores ativos são exemplos deste tipo de soluções.

As soluções semi-ativas recorrem a uma fonte de alimentação ininterrupta (*UPS*) para garantir, exclusivamente, dissipação de energia na estrutura. Contrariamente ao conceito ativo, apenas se pretende utilizar a energia externa para comandar pontualmente o dispositivo, durante limitados períodos de tempo, quando for necessário dissipar energia da estrutura. Atualmente, existem vários tipos de dispositivos semi-ativos aplicados em áreas diversas, como por exemplo, na recuperação da energia das ondas marítimas, nos sistemas de suspensão automóvel e, naturalmente, no controlo de vibrações em estruturas.

1.5.1 Soluções passivas com amortecimento

Sistemas passivos para absorção de vibrações são vastamente utilizados em diversos tipos de estruturas e edifícios. O controlo passivo amortecido consiste em integrar um

ou mais amortecedores (onde a força exercida pelo amortecedor é função da constante de amortecimento e da velocidade) a uma estrutura ou a um *TMD*, para que efetivamente exista amortecimento e, por consequência, dissipação de energia. De acordo com [12], o amortecedor deverá obedecer aos seguintes critérios para que o conjunto funcione como pretendido:

- O amortecedor deverá obedecer a uma lei de amortecimento, função da velocidade e viscosidade, por forma a dissipar energia sem afetar o rácio entre a frequência natural do absorvor e a frequência natural do sistema vibratório;
- O atrito estático introduzido no sistema deverá ser mínimo, para manter o *TMD* operacional a solicitações de menor amplitude e reduzir o desgaste de outros componentes, como os elementos estruturais da ponte;
- O amortecedor deverá ser projetado para não necessitar de manutenção prioritária face ao ciclo de vida da estrutura e do absorvor;
- Altas temperaturas deverão ser suportadas pelo amortecedor sem afetar o seu funcionamento, uma vez que a energia dissipada está efetivamente a ser convertida em energia térmica, ou seja, calor.

Uma solução construtiva para um amortecedor que cumpre os requisitos anteriores, foi apresentada em [12]. Esta solução pode-se considerar genérica para este tipo de aplicação, e está representada na figura 1.22. É constituída por dois cilindros concêntricos, o exterior, de pressão e o interior, de choque. A compressão e descompressão dá-se dentro das duas câmaras do cilindro interno, separadas pelo êmbolo, existindo na extremidade direita um acumulador de óleo. A câmara entre os dois cilindros permite que o fluido circule entre a parte externa da haste e o fole do acumulador, permitindo a existência de uma distribuição uniforme de calor com o aquecimento gradual do fluido. A sua função é reagir à variação de volume da câmara adjacente e à variação de volume do fluido interno e externo, provocada pela variação de temperatura. Os vedantes e a solução construtiva evitam a necessidade de manutenção durante o tempo útil de vida projetado.

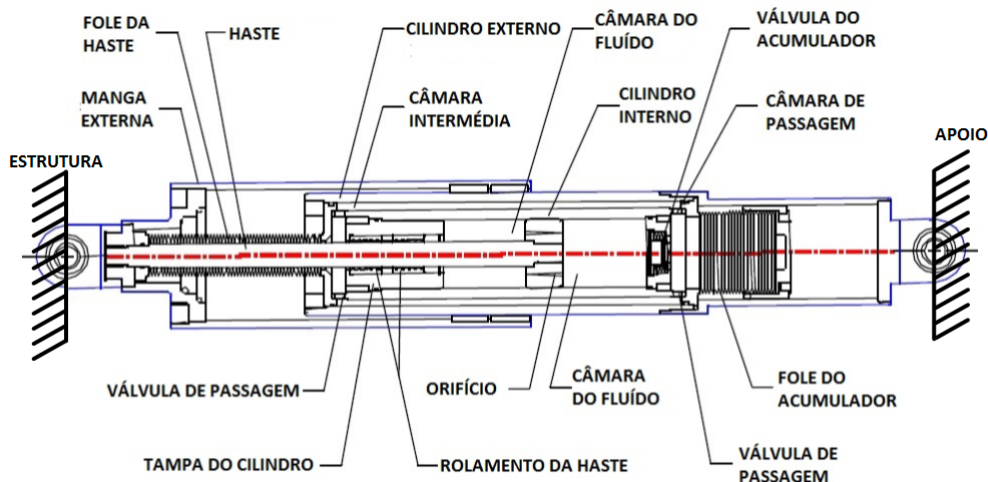


Fig. 1.22: Amortecedor viscoso de baixa fricção e sem necessidade de manutenção para aplicação em *TMD* [12]

Para qualquer tipo de estrutura, podem ser desenvolvidos amortecedores capazes de exercer uma menor ou maior grandeza de força, com *designs* baseados na anterior exposição. Apesar de, para uma ponte pedonal, a força desenvolvida pelo amortecedor não ser necessariamente exigente, atente-se no exemplo da ponte *Carquinez*, em São Francisco, onde se encontra instalado um amortecedor capaz de exercer 16 MN e cujo atravancamento pode ser avaliado através da figura 1.23.



Fig. 1.23: Amortecedor instalado na ponte Carquinez, São Francisco

A implementação de um amortecedor poderá implicar ajustes na sintonização do *TMD* para se obter o máximo desempenho do conjunto, uma vez que, na prática, introduz-se atrito e surgirão dinâmicas não modeladas que irão interferir com o normal funcionamento do absorvor.

Foi provado que sistemas passivos para controlo de vibrações do tipo *TMD* e amortecedor são tão eficazes como sistemas ativos, sem as desvantagens de implementação destes últimos [12]. No entanto, segundo [8], não é possível montar amortecedores em qualquer tipo de estruturas, uma vez que existe a necessidade de conectar e convergir os pontos mais expostos a deslocamentos críticos, ou seja, existe uma limitação arquitectónica. Outras técnicas serão de seguida abordadas.

1.5.2 Soluções ativas

As soluções ativas para controlo de vibrações requerem uma fonte externa de energia para alimentar um ou mais atuadores de controlo, que irão aplicar forças na estrutura de uma determinada forma, com o objetivo de reduzir a sua amplitude de vibração. Os atuadores irão responder ao *feedback* oriundo do sistema através de sistemas de medição instalados no mesmo, não existindo a necessidade de pré sintonização. Este conceito possui algumas desvantagens, como a vulnerabilidade do sistema completo a quebras de energia muito frequentes em sismos e tempestades [8] [13], elevados custos de conceção, implementação e manutenção.

Em [8] é estudada uma solução ativa, denominada por *Active Mass Driver*, para o controlo de vibrações da ponte pedonal da FEUP. Para estruturas de menor dimensão, que envolvem esforços menores, poderão ser utilizados atuadores elétricos ativos de controlo direto sobre o sistema principal, cujo custo é mais baixo, requerem menor manutenção e são menos ruidosos.

O *Active Mass Driver* é constituído por uma massa móvel ligada à estrutura em vibração. A fonte externa de energia alimenta um atuador elétrico, denominado *Electro-*

magnetic Shaker, que produz uma força F_c responsável pelo movimento da massa móvel, de acordo com o *feedback* recebido do sistema. Este sistema encontra-se esquematizado na figura 1.24.

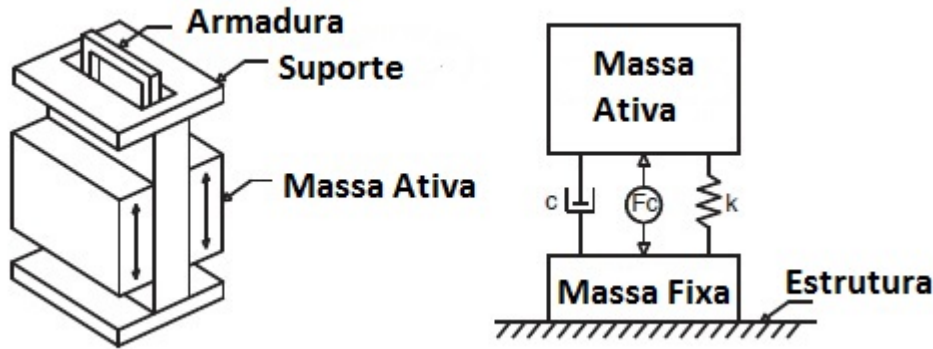


Fig. 1.24: Active Mass Driver [8]

Tal como num *TMD* tradicional, o posicionamento do *AMD* é fundamental para que o seu máximo desempenho seja verificado. A redução da amplitude de resposta é conseguida através de um aumento da força de controlo, que origina o movimento forçado da massa. Inicialmente, o *AMD* comporta-se como uma massa passiva acoplada à estrutura e, quando a ação de controlo se inicia, a massa é forçada a movimentar-se independentemente, absorvendo e dissipando a energia do sistema através do amortecedor [8]. Este tipo de solução é interessante para aplicações que, devido à sua natureza, envolvem elevados valores de força e pelos quais seja compensatório gastar continuamente energia para alimentar dispositivos que ativamente controlem regimes vibratórios.

Concluiu-se em [8] que, num caso particular, para produzir os mesmos resultados que o *AMD* na redução da amplitude de deslocamento da ponte pedonal, um *TMD* teria de ter uma razão de massas 5 vezes superior, o que revela a vantagem de atravancamento do sistema ativo.

1.5.3 Soluções semi-ativas

As soluções semi-ativas estão a ganhar espaço na área de controlo e atenuação de vibrações devido às suas vantagens face a outras alternativas expostas, como as soluções ativas.

Um dispositivo deste tipo caracteriza-se por um atuador que tem a si associado um mecanismo que, quando solicitado, permite dissipar energia. De acordo com a ação de comando, o dispositivo recorre a uma fonte de alimentação ininterrupta (UPS) para, de forma pontual, dissipar energia da estrutura. As suas vantagens traduzem-se na capacidade de adaptação à alteração comportamental da estrutura, devido a fenómenos como a degradação, danos, não-linearidades e alterações na frequência natural da estrutura a controlar [14]. De facto, no caso de um *TMD* passivo, uma variação de massa ou rigidez da estrutura devido aos fenómenos previamente mencionados, iria provocar a sua dessintonização, salientando-se assim uma enorme vantagem dos sistemas semi-ativos face aos passivos.

Segundo [15], para aplicações sísmicas, os dispositivos para controlo de vibrações po-

derão estar inativos durante longos períodos de tempo e subitamente ser necessário que produzam forças dissipativas elevadas. Para este caso, o controlo ativo não é uma solução viável porque necessita de uma fonte de potência ininterrupta para fornecer energia ao sistema, trazendo um elevado custo acrescido para um intervalo tão curto de utilização.

1.5.3.1 Pneumáticas

Um exemplo de uma solução semi-ativa pneumática para implementação num *TMD* é apresentada em [14] e [15], constituída por um atuador simétrico de duplo efeito, curto-circuitado por uma válvula de duas posições a funcionar em paralelo com um *TMD*, segundo a denominação *resetable device*.

Neste contexto, *Resetable devices* são dispositivos fiáveis e simples que se comportam como um elemento elástico não linear [14]. Quando associado o devido algoritmo de controlo, fazem *reset* da sua posição extrema, através de uma alteração na rigidez, com o intuito de dissipar energia do sistema vibratório, convertendo-a em calor [15] e [16]. Na figura 1.25 esquematiza-se um dispositivo deste tipo.

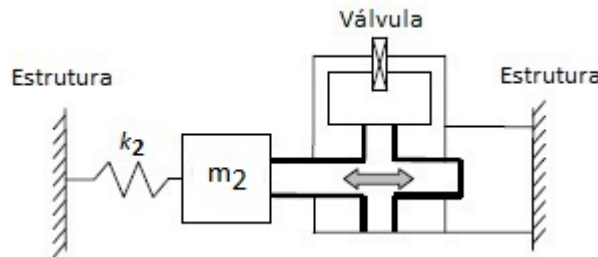


Fig. 1.25: *Resetable Device* - Cilindro pneumático curto-circuitado por válvula [15]

O cilindro de duplo efeito garante rigidez adicional ao sistema. Quando a válvula está fechada, o gás é comprimido com o movimento da massa, até atingir o ponto de velocidade nula, momento em que se abre a válvula por um curto instante de tempo e se dá a dissipação da energia potencial armazenada. Devido à diferença de pressões nas câmaras, para além de se dissipar energia no momento de abertura da válvula, também se restabelece a posição do êmbolo para o centro do atuador. [15].

Sendo a rigidez do *TMD* dada por k_{2RB} e a massa por m_2 , a rigidez do dispositivo semi-ativo variável, dada por k_{2res} , e os elementos do sistema principal definidos pelo índice 1, atente-se na figura 1.26.

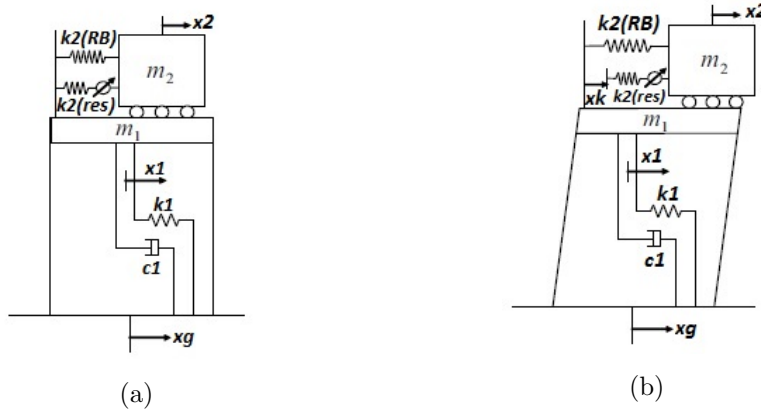


Fig. 1.26: a) Sistema *Semi-Active TMD* em repouso. b) Sistema *Semi-Active TMD* em *reset* [14]

À medida que o deslocamento relativo entre o sistema principal e o auxiliar aumenta, ambas as molas exercem uma força resistiva ao deslocamento relativo. Quando o sistema auxiliar atingir o seu ponto máximo de deslocamento, em que a velocidade é nula e a energia potencial máxima, o atuador volta à sua posição central, libertando a energia armazenada durante este processo.

Provou-se em [14] que a utilização deste dispositivo semi-ativo em conjunto com um *TMD* devidamente afinado, produz melhores resultados na redução da amplitude de resposta do sistema vibratório que uma solução passiva baseada num amortecedor e um *TMD*. Mostrou-se ainda que a afinação do dispositivo semi-ativo é mais amigável e simples porque se baseia numa alteração da rigidez.

1.5.3.2 Hidráulicas

Soluções hidráulicas semi-ativas para controlo de vibrações têm sido, ultimamente, alvo de estudo, existindo diversas soluções já estudadas e implementadas. A elevada versatilidade que um circuito hidráulico oferece permite a implementação deste tipo de soluções num vasto leque de aplicações com diferentes propósitos, seja na prevenção de sismos em edifícios verticais, no controlo de vibrações de pontes de grande dimensão ou, ainda, na adaptação do conceito de amortecedor passivo em semi-ativo, para dissipação de energia.

Em [17] é apresentada uma solução hidráulica em circuito fechado, constituída essencialmente por um atuador assimétrico, uma válvula direcional e um acumulador, com uma ação de controlo *on-off* e válvulas de retenção para prevenir a ocorrência de cavitação, como se expõe na figura 1.27.

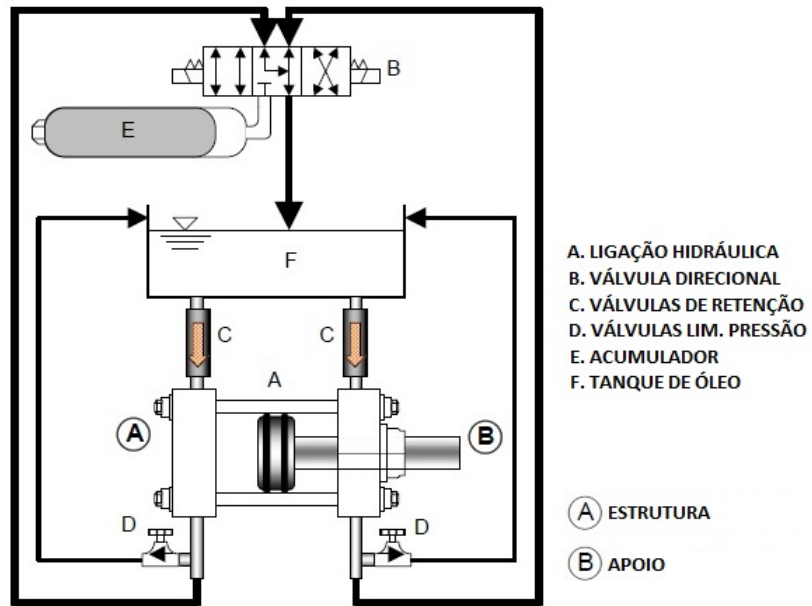


Fig. 1.27: Amortecedor hidráulico com acumulador em circuito fechado [17]

A válvula direcional é de 3 posições, sendo que na posição central o atuador move-se livremente, fazendo o óleo retornar ao tanque, representado pela letra *F*. As restantes posições servem o propósito de produzir força numa ou noutra direção, com recurso ao óleo pressurizado no acumulador, não existindo, no entanto, dissipação de energia pois apenas se aproveita o efeito mola do gás dentro do acumulador. As válvulas limitadoras de pressão, representadas pela letra *D*, colocam um patamar superior à pressão nas câmaras, fazendo o óleo retornar ao tanque caso esta seja excedida. O tanque de óleo e as válvulas de retenção, assinaladas pela letra *C*, garantem reposição de óleo ao atuador, prevenindo eventuais fugas ao longo do tempo. Este sistema semi-ativo é capaz de produzir forças até 50 kN, é fixo entre o sistema vibratório principal e a massa auxiliar, letras *A* e *B* respetivamente, e a solução construtiva apresenta-se na figura 1.28. [17]

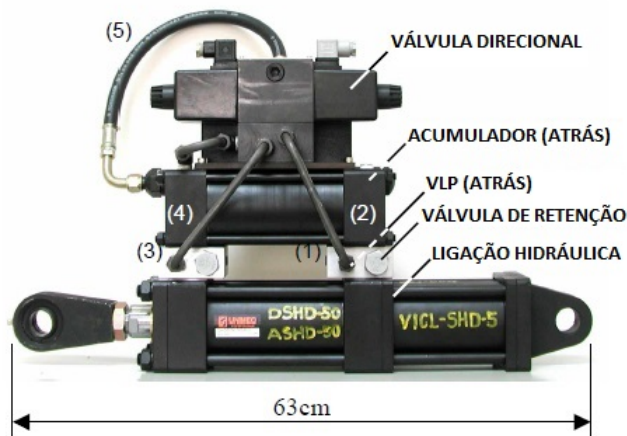


Fig. 1.28: Solução construtiva de um amortecedor hidráulico com acumulador em circuito fechado [17]

O conjunto revela-se bastante compacto face à força máxima capaz de exercer, 50 kN, possuindo um bom compromisso entre atravancamento e capacidade de força. Por

este motivo, prevê-se ser uma solução particularmente fácil e interessante de aplicar em diferentes tipos de aplicações.

A referência [18] propõe a utilização de um amortecedor hidráulico semi-ativo, capaz de exercer uma força máxima de 1 MN, para controlar a vibração de um edifício. Este dispositivo requer uma potência de alimentação de 70 W, que poderá não ser contínua, e atua sobre frequências naturais de vibração entre 0,25 Hz e 2 Hz. O circuito hidráulico proposto expõe-se na figura 1.29 e será descrito de seguida.

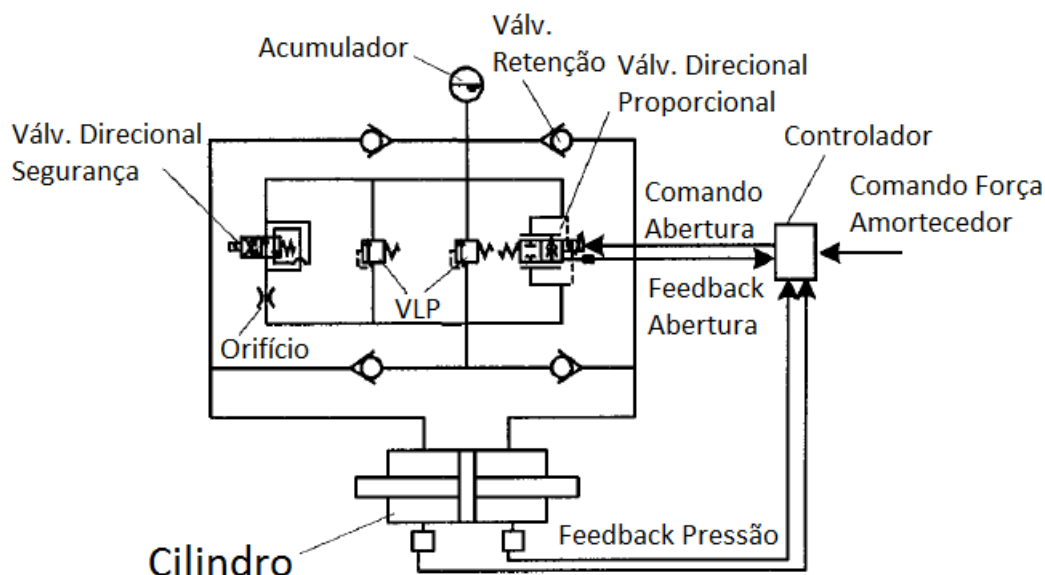


Fig. 1.29: Amortecedor hidráulico semi-ativo [18]

A válvula direcional proporcional controla a força exercida durante o amortecimento através da regulação da passagem de óleo, sendo a sua percentagem de abertura definida pela energia fornecida ao solenóide. A válvula direcional de segurança permite que o sistema se comporte como passivo em caso de emergência ou falha total de energia, comutando para forçar o óleo a atravessar o orifício identificado na figura 1.29. As válvulas limitadoras de pressão definem o patamar máximo de pressão e, consequentemente, a força máxima exercida pelo dispositivo, enquanto que o acumulador garante a pressão inicial ao sistema e acomoda as variações de pressão e temperatura que o óleo poderá sofrer [18].

As duas soluções hidráulicas anteriormente apresentadas servem diferentes propósitos e reforçam a versatilidade que os mecanismos hidráulicos poderão oferecer, tanto a nível de aplicação, como de capacidade de força e atravancamento. A solução que se pretende conceber estará, conceptualmente, próxima da apresentada em [18].

1.5.3.3 Eletroreológicas e magnetoreológicas

A designação deste tipo de sistemas advém da natureza reológica do seu fluido, isto é, a capacidade de alterar a sua viscosidade aparente, face à exposição a um campo elétrico ou magnético. Devido à similaridade entre os dois fenómenos físicos, tomar-se-á o exemplo magnetoreológico para expor o presente tópico.

A viscosidade aparente é uma característica de um fluido não-Newtoniano e varia com a intensidade do campo magnético a que se expõe o fluido [13] [19]. De facto, demonstrou-se

que quando se aumenta a intensidade do campo magnético, o fluido se comporta segundo o modelo de *Birgham*, com as suas partículas a organizarem-se em colunas paralelas à direção do campo, criando uma resistência ao movimento. O fenómeno é rapidamente reversível, e o fluido tem um comportamento Newtoniano quando não se fornece corrente à bobine, revelando-se uma excelente solução para o tipo de aplicação pretendida [13].

O amortecedor magnetoreológico apresentado na figura 1.30, possui uma estrutura similar a um amortecedor viscoso tradicional, sendo o seu custo maioritariamente ditado pelo fluido magnetoreológico. Na absorção de vibrações, este tipo de amortecedores é implementado num modo *on-off*, havendo um aumento súbito da viscosidade aparente por variação do campo magnético em pontos específicos de utilização, para dissipação de energia sob a forma de calor [13].

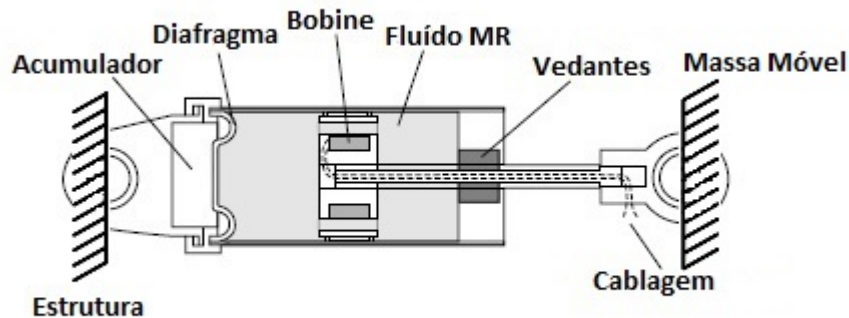


Fig. 1.30: Amortecedor Magnetoreológico [13]

O fluido reológico, quando inativo, possui um comportamento Newtoniano e permite que o amortecedor se mova livremente com o movimento da massa do *TMD*. Quando se faz variar o campo magnético através da introdução de corrente, o amortecedor irá travar devido à reorientação das partículas do fluido, constituindo uma solução interessante para a aplicação pretendida [19].

Atualmente, a ponte pedonal da FEUP tem o seu absorsor de vibrações equipado com um amortecedor desta natureza, fornecido pela *LORD*, formando uma solução semi-ativa de baixo custo, para controlo e atenuação de vibrações. Este amortecedor é capaz de produzir uma força de 2500 N, à velocidade de 50 mm/s, e representa-se na figura 1.31.



Fig. 1.31: Amortecedor *LORD RD-8040-1*

Recorde-se que o propósito do presente trabalho não advém de uma necessidade de substituir esta solução, que se tem revelado eficaz, mas sim estudar alternativas também semi-ativas para a ponte pedonal.

1.5.3.4 Eletromagnéticas

A ideia principal deste tipo de solução baseia-se na utilização de um travão eletromagnético de partículas angular, associado a um sistema de transmissão e conversão de movimento linear em rotativo, tal como um pinhão e uma cremalheira. Pretende-se transmitir o movimento linear da massa de um *TMD* à cremalheira, e, através do engrenamento com o pinhão, transformar essa translação em rotação. Por sua vez, o veio do pinhão estará acoplado ao travão eletromagnético, que bloqueará o movimento sempre que se forneça energia eléctrica ao mesmo.

O bloqueio efetivo do travão é garantido pela orientação magnética do pó ferroso existente entre um rotor e um estator, visíveis na figura 1.32.

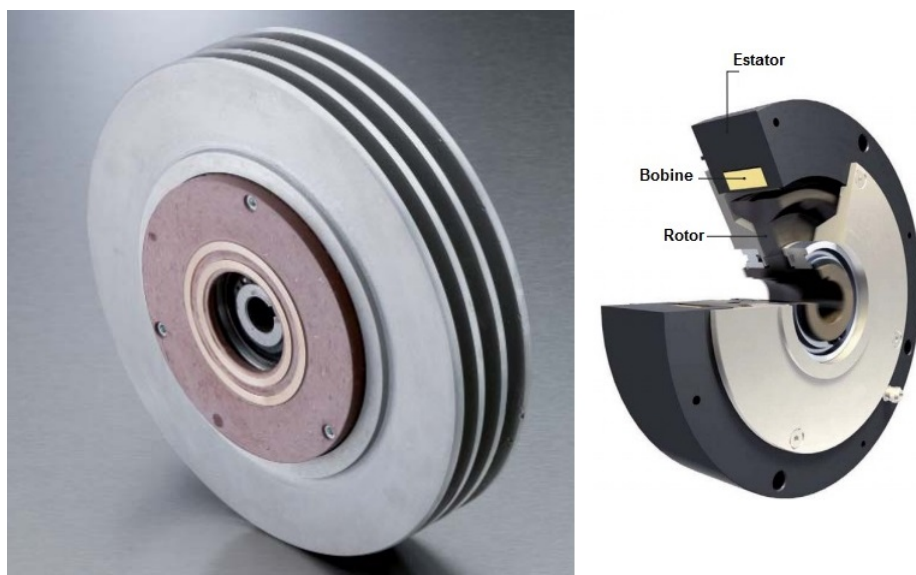


Fig. 1.32: Travão eletromagnético *IBD* [20]

Quando é fornecida energia elétrica ao travão, o campo magnético induzido pela bobine começa a variar proporcionalmente à corrente, interagindo com as propriedades ferrosas do pó. As suas partículas reorganizam-se ao longo das linhas de força do campo magnético, criando uma ligação de arrasto entre o rotor e o estator, caracterizada através de uma curva de binário em função de corrente. Quando o travão se encontra livre, as partículas são projetadas contra a parede do estator devido à força centrífuga. Este fenómeno encontra-se ilustrado na figura 1.33. [20]

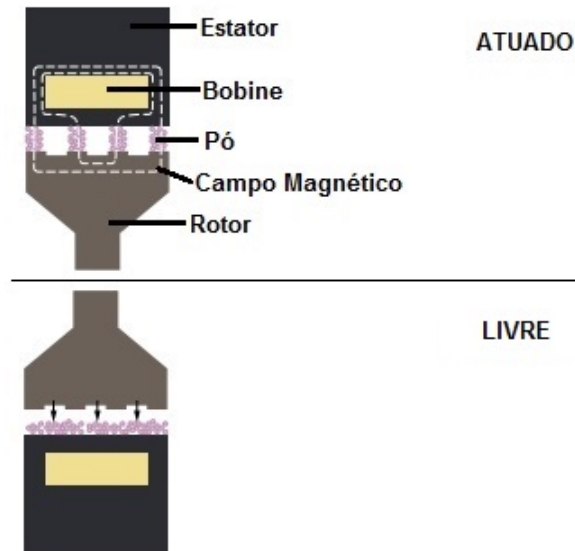


Fig. 1.33: Organização de partículas segundo o campo magnético [20]

O conceito da solução eletromagnética é simples e viável de ser aplicado num *TMD*, embora não tenham sido encontradas referências a implementar este conceito na atenuação de vibrações. Será desenvolvida uma solução deste tipo para a ponte pedonal da FEUP, apresentada no capítulo 2.

Finaliza-se o presente capítulo, onde foi apresentada uma revisão da literatura acerca de dispositivos capazes de atenuar vibrações, permitindo estabelecer uma base sólida de conhecimento para idealizar e projetar um travão, capaz de controlar e estabilizar em -90° a fase de um absorvedor de vibrações. Serão agora projetadas as duas soluções semi-ativas propostas, eletromagnética e hidráulica.

Capítulo 2

Sistema de frenagem eletromagnético

No presente capítulo será descrito o processo de dimensionamento e projeto da primeira solução de frenagem proposta. Pretende-se conceber um mecanismo que seja capaz de exercer 2000N de força na situação mais crítica, respeitando, simultaneamente, outros fatores de projeto impostos como será explicitado de seguida.

Como visto no capítulo anterior, a solução eletromagnética tem como dispositivo base um travão eletromagnético angular, essencialmente composto por um rotor, um estator, um pó ferroso e uma bobine que quando energizada, força o pó a orientar-se segundo o campo magnético gerado, numa geometria que se opõe ao movimento. A translação do absorvedor é transmitida ao travão através de um sistema de cremalheira e pinhão, permitindo assim, uma transformação de movimento linear em movimento angular.

O problema foi abordado por uma perspetiva cuidadosa relativamente ao avançamento do mecanismo, à necessidade de o acoplar a uma estrutura e à possibilidade de haver proximidade com humanos. Assim, foi dada atenção a consequências que fenómenos naturais, como a chuva, poderiam ter na envolvente do mecanismo. Foram aplicadas soluções de lubrificação e vedação segundo esta linha de pensamento.

Nunca perdendo a noção de generalização da solução concebida para outro tipo de estruturas, tomou-se especial atenção em aproveitar a estrutura já existente na ponte pedonal da FEUP para contenção de custos. Grande parte dos componentes escolhidos poderão ser obtidos dentro da União Europeia, evitando despesas alfandegárias e transporte intercontinental.

Serão de seguida expostos os dados iniciais de projeto, para posterior explicação sobre a escolha de componentes, alternativas descartadas, solução construtiva e sequência de montagem.

2.1 Dados de projeto

As restrições de projeto foram impostas pelo utilizador do *Tuned Mass Damper*, o Prof. Carlos Moutinho do Departamento de Engenharia Civil da FEUP, com base nos dados adquiridos durante o período de tempo no qual o absorvedor tem funcionado. A tabela 2.1 expõe estas restrições.

Tabela 2.1: Restrições iniciais de projeto

Parâmetro	Valor	Unidades
Velocidade Máxima - v	0,4	[m/s]
Força Máxima - F	2000	[N]
Curso - l	0,1	[m]
Potência - P	800	[W]

A potência a dissipar, de 800W, permite desde já, escolher um travão adequado a esta grandeza. Com base no diâmetro do veio oco presente no mesmo, será possível fazer uma primeira aproximação de alguns parâmetros geométricos do pinhão, que permitirão calcular a sua velocidade de rotação máxima e o momento tursor transmitido à cremalheira.

2.2 Travão eletromagnético

O travão eletromagnético escolhido é produzido pela empresa *IBD* e apresenta-se em três variantes - sem arrefecimento, com alhetas e com ventilador. Face a outras propostas no mercado, a *IBD* fornece uma solução compacta que apenas necessita de alimentação a 24V, tal como uma bateria, relevando-se vantajosa em situações catastróficas, tal como foi mencionado no capítulo 1.

O modelo escolhido, equipado com alhetas, é capaz de dissipar 850 W, suporta um binário máximo de 170 Nm e o veio a acoplar deverá ter um diâmetro de 28 mm. As restantes características e curva de binário poderão ser consultadas no anexo A, bem como o desenho de definição do componente.

2.3 Pinhão e cremalheira

O processo de dimensionamento do pinhão é iterativo e necessita que seja tomada uma decisão inicial quanto a um parâmetro geométrico, para que seja possível iniciar o cálculo e determinar os restantes parâmetros. Optou-se, inicialmente, por dentado reto e ângulo de pressão frontal α de 20°, uma vez que não existem necessidades especiais quanto a estes fatores. Neste caso, após terem sido consultados diversos catálogos de fornecedores, um pinhão com número de dentes, Z , igual a 25 e diâmetro primitivo, d_p , igual a 75mm, fornecido pela *Ondrives* pareceu adequado para se iniciar o dimensionamento. [21]

Através deste ponto de partida é possível determinar a velocidade de rotação do pinhão e o momento tursor transmitido, através das equações expostas de seguida.

$$n_{[rpm]} = \frac{v_{[m/s]} \cdot 60000}{2 \cdot \pi \cdot r_{p[mm]}} \quad (2.1)$$

$$M_t[Nm] = \frac{P_{[kW]} \cdot 60000}{2 \cdot \pi \cdot n_{[rpm]}} \quad (2.2)$$

Obtêm-se, então, os valores para estas grandezas, apresentados na tabela 2.2. [22]

Tabela 2.2: Momento tursor e velocidade de rotação

Parâmetro	Valor	Unidades
Velocidade de Rotação - n	102	[rpm]
Momento Torsor - M_{tursor}	75	[Nm]

É importante, agora, conhecer o módulo a atribuir ao pinhão, que pode ser estimado através da aproximação grosseira dada pela seguinte expressão: [22]

$$m > \sqrt[3]{\frac{40736 \cdot P_{[kW]}}{Z \cdot n_{[rpm]}}} \quad (2.3)$$

O resultado desta aproximação é apresentado na tabela 2.3. O pinhão da *Ondrives*, anteriormente mencionado, está disponível dentro destes parâmetros, pelo que continua a ser a primeira opção.

Tabela 2.3: Módulo e restantes parâmetros geométricos do pinhão

Parâmetro	Valor	Unidades
Módulo Estimado	$> 2,3$	<i>adim</i>
Módulo - m	3	<i>adim</i>
Largura da Roda - b	30	[mm]
Altura do Dente - h_a	3	[mm]
Ângulo de Pressão Frontal - α	20	[°]
Número de Dentes - Z	25	<i>adim</i>
Diâmetro Primitivo - d_p	75	[mm]

Definidos os parâmetros geométricos do pinhão, é necessário analisar o engrenamento com a cremalheira. Dado que este tipo de engrenamento é considerado perfeito, uma vez que é desta forma que se fabrica a roda dentada, o escorregamento será nulo e não existe necessidade de realizar correção de dentado. Assim, o entre-eixo fictício define-se apenas pelo raio primitivo do pinhão e pela altura da cabeça do dentado da cremalheira, valores que podem ser obtidos supondo que a cremalheira é a planificação de uma roda exatamente igual ao pinhão, portanto, que o engrenamento se dá entre duas rodas iguais. [23]

Para que se possa quantificar a distância entre o pinhão e a cremalheira, isto é, o entre-eixo fictício, é necessário conhecer o raio da cabeça, r_a , para que se possa calcular a altura do dente, h_a . Estes parâmetros são dados pelas seguintes equações: [22]

$$r_a = m \left(\frac{Z}{2 \cos \beta} + 1 + x_1 - k \right) \quad (2.4)$$

$$h_a = r_a - r_p \quad (2.5)$$

O parâmetro k é igual a 0 para rodas de dentado reto. Assim, o entre-eixo a , será a soma entre o raio primitivo do pinhão e a altura da cabeça.

$$a = r_p + h_a \quad (2.6)$$

Os resultados destes parâmetros apresentam-se na tabela 2.4.

Tabela 2.4: Parâmetros do entre-eixo

Parâmetro	Valor	Unidades
Raio Primitivo - r_p	37,5	[mm]
Raio de Cabeça - r_a	40,5	[mm]
Altura do Dente - h_a	3	[mm]
Entre-Eixo - a	40,5	[mm]

Serão aplicados os critérios da rotura e do desgaste, segundo [22], para garantir que o material utilizado para fabricar o pinhão escolhido da *Ondrives*, assegura o bom funcionamento do conjunto durante o tempo útil de vida estimado, ou seja, pretende-se conhecer a potência admissível na roda fabricada neste material. O pinhão *PPS3.0-28S* é fornecido opcionalmente em aço inoxidável e foi escolhido tendo em conta que o conjunto funcionará ao ar livre, estando sujeito a corrosão. Em comparação com um aço normal para engrenagens, o aço inoxidável é naturalmente mais caro e a capacidade de carga admissível é mais baixa. Na tabela 2.5 apresentam-se as propriedades do aço.

Tabela 2.5: Propriedades do Aço Inoxidável 303

Tensão de Rotura - σ_r	690	[MPa]
Dureza	162	[HB]

A seguinte equação estabelece a potência que o pinhão poderá transmitir segundo o critério da rotura. [22]

$$P_{admRot} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot \sigma_{blim[hbar]} \cdot b_{[mm]} \cdot \frac{m^2}{\cos \beta} \cdot n_{[rpm]} \cdot Z \cdot \frac{K_v \cdot K_{bl} \cdot K_m \cdot K_A}{Y_\epsilon \cdot Y_F \cdot Y_\beta} \quad (2.7)$$

A tensão limite de base, σ_{blim} , depende da tensão de rotura do aço e determina-se graficamente através da figura 2.1.

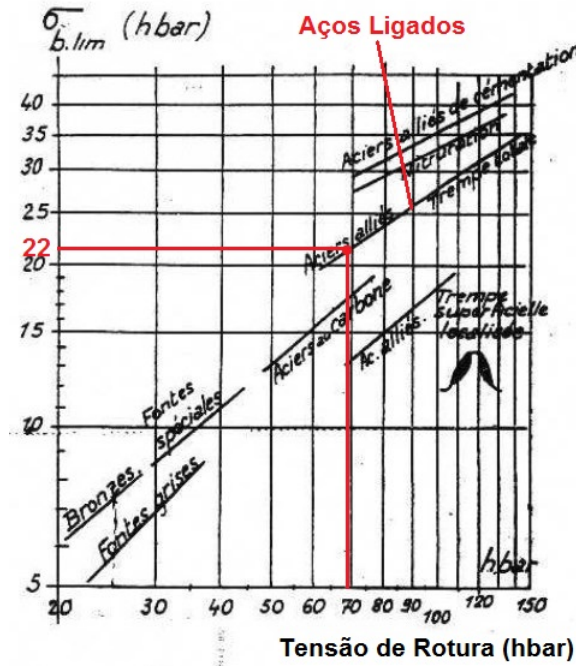


Fig. 2.1: Tensão limite de base [22]

O fator de velocidade, K_v , para a classe comercial *AGMA8* e velocidade tangencial inferior a 20 m/s, é dado pela seguinte equação [22].

$$K_v = \frac{6}{6 + \sqrt{v_{[m/s]}}} \quad (2.8)$$

Atente-se que o pinhão escolhido possui um grau de qualidade *AGMA10*, superior, o que significa que este fator levará a um ligeiro sobre-dimensionamento.

O fator de duração, K_{bl} , depende do número de ciclos - N - que se pretende que o trem pinhão cremalheira cumpra e deverá ser superior a 0,65 segundo a referência [22]. Estimou-se que o conjunto deverá funcionar durante 10 anos e 24 horas por dia. Este fator calcula-se através da seguinte expressão.

$$K_{bl} = \left(\frac{10^7}{N} \right)^{0,1} \quad (2.9)$$

$$N = \text{horas} \cdot n_{[rpm]} \cdot 60 \quad (2.10)$$

O fator de montagem, K_m , depende apenas do rácio entre a largura e o diâmetro primitivo da roda, e deverá ser 1 caso $b/d_p < 1$.

O fator de serviço, K_A , depende do número de horas a que o trem estará sujeito ao choque e à magnitude do mesmo. Assumiu-se choque ligeiro durante 24 horas por dia, que corresponde a um valor de 0,8.

O fator de condução, Y_e , depende das propriedades geométricas do pinhão e da cremalheira, dado que traduz a percentagem de condução do movimento entre os dois. Assumiu-se novamente que o engrenamento se dá entre duas rodas exatamente iguais e que o dentado é reto, para aplicação das seguintes expressões: [22]

$$Y_{\epsilon} = \frac{1}{\epsilon_{\alpha}} \quad (2.11)$$

$$\epsilon_{\alpha} = \frac{1}{\pi \cdot \cos \alpha} \cdot \left(p - \frac{Z_1 + Z_2}{2} \cdot \sin \alpha \right) \quad (2.12)$$

$$p = \sqrt{\frac{Z_1^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + Y_1^2} + Z_1 \cdot Y_1 + \sqrt{\frac{Z_2^2}{4} \cdot \sin^2 \alpha + Y_2^2} + Z_2 \cdot Y_2 \quad (2.13)$$

$$Y_1 = Y_2 = \frac{h_a}{m} \quad (2.14)$$

O fator de forma, Y_f , depende do número de dentes do pinhão e da correção de dentado x , que neste caso é 0. O fator pode ser obtido graficamente pela figura 2.2.

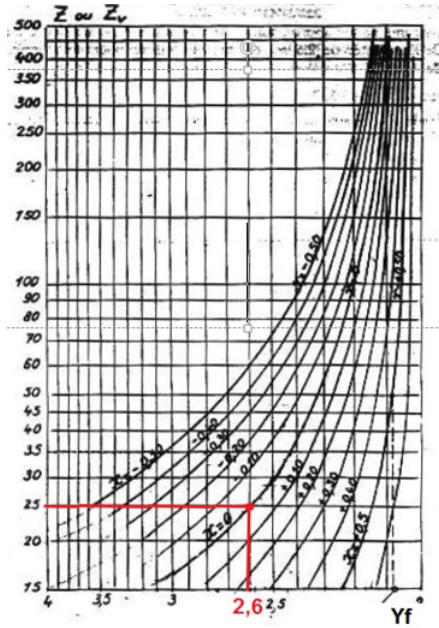


Fig. 2.2: Fator de forma [22]

O fator de inclinação, Y_{β} , depende do ângulo de inclinação do dente. Como o dentado é reto, este fator toma o valor 1. Na tabela 2.6 apresentam-se os resultados para cada um dos fatores acima mencionados, e a conseqüente potência admissível à rotura.

Tabela 2.6: Potência admissível à rotura

Parâmetro	Valor	Unidades
σ_b	22	[hbar]
K_v	0,905	<i>adim</i>
N	$5,3 \times 10^8$	[ciclos]
K_{bl}	0,672	<i>adim</i>
K_m	1	<i>adim</i>
K_A	0,8	<i>adim</i>
$Y_1 = Y_2$	1	<i>adim</i>
ϵ_α	1,612	<i>adim</i>
Y_α	0,620	<i>adim</i>
Y_f	2,6	<i>adim</i>
Y_B	1	<i>adim</i>
P_{admRot}	2,325	[kW]

A seguinte equação estabelece a potência que o trem poderá transmitir segundo o critério do desgaste, que será agora aplicado.

$$P_{admDesg} = \frac{10^{-6}}{1,96} \cdot \sigma_{Hlim}^2 [\text{hbar}] \cdot b \cdot d_p^2 [\text{mm}] \cdot n [\text{rpm}] \cdot C_r \cdot \frac{K_v \cdot K_{Hl} \cdot K_m \cdot K_A}{Z_E^2 \cdot Z_\beta^2 \cdot Z_C^2} \quad (2.15)$$

A tensão superficial de base, σ_{Hlim} , depende da dureza superficial da engrenagem, apresentada na tabela 2.5, e do tipo de material no qual é construída. Obtém-se graficamente pela figura 2.3.

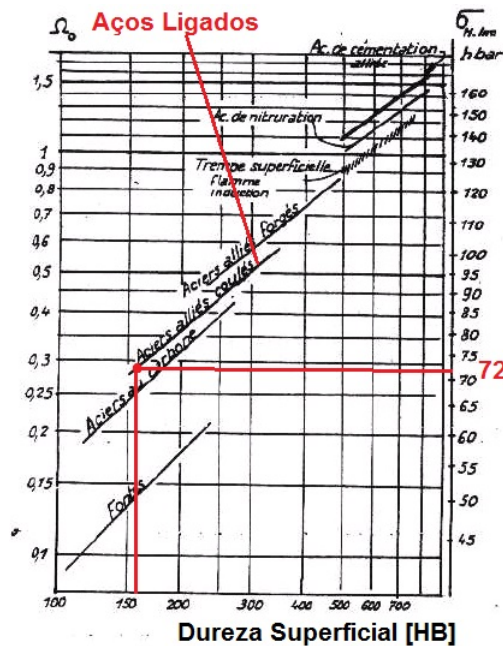


Fig. 2.3: Tensão limite de base [22]

O fator de relação, C_r , depende da razão de redução de um trem de engrenagens. Como no caso pinhão cremalheira não existe uma redução efetiva, mas sim a transformação de

um movimento angular em linear, este fator poderá ser considerado 1. No entanto, por questões de segurança, voltou-se a admitir duas engrenagens iguais com o mesmo número de dentes, tendo sido calculado o fator de relação através das seguintes expressões.

$$C_r = \frac{i}{i+1} \quad (2.16)$$

$$i = \frac{Z_2}{Z_1} \quad (2.17)$$

O fator de material, Z_E , depende das propriedades do material e pode ser considerado 87 para engrenagens em aço. O fator de comprimento de contacto, Z_β , traduz-se pelas seguintes expressões.

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{1}{\epsilon_\alpha}} \text{ caso } \epsilon_\beta > 1 \quad (2.18)$$

$$Z_\beta = \sqrt{\frac{4 - \epsilon_\alpha}{3} \cdot (1 - \epsilon_\beta) + \frac{\epsilon_\beta}{\epsilon_\alpha}} \text{ caso } \epsilon_\beta \leq 1 \quad (2.19)$$

$$\epsilon_\beta = \frac{b \cdot \tan \beta}{\pi \cdot m_t} = 0 \text{ para engrenagens de dentado reto} \quad (2.20)$$

O fator geométrico, Z_C , depende do ângulo de funcionamento α'_t e do parâmetro geométrico β_b . Para dentado reto, o ângulo de funcionamento é igual ao ângulo de pressão normal, α , e β_b igual a 0.

$$Z_C = \sqrt{\frac{\cos \beta_b}{\sin \alpha'_t \cdot \cos \alpha'_t}} \quad (2.21)$$

O fator de duração ao desgaste, K_{Hl} , depende naturalmente do número de ciclos, N , e deverá ser superior a 0,5 [22]. Obtém-se pela seguinte expressão:

$$K_{Hl} = \left(\frac{10^7}{N} \right)^{\frac{1}{6}} \quad (2.22)$$

Representam-se na tabela 2.7 os resultados dos diversos fatores necessários para a aplicação do critério do desgaste e correspondente potência admissível.

Tabela 2.7: Potência admissível ao desgaste

Parâmetro	Valor	Unidades
σ_H	72	[hbar]
C_r	0,5	<i>adim</i>
Z_E	87	<i>adim</i>
ϵ_B	0	<i>adim</i>
Z_B	0,892	<i>adim</i>
Z_C	1,764	<i>adim</i>
K_{Hl}	0,515	<i>adim</i>
$P_{admDesg}$	0,886	[kW]

Como se pode observar, a potência admissível ao desgaste é superior aos 800W necessários. Como tal, encerra-se o processo de dimensionamento do conjunto pinhão e cremalheira à rotura e ao desgaste com a conclusão de que as peças poderão trabalhar durante 10 anos e 24 horas por dia, sem comprometer a transmissão de potência máxima. Findo este período, deverão ser substituídos.

O pinhão escolhido inicialmente permanece como primeira opção, visto que cumpre os requisitos necessários ao projeto e se revela mais adequado do que outras alternativas fornecidas pela *Misumi* e *RS*. A cremalheira escolhida possui, naturalmente, os parâmetros geométricos necessários para engrenar no pinhão, mas é fornecida pela *Misumi* devido à sua oferta com secção retangular, que se irá revelar uma característica essencial para que se possa aparafusar uma calha e assegurar o guiamento, como será visto posteriormente com mais detalhe.

2.4 Dimensionamento do veio

Inicia-se agora o dimensionamento do veio, cujo diâmetro é imposto pelo travão eletromagnético escolhido e fixado nos 28 mm. Existem dois critérios que permitem ao projetista ter uma estimativa de qual deverá ser o diâmetro mínimo do veio face ao seu comprimento. O primeiro, critério da rigidez, é apropriado para o dimensionamento de veios longos. Apesar de não existir uma fronteira bem definida entre veios longos e veios curtos, considera-se que para a aplicação pretendida um veio curto deverá servir o propósito e ser a melhor opção.

Desta forma, aplica-se o critério da tensão máxima para veios curtos, sendo possível estimar o diâmetro mínimo do veio através da seguinte expressão. [24]

$$d_{veio} \geq 17,2 \sqrt[3]{\frac{M_{tossor}}{\tau_{adm}}} \quad (2.23)$$

O momento torsor já foi previamente definido, restando apenas conhecer a tensão de corte admissível. Sabendo que o pinhão escolhido é talhado no próprio veio e que portanto, são feitos no mesmo material, aço 303 inoxidável, é possível obter a tensão de corte máxima em função da tensão de rotura através da tabela 2.8.

Tabela 2.8: Relação entre tensão de corte admissível e tensão de rotura [24]

σ_r	400	500	600	690	800	1200	[MPa]
τ_{adm}	10	12	15	17,25	20	30	[MPa]

Sabendo que a tensão de rotura do aço 303 é 690 MPa, obtém-se uma tensão de corte máxima de 17,25 MPa, sendo possível aplicar o critério da tensão máxima, cujo resultado é apresentado na tabela 2.9.

Tabela 2.9: Critério da tensão máxima para veios curtos

Parâmetro	Valor	Unidades
Momento Torsor - M_{torsor}	75	[Nm]
Tensão de Corte Máxima - τ_{adm}	17,25	[MPa]
Diâmetro de veio mínimo - d_v	28	[mm]

Apesar deste critério resultar numa aproximação algo grosseira para o diâmetro do veio, obteve-se com alguma coincidência, um diâmetro mínimo igual ao necessário, de $28mm$, ficando assegurada a sua integridade estrutural.

2.5 Chaveta de ligação ao travão

Para impedir que o veio do pinhão rode livremente dentro do veio oco presente no travão, será utilizada uma chaveta. O seu comprimento, l , deverá ser determinado por forma a garantir que a chaveta suporte os esforços resultantes ao corte e ao esmagamento. A largura da chaveta, b , vem imposta pelo veio oco presente no travão. Utilizando a norma *DIN 6885*, retiram-se os restantes parâmetros geométricos necessários para definir a chaveta, expostos na tabela 2.10.

Tabela 2.10: Parâmetros geométricos da chaveta

Chaveta Tipo A DIN 6885	Pontas Filetadas	Unidades
Largura - b	10	[mm]
Altura - h	8	[mm]
Altura Escatel Veio Oco - t_2	3,3	[mm]
Altura Escatel Veio Pinhão - t_1	5	[mm]

No dimensionamento ao corte, segundo [24], o comprimento mínimo da chaveta e consequente escatel, é dado pelo seguinte conjunto de expressões, onde τ_{adm} representa a tensão de corte máxima admissível e τ_{ced} a tensão de corte de cedência do material.

$$l_{min} \geq \frac{2.M_{torsor}}{d_{veio}.b.\tau_{adm}} \quad (2.24)$$

$$\tau_{adm} = \frac{\tau_{ced}}{n_{seguranca}} \quad (2.25)$$

$$\tau_{ced} = \frac{\sigma_{ced}}{\sqrt{3}} \quad (2.26)$$

No dimensionamento ao esmagamento, deverão ser aplicadas as seguintes expressões, onde σ_{adm} representa a tensão normal máxima admissível e σ_{ced} a tensão normal de

cedência do material [24]

$$l \geq \frac{2 \cdot M_{tossor}}{d_{veio}(h - t_1)\sigma_{adm}} \quad (2.27)$$

$$\sigma_{adm} = \frac{\sigma_{ced}}{n_{seguranca}} \quad (2.28)$$

Para o fabrico das chavetas foi escolhido o aço C3 fornecido pela *F Ramada*, por ser um material adequado para o efeito. Este aço possui uma tensão de cedência, σ_{ced} , de 294 MPa. Para a utilização dos dois critérios de dimensionamento foi aplicado um coeficiente de segurança de 2.5, recomendado por [24]. A tabela 2.11 sumariza os parâmetros necessários para o cálculo e devolve o valor mínimo para o comprimento da chaveta.

Tabela 2.11: Resultados do dimensionamento ao corte e ao esmagamento

Parâmetro	Valor	Unidades
Tensão Normal Cedência - σ_{ced}	294	[MPa]
Tensão de Corte Cedência - σ_{ced}	169,7	[MPa]
Tensão de Corte Admissível - τ_{adm}	67,9	[MPa]
Tensão Normal Admissível - σ_{adm}	117,6	[MPa]
Momento Torsor - M_{tossor}	75	[Nm]
Diâmetro do Veio - d_v	28	[mm]
Comprimento Min. Corte - l_{corte}	7,9	[mm]
Comprimento Min. Esmagamento - l_{esmag}	25,2	[mm]
Comprimento Escolhido - l	28	[mm]

É necessário um comprimento mínimo de 25,2 mm no caso mais crítico, ao esmagamento, tendo sido escolhido o comprimento normalizado imediatamente acima deste valor, 28 mm.

2.6 Cálculo de esforços e projeto de rolamentos

O travão eletromagnético é fornecido com dois rolamentos já montados, que abraçam o veio oco. É importante perceber se os esforços radiais no veio, criados no momento da travagem, terão alguma influência no normal funcionamento dos rolamentos e, como tal, será necessário conhecer a sua série. O fabricante não disponibiliza essa informação, pelo que se decidiu assumir que os rolamentos presentes são da série 6000, vulgares, da marca *FAG* . Partindo deste pressuposto, resta apenas aplicar os critérios de dimensionamento propostos pela marca, a partir da carga dinâmica máxima, pelo que será necessário conhecer os esforços envolvidos no conjunto pinhão cremalheira [25].

A figura 2.4 esquematiza as forças presentes no engrenamento, sendo o ponto O_1 o ponto de contacto entre os dentes do pinhão e os dentes da cremalheira. Uma vez que o dentado é reto, o esforço axial será nulo, restando apenas forças tangenciais, de índice t no eixo z e forças radiais, de índice r no eixo y . A força que a cremalheira exerce no pinhão, de índice $2-1$, definirá os esforços no apoios A e B , cujas direções representadas na figura já estão de acordo com o momento torsor.

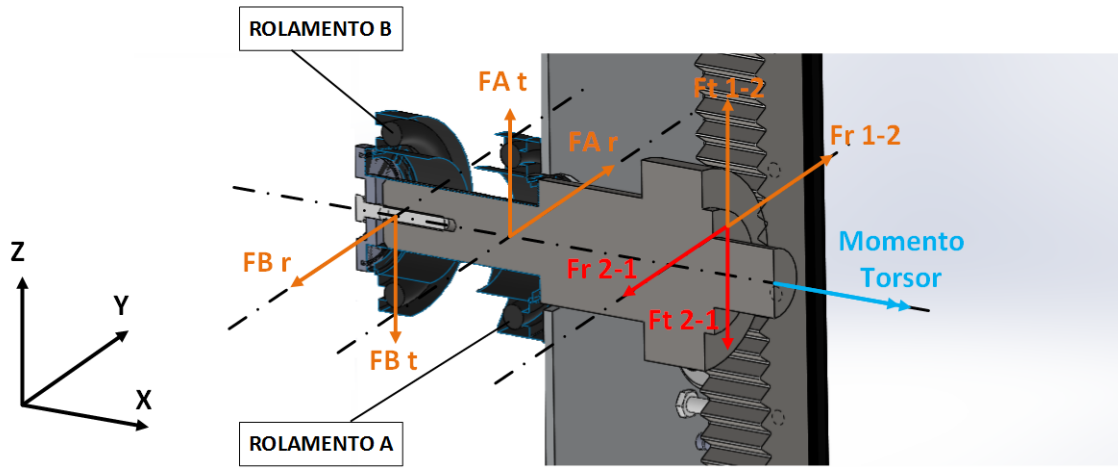


Fig. 2.4: Esquematização de esforços presentes no engrenamento

Definiu-se a seguinte nomenclatura para as distâncias a utilizar na análise estática do problema:

- Distância entre o ponto O_B e O_1 segundo o eixo x - l_B
- Distância entre o ponto O_A e O_1 segundo o eixo x - l_A
- Distância entre o ponto O_B e O_A segundo o eixo x - l_1

Para a análise estática do problema, iguala-se o somatório de forças e o somatório de momentos a 0, obtendo-se as seguintes expressões.

$$F_{t2-1} = \frac{M_{torsor}}{r_p} \quad (2.29)$$

$$F_{r2-1} = \frac{F_{t2-1} \cdot \tan \alpha}{\cos \beta} \quad (2.30)$$

$$F_{At} = F_{t2-1} \cdot \frac{l_B}{l_1} \quad (2.31)$$

$$F_{Ar} = F_{r2-1} \cdot \frac{l_B}{l_1} \quad (2.32)$$

$$F_{Bt} = F_{t2-1} \cdot \frac{l_A}{l_1} \quad (2.33)$$

$$F_{Br} = F_{r2-1} \cdot \frac{l_A}{l_1} \quad (2.34)$$

A tabela 2.12 sumariza os resultados do cálculo estático, para posterior utilização no dimensionamento dos rolamentos.

Tabela 2.12: Cálculo de esforços nos rolamentos

Parâmetro	Valor	Unidades
Raio Primitivo - r_p	37,5	[mm]
Velocidade de Rotação - n	102	[rpm]
Momento Torsor - M_t	75	[Nm]
Ângulo de Pressão Frontal - α	20	[°]
Ângulo Inclinação da Hélice - β	0	[°]
Diâmetro do Veio - d_v	28	[mm]
Força Tangencial - F_{t2-1}	-2000	[N]
Força Radial - F_{r2-1}	-728	[N]
Distância - L_1	59	[mm]
Distância - L_A	80	[mm]
Distância - L_B	139	[mm]
Esforço Tangencial Rolamento A - F_{At}	4712	[N]
Esforço Radial Rolamento A - F_{Ar}	1715	[N]
Esforço Tangencial Rolamento B - F_{Bt}	-2712	[N]
Esforço Radial Rolamento B - F_{Br}	-987	[N]

A norma das componentes tangenciais e radiais em cada rolamento dá origem a dois vetores de esforços, denominados por F_A e F_B e cujas direções são radiais aos rolamentos. Dado que os rolamentos são iguais, o vetor com maior magnitude será utilizado para dimensionar o rolamento como sendo o caso mais crítico. Atente-se na tabela 2.13 que expõe estes resultados.

$$F_A = \sqrt{F_{At}^2 + F_{Ar}^2} \quad (2.35)$$

$$F_B = \sqrt{F_{Bt}^2 + F_{Br}^2} \quad (2.36)$$

Tabela 2.13: Resultante dos esforços nos rolamentos

Parâmetro	Valor	Unidades
Resultante do Esforço Rolamento A - F_A	5014	[N]
Resultante do Esforço Rolamento B - F_B	2886	[N]

Assim sendo, o esforço crítico ocorre no rolamento A, como seria de esperar. Recorrendo ao catálogo da *FAG* na referência [25], e dado que a velocidade de rotação é superior a 10 rotações por minuto, o problema não poderá ser considerado estático, procedendo-se então ao cálculo da carga dinâmica equivalente.

Na tabela 2.14 apresentam-se as propriedades dos rolamentos escolhidos.

Tabela 2.14: Propriedades do rolamento FAG 6010

Parâmetro	Valor	Unidades
Diâmetro Interno - d	50	[mm]
Diâmetro Externo - D	80	[mm]
Largura - b	16	[mm]
Capacidade de Carga Dinâmica - C_{din}	20,8	[kN]
Capacidade de Carga Estática - C_{est}	15,6	[kN]

A carga dinâmica equivalente, P , traduz num esforço estático a influência da solicitação dinâmica que o rolamento sofre, e define-se pela seguinte expressão.

$$P = X.F_r + Y.F_a \quad (2.37)$$

Os coeficientes X e Y são iguais a 1 e 0 respetivamente, na ausência de esforço axial. Desta forma, P será igual ao esforço radial resultante no rolamento - 5014N - inferior aos 15600N que o rolamento aguenta, ficando desta forma assegurado o funcionamento estático.

Para determinar a influência da carga dinâmica, C , no tempo útil de vida do rolamento, considera-se a seguinte expressão.

$$C = P \cdot \frac{f_L}{f_n} \quad (2.38)$$

O fator dinâmico, f_L , é função do número total de horas para o qual o rolamento foi projetado, L_h , e igual a:

$$f_L = \sqrt{\frac{L_h}{500}} \quad (2.39)$$

O fator de rotação, f_n calcula-se por:

$$f_n = \sqrt[3]{\frac{33,33}{n_{rpm}}} \quad (2.40)$$

A tabela 2.15 apresenta os resultados destes cálculos.

Tabela 2.15: Influência da carga dinâmica no tempo de vida útil do rolamento

Parâmetro	Valor	Unidades
Nº de Horas - L_h	87600	[horas]
Fator Dinâmico - f_L	13,24	<i>adim</i>
Fator de Rotação - f_n	0,689	<i>adim</i>
Carga Dinâmica - C	96,31	[kN]
Capacidade de Carga Dinâmica - C_{din}	20,8	[kN]
Nº Horas Suportado - L_h	4080	[horas]
Carga Dinâmica Máxima - C	20,79	[kN]

Como se pode observar, o rolamento da série 6010 não irá aguentar o tempo de vida projetado para o conjunto pinhão e cremalheira, conseguindo apenas suportar 4080 horas à carga máxima. No entanto, este é um resultado que não deve ser tomado como referência absoluta porque se baseia em duas aproximações, isto é, a série do rolamento e a assunção que durante estas 4080 horas o rolamento estará sujeito à carga máxima de $2000N$, que nunca acontecerá em situação real, pelo que se estima que a vida útil poderá ser prolongada.

2.7 Análise de flecha

Considera-se igualmente importante determinar a flecha máxima no veio do pinhão, com o intuito de perceber se esta não condicionará o engrenamento. Segundo [22], a flecha máxima da roda dentada não deverá exceder 5% do seu módulo. Recorreu-se ao programa *MDSolids* para determinar o diagrama de deslocamento ao longo do veio e para confirmar o cálculo de esforços. Atente-se nas figuras 2.5 e 2.6, que esquematizam o problema bidimensional no plano XZ e XY respetivamente.

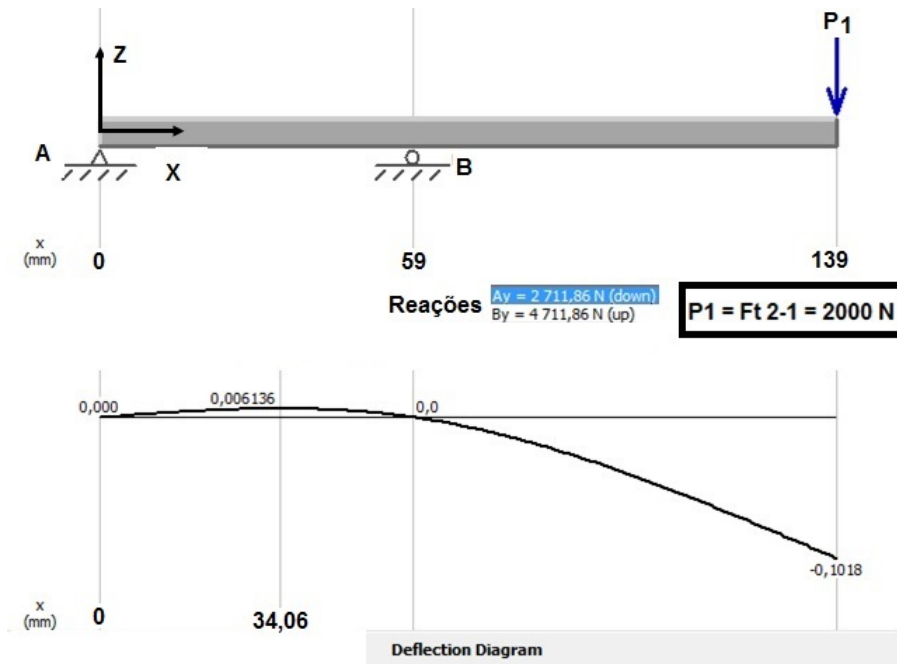


Fig. 2.5: Solicitação tangencial no plano XZ

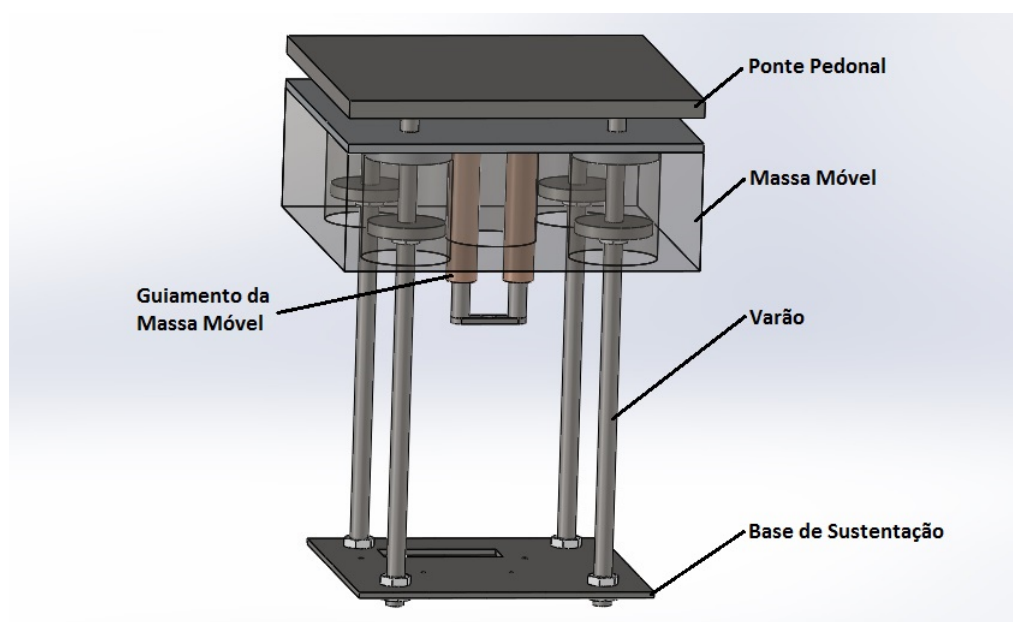


Fig. 2.7: Extensão dos varões e base de sustentação

A base de sustentação consiste numa chapa de aço de $10mm$ de espessura, ranhurada no local onde irá ficar apoiado o travão por motivos de aproveitamento de espaço. Esta base foi pensada tendo também em conta a solução hidráulica, já que poderá ser útil para fixar válvulas e o acumulador a utilizar.

Seguidamente, criou-se uma flange em alumínio que irá centrar e apoiar o travão eletromagnético. Também serão aparafusadas duas chapas estruturais de alumínio em forma de L a esta flange, ficando completa a parte estrutural de sustentação do travão. Atente-se na figura 2.8.

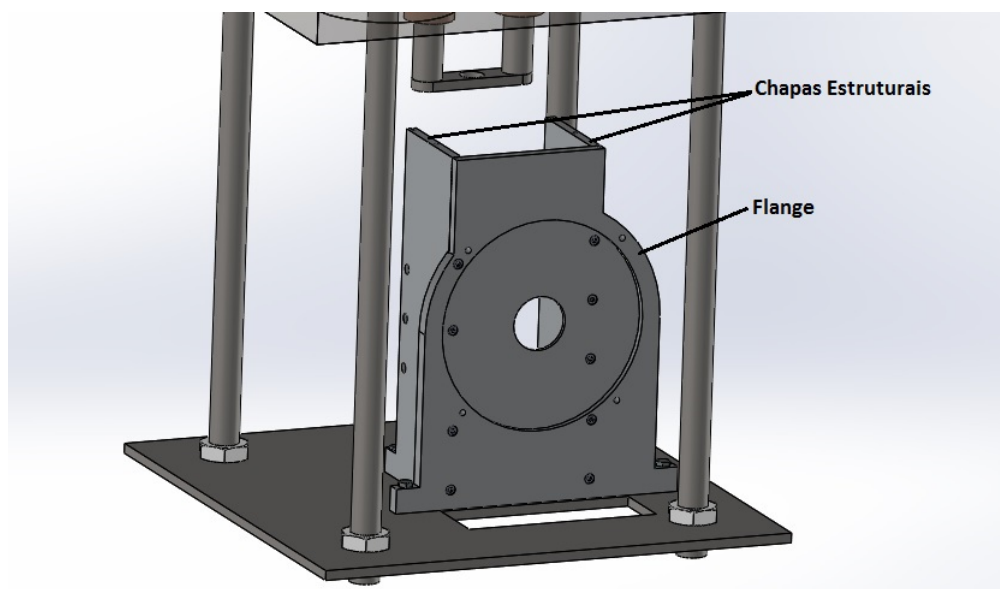


Fig. 2.8: Flange e chapas estruturais para sustentação do travão

Monta-se o travão na flange e aparafusam-se roletes em forma de V a uma das chapas em L . A calha que contém a cremalheira irá transladar dentro destes roletes, que garantem um guiamento segundo as duas direções normais ao movimento da cremalheira. Observe-se

a figura 2.9.

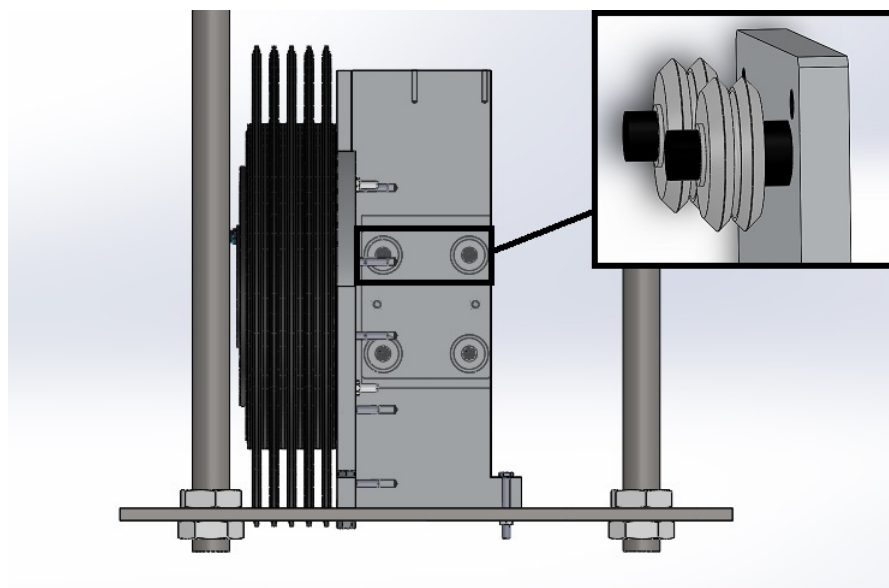


Fig. 2.9: Travão Eletromagnético e guiamentos em V

Note-se que a posição dos parafusos que sustentam a flange e as chapas em L , foi escolhida por forma a torná-los equidistantes da calha, absorvendo de igual forma o esforço proveniente do eventual momento fletor que surgirá no momento da travagem.

A lubrificação do mecanismo será através de massa lubrificante, uma vez que para velocidades inferiores a $0,8\text{ m/s}$ não se justifica a utilização de óleo por chapinagem. Dado que o travão irá estar suspenso por cima de um passeio pedonal, optou-se por fechar e vedar o contacto com o exterior, evitando misturar a massa lubrificante com água da chuva, que acabaria por escorrer para o passeio. Nesta ordem de ideias, optou-se por diversas soluções de vedação para os diferentes pontos de contacto com o exterior, como se explicitará de seguida.

Após montagem do pinhão e da chaveta dentro do travão, o movimento axial fica impedido através do batente do próprio veio do pinhão por um lado, sendo que na outra extremidade se monta uma tampa aparafusada ao veio. Esta tampa aloja um *O-ring* entre a sua superfície interna e o veio oco do travão, bem como um *UsitRing* entre a cabeça do parafuso e o furo na tampa, como ilustrado na figura 2.10.

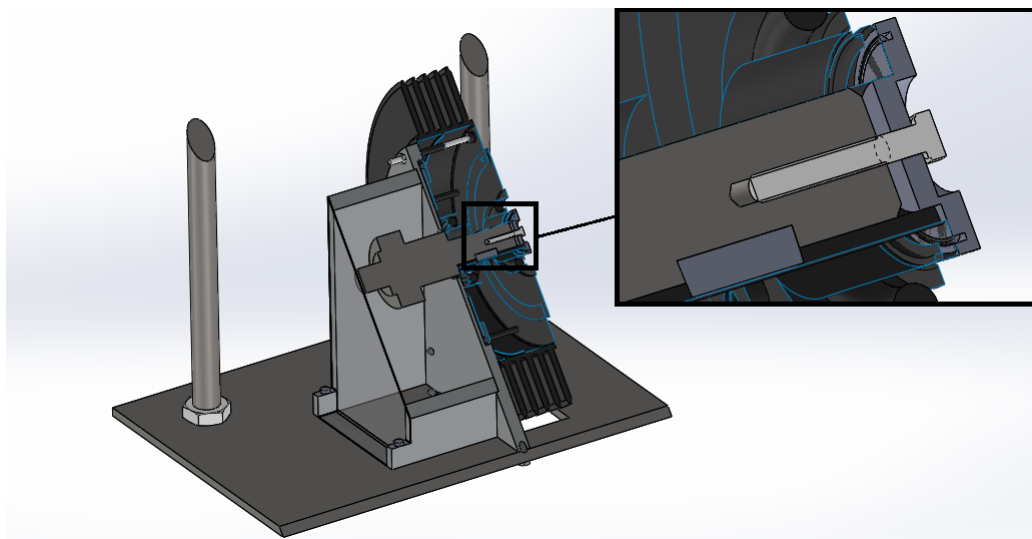


Fig. 2.10: Montagem do pinhão e fixação axial

A cremalheira e a calha são montadas no exterior, aparafusando-se uma à outra através do auxílio das peças de centragem, visíveis na figura 2.11. Estas duas peças são posteriormente retiradas, após se garantir a centragem com o aperto de dois parafusos. Aparafusando este conjunto, resta apenas montar a calha dentro dos roletes e engrenar a cremalheira no pinhão, tal como mostra a figura 2.11.

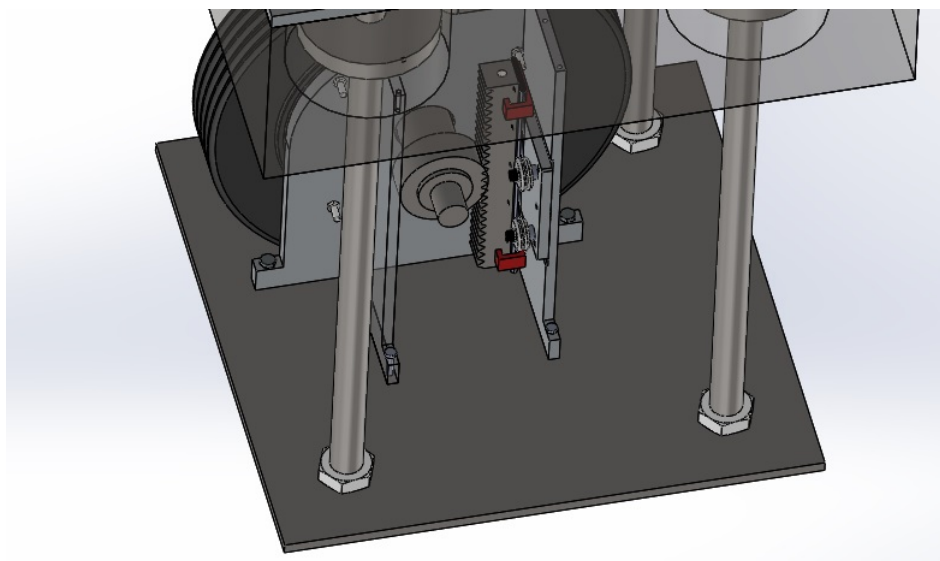


Fig. 2.11: Montagem do conjunto calha e cremalheira

Pode-se então montar a tampa superior, que possui um furo por onde irá passar o veio que rosca na cremalheira, que também é montado nesta fase e fixado com uma porca, tal como ilustra a figura 2.12. Este veio central, ou haste, possui um diâmetro de $20mm$, valor consultado num catálogo de atuadores pneumáticos para forças superiores a $2000N$, que garante a possibilidade de exercer esta força sem interferência significativa de encurvadura.

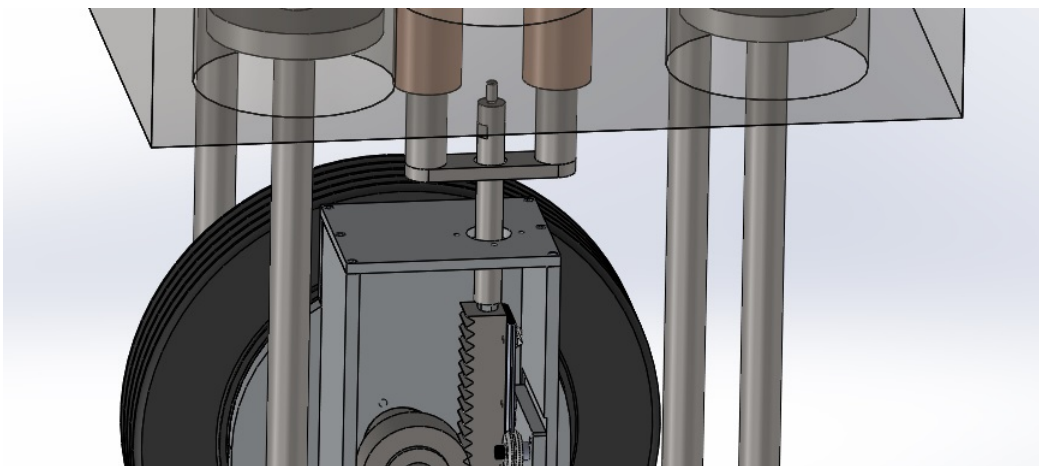


Fig. 2.12: Veio central e tampa superior

Exteriormente a esta montagem, incluem-se os vedantes dentro da manga que os irá conter, sendo esta aparafusada no topo da tampa superior, abraçando o veio central, como ilustra a figura 2.13. Esta manga possui vedantes pneumáticos de baixo atrito, tais como, um vedante de haste bidireccional com *O-ring*, duas cintas de guiamento para garantir um desgaste uniforme do vedante de haste, um vedante de haste raspador e um *O-ring* externo para vedar a união entre a tampa superior e a própria manga.

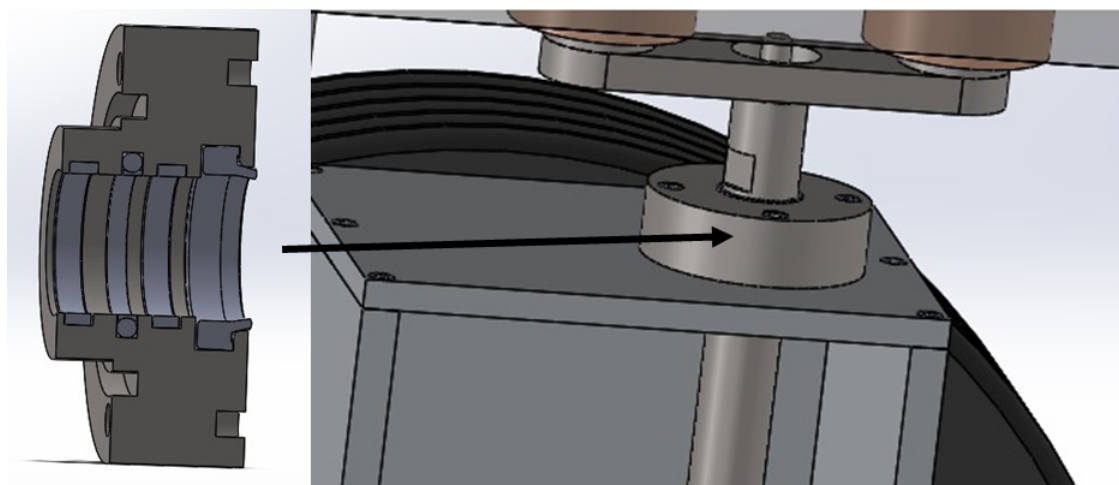


Fig. 2.13: Montagem dos vedantes e da manga

Na extremidade livre do veio central rosca-se uma rótula esférica, onde se faz passar um pino central que irá funcionar ao corte. Este pino fica bloqueado axialmente dentro do *clevis* através de dois anéis elásticos, como se pode observar na figura 2.14.

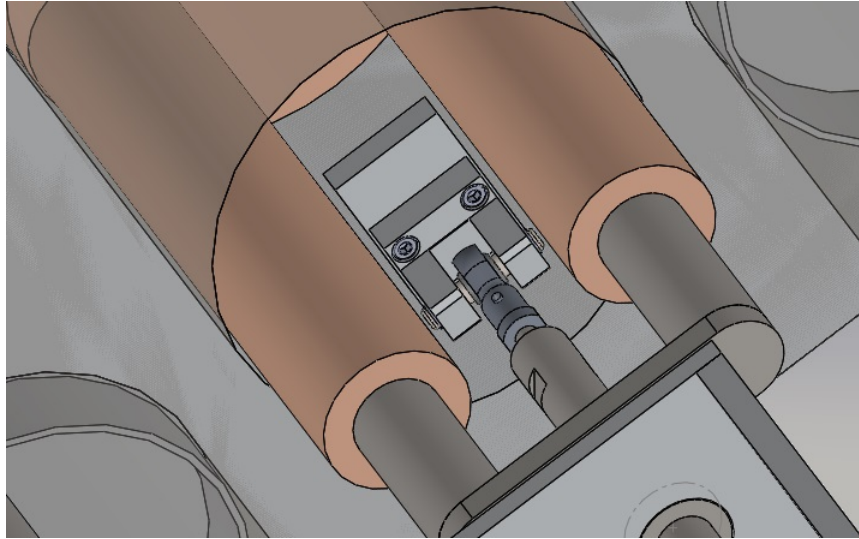


Fig. 2.14: Rotula esférica e pino

O pino irá estar sujeito à carga máxima de $2000N$ oriunda da travagem. De acordo com [26], a tensão de corte máxima para um elemento de secção circular sujeito a um esforço transverso V é dada por:

$$\tau_{max} = \frac{4}{3} \cdot \frac{V_{max}}{A_{corte}} \quad (2.41)$$

O aço escolhido para fabricar o pino foi novamente o aço C3, cujas propriedades foram apresentadas na tabela 2.11. Tal como apresentado na figura 2.15, considerou-se que o caso que provoca o maior esforço transverso ocorre quando a rótula se encontra deslocada $2mm$ do ponto central, isto é, estando encostada à parede do apoio da esquerda. Os resultados deste dimensionamento estão apresentados na tabela 2.17.

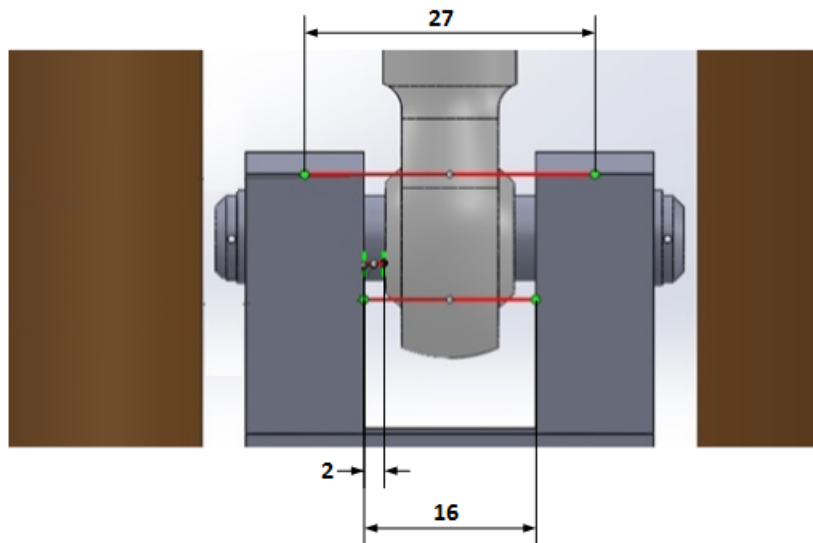


Fig. 2.15: Solicitação existente no pino

Tabela 2.17: Cálculo de esforço de corte no pino

Parâmetro	Valor	Unidades
Diâmetro do Pino - d_{pino}	8	[mm]
Área de Corte - A_{corte}	50,25	[mm ²]
Força Máxima - F_{max}	2000	[N]
Esforço Transverso Máximo - V_{max}	1148	[N]
Tensão de Corte Máxima - τ_{max}	30,46	[MPa]
Tensão de Corte Admissível (Aço C3) - τ_{adm}	67,9	[MPa]

Obteve-se uma tensão de corte máxima, para este tipo de solicitação, de 30,46 MPa, inferior aos 67,9 MPa que o material suporta. Fica então garantido que o pino aguentará a carga proveniente da travagem.

Seguidamente, por opção, pode-se montar na base do *Clevis* a célula de carga e o LVDT já existentes no atual absorvor. Estes componentes estão devidamente identificados na figura 2.16 e realçados a azul e a vermelho, respetivamente. Na outra extremidade da célula de carga monta-se uma articulação plana que se fixará na massa móvel.

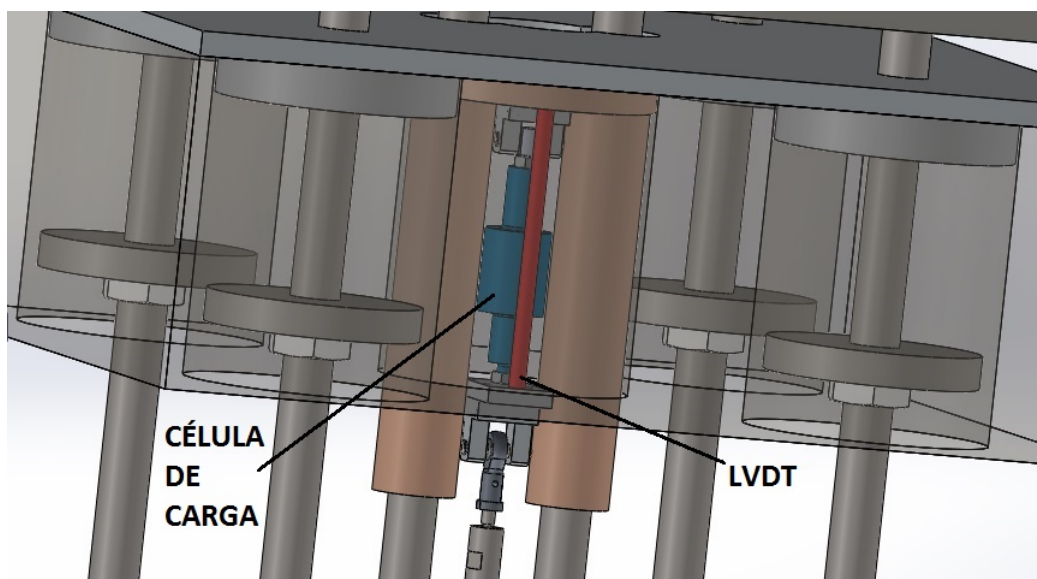


Fig. 2.16: Célula de Carga e LVDT

Finaliza-se então a montagem da solução concebida colocando massa de lubrificação no mecanismo pinhão e cremalheira, e fechando a ultima face com uma chapa de aço de 1mm de espessura e silicone de vedação, como se vê na figura 2.17.

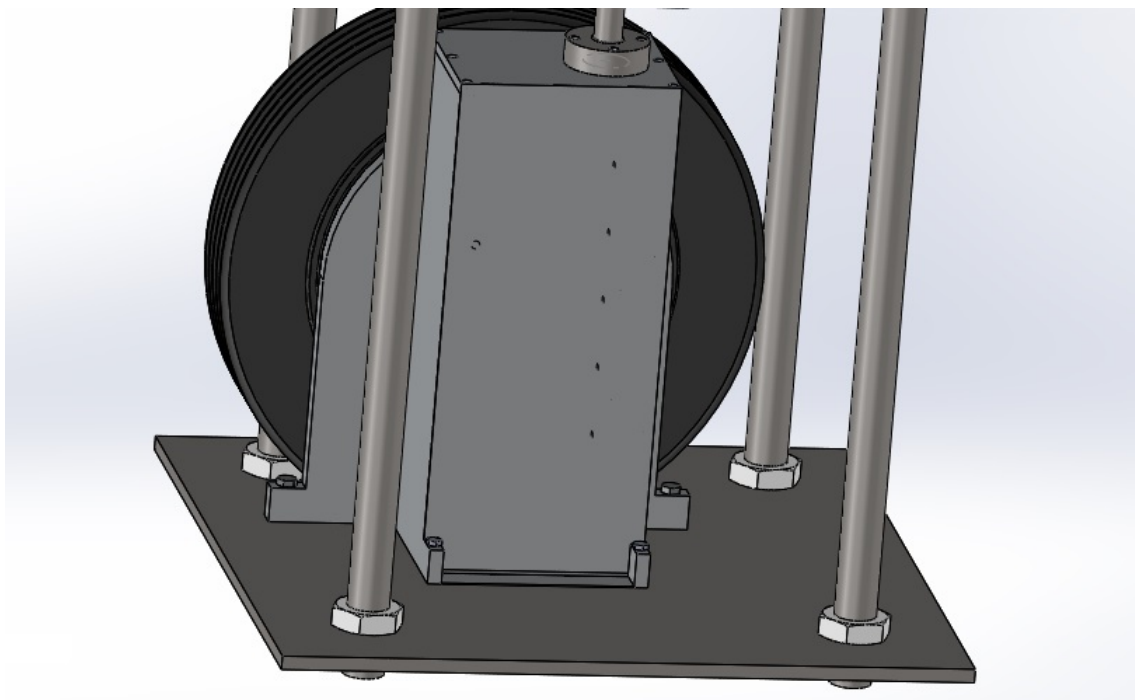


Fig. 2.17: Chapa de acesso ao mecanismo

Prevê-se que o conjunto final se assemelhe à pré-visualização apresentada na figura 2.18. Considera-se que a solução final é compacta, representando um volume de $0,21\text{ m}^3$ incluindo o absorvor, e crê-se ser uma solução que se pode adaptar perfeitamente ao caso de estudo, tanto em termos de funcionamento como no impacto visual. As propostas de guiamento e centragem foram cuidadosas e a rótula e articulação garantem os graus de liberdade necessários para que o sistema não se torne hiperestático, condição que levou à rotura do apoio do amortecedor atualmente existente na ponte pedonal. No capítulo seguinte será apresentada a solução hidráulica, na qual se irão reutilizar diversas peças aqui propostas.

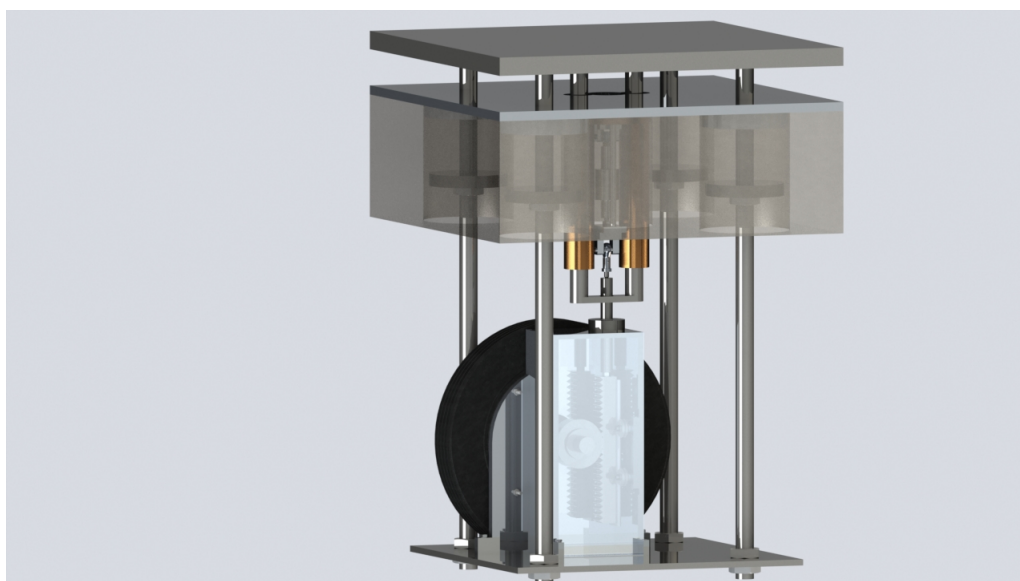


Fig. 2.18: Solução eletromagnética final

Capítulo 3

Sistema de frenagem hidráulico

No presente capítulo será apresentada e discutida uma solução hidráulica para realizar a frenagem do absorvedor de vibrações em estudo. Serão realizadas simulações tanto para validar o modelo do circuito hidráulico, como também para validar o seu funcionamento no controlo de fase, ou seja, durante sucessivas travagens. Por fim, será avaliada a viabilidade da solução para implementação na ponte pedonal da FEUP.

3.1 Abordagem à solução

Na conceção da ideia base para o circuito hidráulico a ser apresentado, associou-se o princípio exposto no subcapítulo 1.5.3.3 acerca de fluídos magnetoreológicos e amortecedores deste tipo, à ideia exposta no subcapítulo 1.5.3.2, onde se utiliza um atuador hidráulico num circuito fechado com acumulador. Pretende-se tirar proveito das propriedades de um óleo para aplicação em circuitos hidráulicos, com vista a garantir o bloqueio do atuador quando for necessário travar o *TMD*.

A ideia base para a solução passa então por ligar o corpo do atuador à ponte pedonal e a haste à massa móvel do absorvedor, ou vice-versa, transmitindo o movimento relativo ao êmbolo. Será utilizada uma válvula direcional de duas posições entre as duas câmaras de um atuador hidráulico simétrico, que quando fechada impede que o êmbolo se mova. O atuador deverá acompanhar o movimento do *TMD* com o mínimo atrito possível, não interferindo na sintonização passiva deste e, como tal, a válvula direcional estará normalmente aberta permitindo que o óleo permute de uma câmara para a outra.

Para se efetuar uma travagem, dever-se-á fechar a válvula direcional nos pontos de deslocamento desejados, forçando o óleo a ficar retido em cada câmara e aproveitando a quase incompressibilidade deste para impedir que o êmbolo se mova, garantindo assim a travagem.

Esta ideia é sustentada em princípios físicos básicos, embora possam surgir nuances no comportamento do fluído que deverão ser tomadas em conta. A provável ocorrência de cavitação (fenómeno de mudança de fase do óleo quando sujeito a variações de pressão abruptas [27]), as eventuais fugas de óleo e a necessidade de limitar a pressão máxima, são fatores importantes a analisar, o que deverá aumentar a complexidade do circuito. No próximo subcapítulo apresenta-se o circuito proposto juntamente com as necessidades de projeto.

3.2 Circuito hidráulico

As necessidades de projeto são, em grande parte, iguais às apresentadas no capítulo 2, embora para o caso hidráulico surjam detalhes que deverão ser apreciados com atenção. Estas imposições apresentam-se novamente na tabela 3.1.

Tabela 3.1: Dados de projeto

Parâmetro	Valor	Unidade
Velocidade Máxima	0.4	m/s
Força Máxima	2000	N
Curso	100	mm
Pressão Máxima do Circuito	200	bar

A imposição de projeto que permite o arranque do cálculo preliminar do atuador hidráulico é a força máxima, de 2000 N . Arbitrou-se uma pressão máxima no circuito de 200 bar , sendo possível retirar a área útil do atuador no caso crítico, através da equação 3.1.

$$A_{util} = \frac{F_{max}}{P_{max}} \quad (3.1)$$

Obtida uma referência para a área útil necessária, procurou-se estabelecer uma relação entre diâmetros de êmbolo e haste normalizados que garantissem um valor de área próximo dessa referência. Assumiu-se desde logo, que a haste deveria ter um diâmetro de 20 mm, pois, como explicado no subcapítulo 2.8, é um valor que garante a força máxima sem a presença de encurvadura na haste.

Desta forma, chegou-se à área útil real e calculou-se a queda de pressão máxima nas câmaras do atuador com a equação 3.1. Para refinar a escolha da válvula direcional, calculou-se o caudal máximo necessário através da equação 3.2.

$$Q_{VD} = V_{max} \cdot A_{util} \quad (3.2)$$

Os resultados finais do dimensionamento preliminar do atuador hidráulico apresentam-se na tabela 3.2.

Tabela 3.2: Cálculos preliminares para dimensionamento do atuador hidráulico

Parâmetro	Valor	Unidade
Área Útil Necessária	1	cm^2
Caudal Necessário	2.4	l/min
Diâmetro Haste	20	mm
Diâmetro Êmbolo	25	mm
Área Útil Real	1.767	cm^2
Queda de Pressão Máxima	113.19	bar
Caudal Máximo	4.24	l/min

O circuito hidráulico proposto é composto por um atuador hidráulico simétrico - *AH*, quatro válvulas de retenção iguais - R_1 , R_2 , R_3 , R_4 , uma válvula limitadora de pressão - *VLP*, um acumulador hidráulico de gás e diafragma - *AG* e uma válvula direcional de duas posições - *VD*, como se observa na figura 3.1.

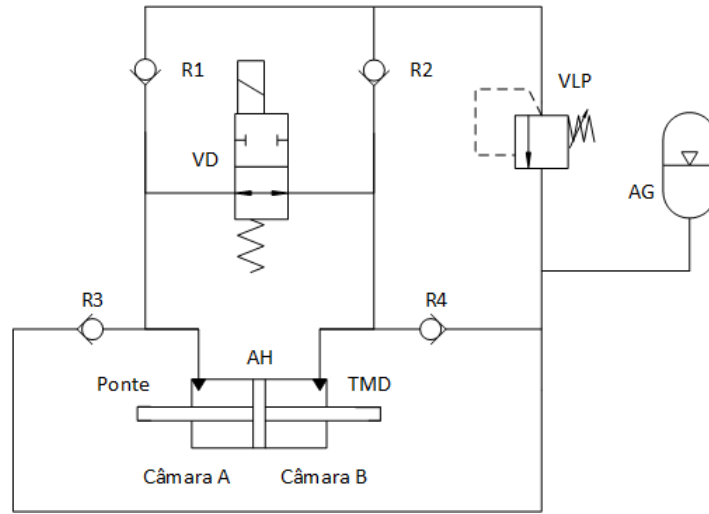


Fig. 3.1: Circuito Hidráulico Proposto

As duas válvulas de retenção que ligam as câmaras do atuador à válvula limitadora de pressão - R_1 e R_2 - permitem a passagem de caudal em apenas um sentido, impedindo um retorno de caudal para cada câmara. De acordo com o funcionamento do circuito, em caso algum ocorrerá a situação de existir caudal em ambas as válvulas de retenção R_1 e R_2 e na limitadora de pressão simultaneamente. Desta forma, para posterior referência, desdobra-se a válvula *VLP* em duas válvulas fictícias - VLP_1 e VLP_2 - e emparelham-se em série com a válvula de retenção respetiva, como se esquematiza na figura 3.2.

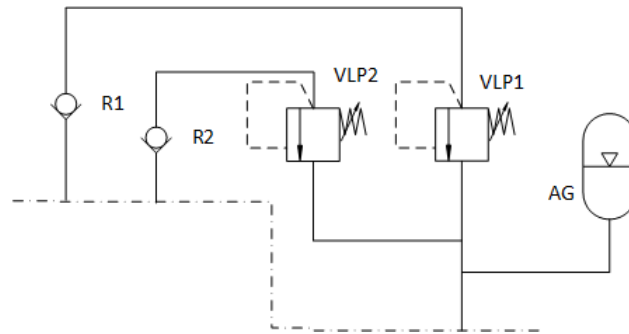


Fig. 3.2: Emparelhamento de dois tramos VLP e R em série

Quando se fecha a válvula direcional, a câmara que está a sofrer redução de volume irá atingir valores de pressão elevados e eventualmente, atingir o valor máximo estipulado pela limitadora de pressão, altura em que esta irá abrir. O caudal flui pela limitadora de pressão para o nó do acumulador, cuja dinâmica será de seguida explicada.

A jusante da *VLP* existe um acumulador *AG*, previamente pressurizado, que tem como principal objetivo garantir que a pressão mínima do sistema se mantenha no valor desejado, superior à pressão atmosférica. Neste sentido, o acumulador desempenhará essencialmente três funções:

- Compensar variações térmicas e volumétricas do óleo que influenciam a pressão de funcionamento do circuito;
- Evitar que a pressão na câmara em expansão desça à pressão atmosférica, impedindo que o óleo entre em cavitação;
- Compensar fugas de óleo no circuito, naturais e inevitáveis a longo prazo;

Este acumulador redistribuirá caudal para as válvulas de retenção R_3 e R_4 quando a diferença de pressões entre as câmaras e o nó satisfizerem a condição mínima de abertura destas válvulas, mantendo assim a pressão nas câmaras acima da pressão atmosférica.

O óleo a utilizar poderá ser de origem mineral ou sintética. A densidade e a viscosidade são as principais características que definem o comportamento do fluido, sendo que para o óleo mineral estas apresentam uma elevada dependência da temperatura. Para a aplicação neste circuito hidráulico, onde se antevê a existência de gradientes de temperatura acentuados, esta dependência poderá comprometer o funcionamento seguro e suave do circuito.

Apesar de não estar a ser considerado um modelo para a expansão térmica do óleo, será realizado um estudo simples de transferência de calor com base na potência dissipada na travagem, com o objetivo de estimar a temperatura interna do óleo em regime permanente. Com base nessa temperatura, será ponderada a utilização de um óleo sintético que, apesar de mais dispendioso, garantirá à partida uma menor variação das propriedades do fluido com a temperatura e cuja amplitude de temperatura de funcionamento (intervalo entre a solidificação e a inflamação) é superior.

Para validar o circuito hidráulico proposto serão realizadas simulações, baseadas na modelação do mesmo, apresentadas no próximo subcapítulo.

3.3 Modelação dinâmica

Para clarificar posteriores menções, apresenta-se o circuito completo na figura 3.3, dividido em três nós - A, B e T - e estabelecem-se as nomenclaturas relativas aos caudais volúmicos que atravessam cada elemento. Nesta figura, os caudais volúmicos e o deslocamento do êmbolo são apresentados no seu sentido positivo, de acordo com a convenção adotada, onde tudo o que entra num elemento é positivo, e o que sai negativo.

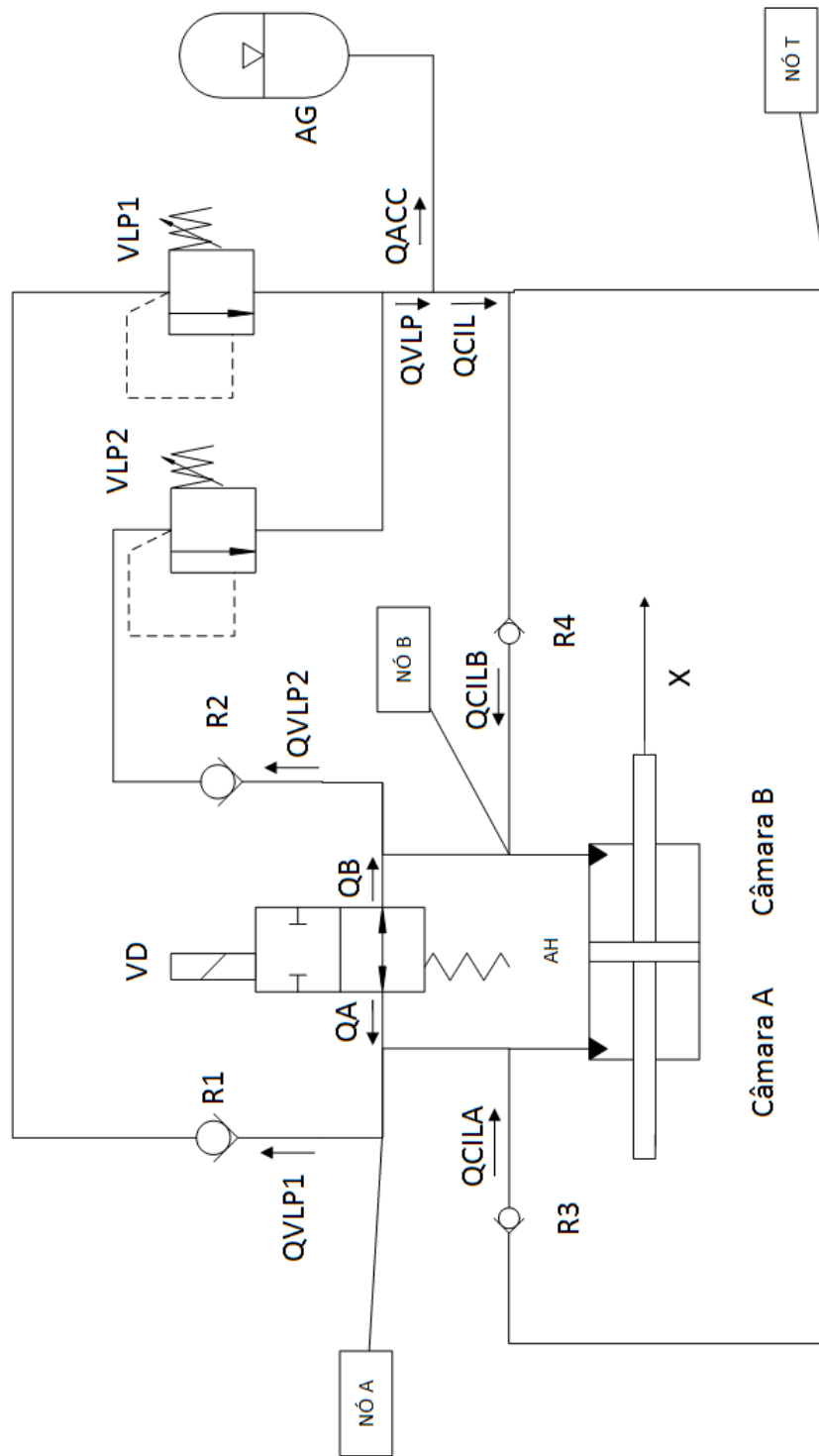


Fig. 3.3: Identificação de nós e nomenclatura de caudais

De acordo com a figura 3.3, Q_A e Q_B correspondem aos caudais volúmicos que permutam entre os nós A e B através da válvula direcional VD .

Q_{VLP1} e Q_{VLP2} são os caudais que atravessam as válvulas de retenção R_1 e R_2 , respetivamente, e a válvula limitadora de pressão VLP . A válvula fictícia VLP_1 está associada à solicitação da câmara A, enquanto que a VLP_2 associada à câmara B.

$Q_{CIL A}$ e $Q_{CIL B}$ são os caudais que entram nas câmaras A e B, através das válvulas de retenção R_3 e R_4 , oriundos do nó T e resultantes de Q_{cil} . Q_{acc} define-se como o caudal que entra do acumulador.

Os nós A, B e T podem ser reduzidos a pontos críticos do sistema, desprezando perdas de carga em ligações, com propriedades termodinâmicas próprias e cujo estado se pretende descrever através de equações diferenciais. No subcapítulo 3.3.1 serão escolhidas as válvulas a utilizar e parametrizadas as correspondentes perdas de carga em função do caudal, enquanto que em 3.3.2.1 serão apresentadas e definidas as equações de estado para implementação no *Matlab*.

3.3.1 Parametrização de curvas características das válvulas

Como referido ao longo do presente relatório, o caso de estudo apresenta sérias restrições de atravancamento, motivo pelo qual os componentes escolhidos deverão ser o mais compactos possível. Este foi um fator determinante na escolha das válvulas, procurando-se um fabricante que tivesse a gama pretendida no tamanho normalizado *NG4*.

A empresa *Wandfluh* possui uma gama de válvulas com a função e o tamanho pretendidos e como tal, sem considerar ainda a relação custo/benefício, realizou-se uma escolha prévia das válvulas a partir do catálogo, apresentando-se as suas características na tabela 3.3. [28]

Tabela 3.3: Modelos e características das válvulas escolhidas [28]

Tipo	Caudal Máximo (l/min)	Pressão Máxima (bar)	Referência
Válvula Direcional (4/2)	20	350	WD M F B04 CB2 G24
Válvula Limitadora Pressão	25	300	B A S/D/A A04 P 210
Válvula Retenção	20	350	B RV AB 4

A válvula direcional é originalmente de quatro orifícios e duas posições, porque para o tamanho *NG4*, não existe oferta para a válvula de dois orifícios e duas posições inicialmente pretendida. Para contornar esta situação, serão obturados os orifícios B e T, transformando-a assim numa válvula 2/2.

Do catálogo consultado em [28] retiraram-se as curvas características de cada válvula escolhida. Estas curvas, que relacionam a queda de pressão na válvula com o caudal volúmico que a atravessa, encontram-se expostas na figura 3.4.

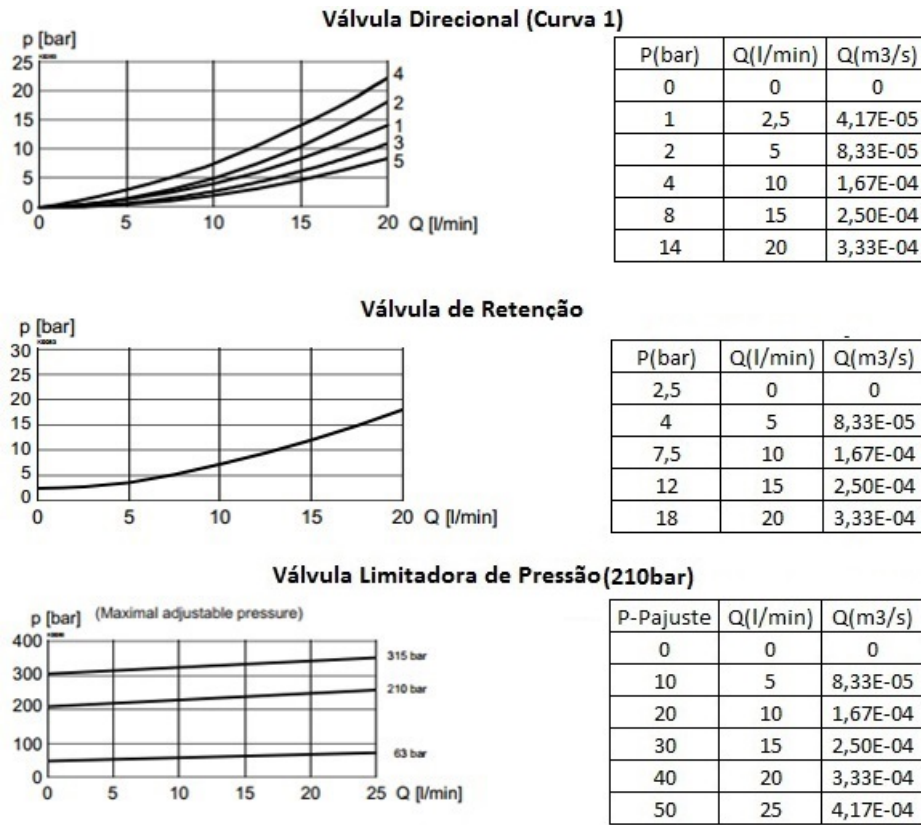


Fig. 3.4: Curvas características das válvulas

Para efeitos de simulação, como se verá no próximo subcapítulo, será necessário inverter as funções apresentadas na figura 3.4 para se obter caudal em função da pressão. Para tal, recorreu-se à função *Curve Fitting* do *Matlab*, fornecendo-se como entrada, os valores apresentados nas tabelas da figura anterior com o intuito de obter uma função aproximada para cada válvula.

3.3.1.1 Modelo da válvula direcional *VD*

Com a tabela de pontos *caudal vs queda de pressão* da válvula direcional, apresentada na figura 3.4, recorreu-se à função *Curve Fitting* para traçar uma função aproximada $Q = f(P)$ com a formulação genérica consultada em [29].

$$Q_{VD} = C_d \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2\Delta P}{\rho}} \quad (3.3)$$

Assumiui-se que o coeficiente de descarga, C_d , toma o valor corrente 0.7 e que o óleo utilizado seria o *Shell Tellus 32 HM*, cuja massa volúmica, ρ , é igual a 875 kg/m^3 . Partindo destes pressupostos, ajusta-se no *Matlab* a curva descrita pela equação 3.3 aos pontos da figura 3.4, sendo devolvido um valor para a área do orifício, A em m^2 , como se pode observar na figura 3.5.

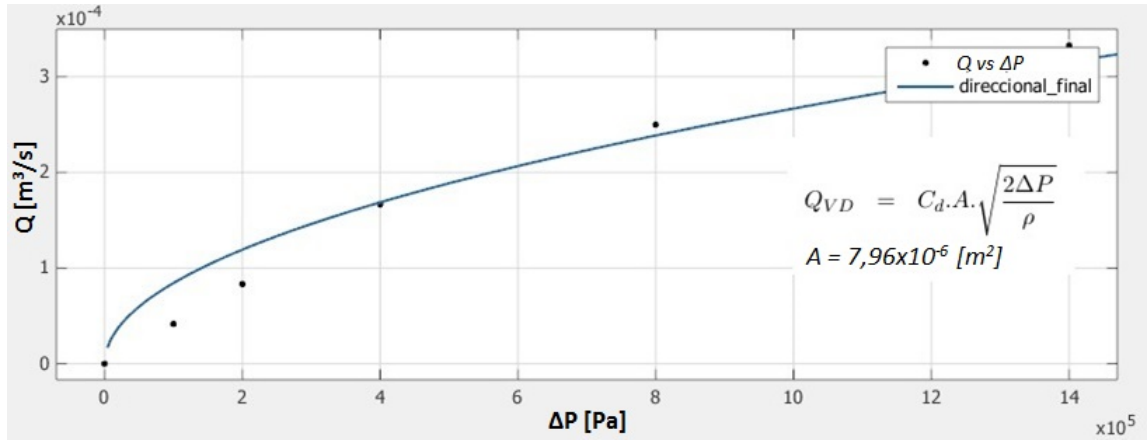


Fig. 3.5: Curva aproximada da válvula direcional

É possível perceber pela análise da figura, que a curva aproximada fica bastante distante dos dois primeiros pontos diferentes de zero, ou seja, não é uma aproximação de todo rigorosa nesta gama de pressões. Paralelamente a este fator, veio-se a verificar durante a implementação desta função na simulação, que o facto de a derivada tomar um valor infinito junto do ponto zero originava desvios numéricos no cálculo da variação de pressão.

Para contornar este dois obstáculos, consultou-se a referência [29] e utilizou-se a expressão que permite calcular o caudal laminar em função da queda de pressão, assumindo um orifício de passagem circular na válvula, representada na equação 3.4. Assim, a expressão que define a passagem de caudal na válvula direcional será dividida por caudal laminar e turbulento, estando a parte turbulenta definida na figura 3.5.

$$Q_{lam} = \frac{\pi d^3}{50,4 \mu} \Delta P \quad (3.4)$$

O diâmetro do orifício, d , obtido através da área resultante do ajuste efetuado e apresentada na figura 3.5, foi de $3,18 \text{ mm}$. Assumindo novamente um óleo *Shell Tellus 32 HM*, cuja viscosidade cinemática, ν , à temperatura ambiente, é $32 \text{ mm}^2/\text{s}$, chegou-se então a um valor para a viscosidade dinâmica, μ , de $0,0028 \text{ kg/ms}$. O conjunto de expressões que definem a passagem de caudal em função da queda de pressão na válvula direcional é então:

$$Q_{lam} = 7,1588 \times 10^{-8} \Delta P \quad (3.5)$$

$$Q_{turb} = 2,6639 \times 10^{-7} \sqrt{\Delta P} \quad (3.6)$$

Na simulação, escolher-se-á a equação que devolve o menor valor de caudal para a mesma entrada de pressão, garantindo-se assim a continuidade da função.

$$Q_{VD} = \min(Q_{lam}, Q_{turb}) \quad (3.7)$$

3.3.1.2 Modelo das válvulas de retenção R_3 e R_4

Partindo novamente dos pontos característicos da válvula de retenção apresentados na figura 3.4, recorreu-se à função *Curve Fitting* para os ajustar segundo a equação base 3.8.

$$Q_{Ret} = k_v \sqrt{\Delta P} + b \quad (3.8)$$

O termo k_v representa todas os ganhos relativos à válvula e b a ordenada na origem, já que a válvula de retenção só permite a passagem de caudal a partir de uma queda de pressão mínima de aproximadamente 2,5 bar. O resultado da aproximação apresenta-se na figura 3.6.

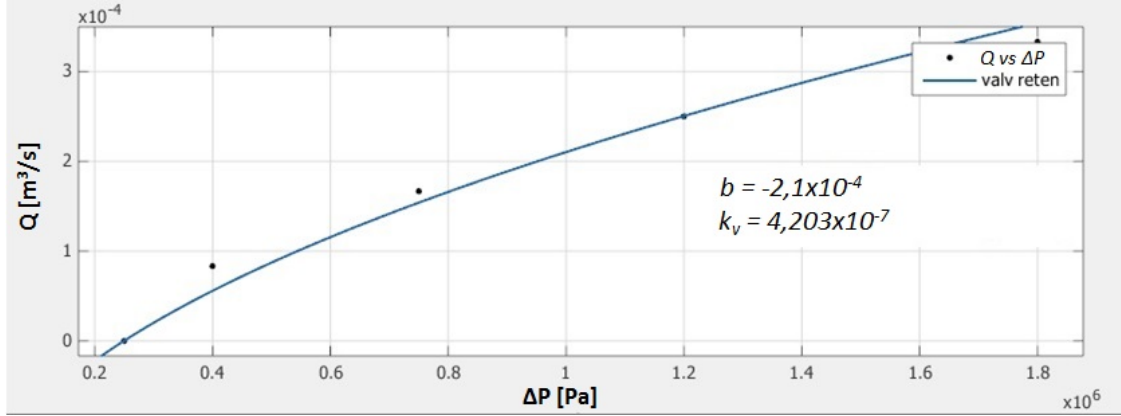


Fig. 3.6: Curva aproximada da válvula de retenção

Obteve-se assim a expressão final para o caudal volúmico em função da queda de pressão, indicado na equação 3.9.

$$Q_{Ret} = 4,203 \times 10^{-7} \sqrt{\Delta P} - 2,1 \times 10^{-4}, \Delta P \geq 2,5 \times 10^5 \quad (3.9)$$

3.3.1.3 Modelo da série entre as VLP e as válvulas de retenção

Como mencionado no subcapítulo 3.2, a ligação entre as válvulas R_1 e R_2 e a válvula limitadora de pressão tem uma dinâmica desprezável, não se considerando uma variação de pressão nesta ligação. Foi esquematizada na figura 3.2 a divisão fictícia do tramo em duas ligações em série, compostas por uma válvula de retenção R_x e uma limitadora de pressão VLP_x . Para implementação na simulação, somaram-se então as duas equações características das válvulas, dando origem apenas a uma equação para cada conjunto $R + VLP$.

Para associar em série cada conjunto, começou-se por somar as tabelas dos pontos característicos da válvula de retenção e da válvula limitadora de pressão. Para a mesma abcissa de caudal volúmico, somam-se as quedas de pressão das duas válvulas, visto estarem em série. O ponto $(Q, P - P_{ajuste}) \rightarrow (4,17 \times 10^{-4}, 50)$ da válvula limitadora de pressão não foi considerado para o efeito, porque não é comum à válvula de retenção, cujo caudal máximo é $3,33 \times 10^{-4} m^3/s$. Na tabela 3.4 apresenta-se o resultado do procedimento supracitado.

Tabela 3.4: Associação dos pontos característicos da válvula de retenção e limitadora de pressão

ΔP_R (bar) R	$\Delta P_{VLP} - P_{ajuste}$ (bar) VLP	$\Delta P - P_{ajuste}$ (bar) R+VLP	Q (m ³ /s)
2,5	0	2,5	0
4	10	14	$8,33 \times 10^{-5}$
7,5	20	27,5	$1,67 \times 10^{-4}$
12	30	42	$2,5 \times 10^{-4}$
18	40	58	$3,33 \times 10^{-4}$

Utilizaram-se os pontos estabelecidos nas duas últimas colunas da tabela 3.4, para criar uma função de aproximação à curva característica do conjunto em série. Recorreu-se novamente ao *Curve Fitting*, impondo-se uma equação base linear com a seguinte formulação:

$$Q = (\Delta P - P_{ajuste})m + b \quad (3.10)$$

Sabendo que o ponto $(Q, \Delta P - P_{ajuste}) \rightarrow (0, 2.5)$ terá que ser um zero da função, dado que a válvula de retenção só permite a passagem de caudal a partir dessa queda de pressão, impôs-se o declive da reta em função da ordenada na origem por forma a respeitar este ponto.

$$0 = 2,5 \times 10^5 m + b \quad (3.11)$$

$$m = \frac{-b}{2,5 \times 10^5} \quad (3.12)$$

O resultado da aproximação da curva característica da associação em série apresenta-se na figura 3.7.

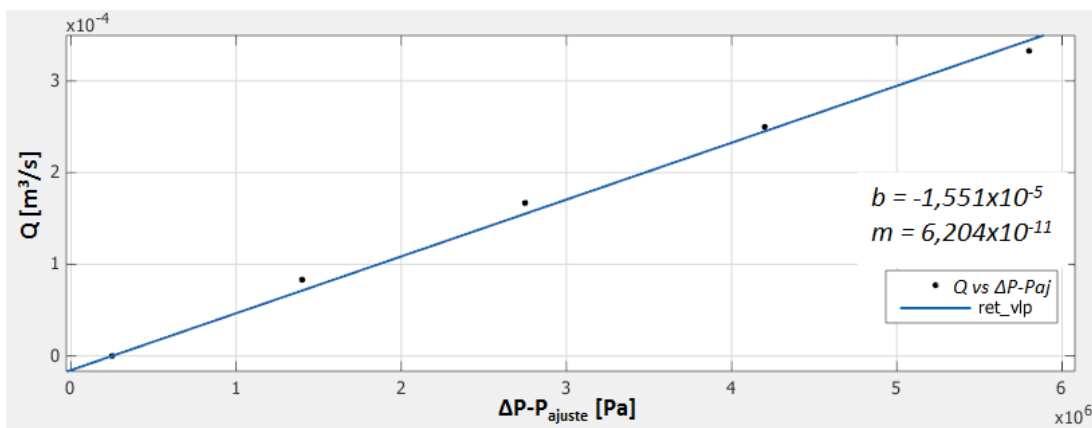


Fig. 3.7: Curva aproximada da válvula de retenção em série com a limitadora de pressão

A expressão que traduz o caudal volúmico em função da queda de pressão e da pressão de ajuste da associação em série $R+VLP$, apresenta-se na equação 3.13.

$$Q_{R+VLP} = 6,204 \times 10^{-11}(\Delta P - P_{ajuste}) - 1,551 \times 10^{-5}, \Delta P \geq P_{ajuste} + 2,5 \times 10^5 \quad (3.13)$$

3.3.2 Estabelecimento das equações de estado

3.3.2.1 Primeira abordagem

Como mencionado anteriormente, a simulação basear-se-á nas equações diferenciais que definem o estado termodinâmico dos três nós identificados na figura 3.3. Neste sentido, e segundo as referências [29] [30], começou-se por aplicar a lei da conservação da massa a uma câmara do atuador hidráulico (equações 3.14-3.17), num caso simplificado composto apenas pelo atuador curto-circuitado pela válvula direcional, ilustrado na figura 3.8. Esta abordagem é normalmente utilizada em circuitos hidráulicos convencionais abertos, equipados tipicamente com uma bomba hidráulica e um reservatório de óleo à pressão atmosférica [29].

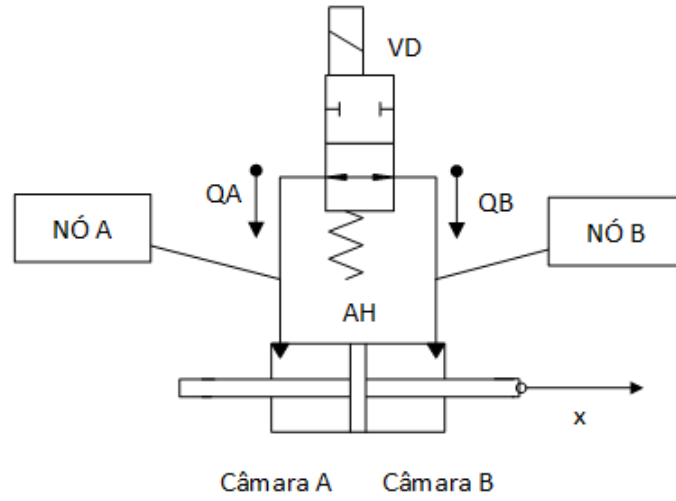


Fig. 3.8: Circuito simplificado para validação das equações de estado

$$\dot{m} = \dot{m}_{in} - \dot{m}_{out} \quad (3.14)$$

$$\dot{\rho}V + \rho\dot{V} = \rho Q_{in} - \rho Q_{out} \quad (3.15)$$

$$\frac{\dot{\rho}}{\rho}V + \dot{V} = Q_{in} - Q_{out} \quad (3.16)$$

$$\frac{V}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \dot{V} = Q_{in} - Q_{out} \quad (3.17)$$

$\dot{V}$ representa a variação de volume da câmara e $d\rho/dt$ a variação de massa volúmica do óleo que poderá ser relacionada com o módulo de compressibilidade isotérmico efetivo, $\beta_e(P)$, através da equação 3.18.

$$\frac{d\rho}{dt} = \frac{\rho}{\beta_e(P)} \frac{dP}{dt} \quad (3.18)$$

dP/dt representa a variação de pressão na câmara ao longo do tempo. Substituindo a equação 3.18 em 3.17 chega-se a:

$$\frac{V}{\beta_e(P)} \frac{dP}{dt} + \frac{dV}{dt} = Q_{in} - Q_{out} \quad (3.19)$$

Sabendo que, para este caso, o caudal volúmico que entra ou sai das câmaras $Q_{in} - Q_{out}$ é unicamente dependente da curva característica da válvula direcional, define-se Q_A e Q_B recorrendo às equações 3.5-3.7 e de acordo com os sentidos definidos na figura 3.8, como exposto de seguida.

$$Se P_B > P_A \quad (3.20)$$

$$Q_B = -\min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.21)$$

$$Q_A = -Q_B \quad (3.22)$$

$$Se P_A \geq P_B \quad (3.23)$$

$$Q_A = \min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.24)$$

$$Q_B = -Q_A \quad (3.25)$$

Por fim, é então possível escrever as equações diferenciais que definem a variação de pressão em cada câmara, abaixo apresentadas.

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{\beta_{eA}}{V_0 + Ax} \left(Q_A - A \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.26)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{\beta_{eB}}{V_0 - Ax} \left(Q_B + A \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.27)$$

V_0 representa o volume da câmara quando o êmbolo se encontra na posição central.

Com o intuito de validar este primeiro caso simplificado e observar a variação de pressão nas câmaras, introduziram-se as equações anteriores num modelo *Matlab/Simulink*, forçando o movimento do êmbolo. Seria de esperar que a pressão oscilasse em torno da pressão inicial arbitrada, de 10 *bar*, face a uma entrada de deslocamento e velocidade sinusoidal do tipo

$$x = A \sin(\omega t) \quad (3.28)$$

$$\dot{x} = A\omega \sin(\omega t) \quad (3.29)$$

e um módulo de compressibilidade efetivo de 12000 *bar*. Todavia, constatou-se que essa pressão tende para zero mal se inicia o movimento, como se observa na figura 3.9.

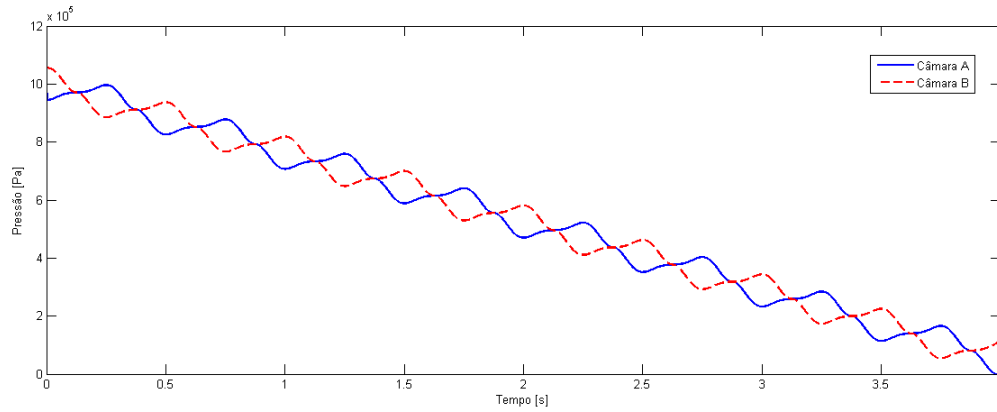


Fig. 3.9: Deriva numérica na simulação do caso simplificado

Este resultado é motivado essencialmente por duas razões; o facto de não existir um atrator para a pressão inicial na forma como as equações diferenciais estão formuladas, ficando um integrador de pressão dependente do outro em cada instante de cálculo; e uma violação da lei da conservação da massa. Efetivamente, o erro principal baseia-se no facto de se considerar uma igualdade de caudal volúmico nas duas extremidades da válvula direcional (como expresso nas equações 3.22 e 3.25), o que não constitui uma verdade porque o caudal mássico à passagem da válvula mantém-se e as massas volúmicas nos nós são diferentes.

Estas considerações resultam numa redução da massa de óleo dentro do circuito ao longo do tempo, arrastando a pressão para zero. A variação de massa de óleo total dentro das câmaras está representada na figura 3.10 e é possível observar a sua tendência para zero.

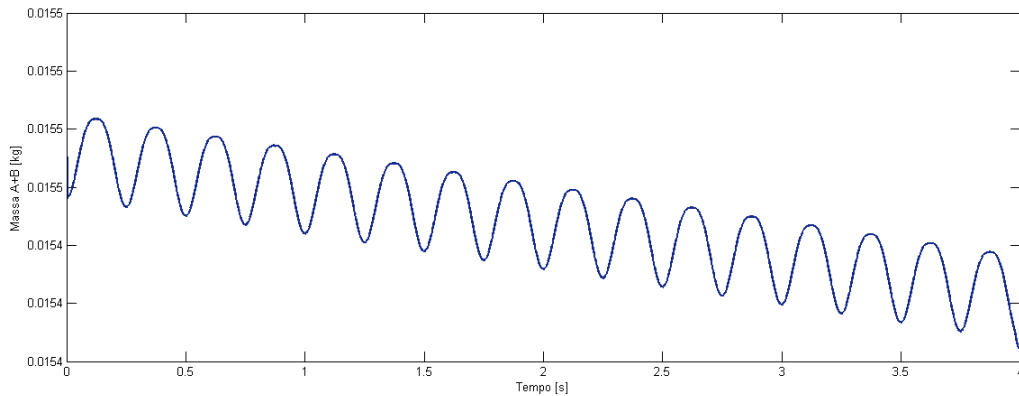


Fig. 3.10: Decréscimo de massa total no sistema simplificado

Por norma, num circuito hidráulico convencional, equipado com uma bomba e um tanque, assumir uma igualdade de caudal volúmico à passagem de uma válvula não representa divergências visíveis nos resultados simulados, porque não existe conservação de massa num sistema aberto [29]. No entanto, para um circuito fechado como é o caso de estudo, a conservação de massa será o primeiro fator a indicar se existe coerência física na sua formulação, e, caso não exista, como se observou na figura 3.10, os valores de pressão divergem consequentemente e consecutivamente (figura 3.9).

No seguinte subcapítulo reformula-se o modelo do sistema, considerando-se equações

de estado para a massa volúmica e módulo de compressibilidade efetivo, esperando-se observar conservação da massa e estabilidade da pressão média.

3.3.2.2 Segunda abordagem

Face ao problema observado no subcapítulo anterior, considerou-se então a variação do caudal volúmico à passagem da válvula direcional, e definiu-se um modelo para o módulo de compressibilidade efetivo em cada câmara, partindo-se da equação 3.18 para as equações 3.30 e 3.31.

$$\frac{d\rho_A}{dt} = \frac{\rho_A}{\beta_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (3.30)$$

$$\frac{d\rho_B}{dt} = \frac{\rho_B}{\beta_B} \frac{dP_B}{dt} \quad (3.31)$$

dP_A/dt e dP_B/dt correspondem à variação de pressão nas câmaras A e B respetivamente, tendo ficado definidos nas equações 3.26 e 3.27. ρ_A e ρ_B são realimentados na equação após integração, partindo de um valor inicial ρ_0 igual a 875 kg/m^3 , à pressão P_0 posteriormente definida.

O módulo de compressibilidade, β , foi modelado através de uma função exponencial do tipo,

$$\beta_e(P_x) = \beta_{emax} \left(1 - e^{-kP_x} \right) \quad (3.32)$$

de acordo com a referência [27], onde o módulo de compressibilidade efetivo máximo, β_{emax} , toma normalmente o valor de 12000 bar para um óleo comum e k foi arbitrado para que à pressão de 10 bar , o módulo de compressibilidade efetivo seja 99% do seu máximo, como representado na figura 3.11.

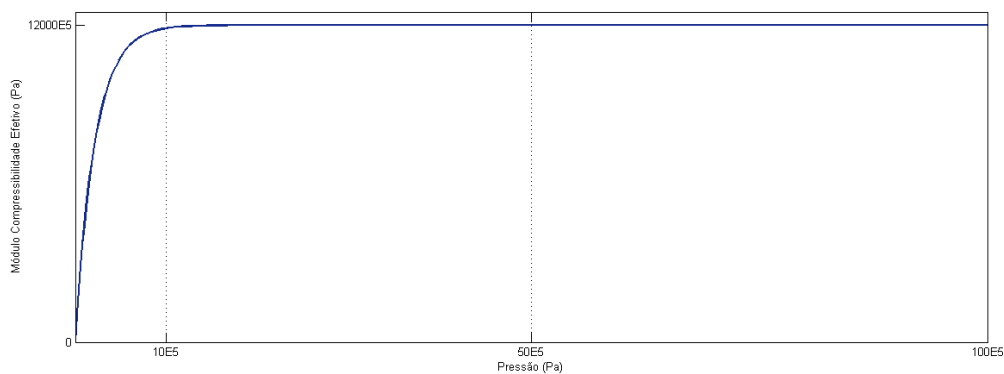


Fig. 3.11: Modelação do módulo de compressibilidade efetivo

A equação final para o módulo de compressibilidade efetivo em função da pressão apresenta-se de seguida. A sua forma exponencial, permite também evitar o aparecimento de pressões absolutas negativas durante o processo de cálculo, na gama de pressões próxima da atmosférica.

$$\beta_e(P_x) = 12000 \times 10^5 \left(1 - e^{-4.6052 \cdot 10^{-6} P_x}\right) \quad (3.33)$$

Por fim, reformularam-se as equações 3.22 e 3.25 para contemplar a variação de massa volúmica que este modelo descreve, através de uma igualdade de caudal mássico entre a câmara A e B. De acordo com a referência [29], calculam-se Q_A e Q_B consoante o sentido do movimento com a massa volúmica do óleo à entrada da válvula direcional, como se exprime de seguida:

$$\dot{m}_A = \dot{m}_B \quad (3.34)$$

$$\rho_A Q_A = \rho_B Q_B \quad (3.35)$$

$$\text{Se } P_B > P_A \quad (3.36)$$

$$Q_B = -\min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.37)$$

$$Q_A = -Q_B \frac{\rho_B}{\rho_A} \quad (3.38)$$

$$\text{Se } P_A \geq P_B \quad (3.39)$$

$$Q_A = \min(7.1588 \times 10^{-8}(P_B - P_A), 2.6639 \times 10^{-7} \text{sign}(P_B - P_A) \sqrt{|P_B - P_A|}) \quad (3.40)$$

$$Q_B = -Q_A \frac{\rho_A}{\rho_B} \quad (3.41)$$

O esquema seguinte, representado na figura 3.12, clarifica a interligação entre as equações definidas e as variáveis envolvidas, definindo também uma sequência de cálculo que será útil na posterior compreensão do modelo completo. Este esquema não é, portanto, um diagrama de blocos, uma vez não estão representadas as realimentações dos integradores e as dependências entre todas as variáveis, e não substitui a consulta do diagrama *Simulink* apresentado no anexo C.

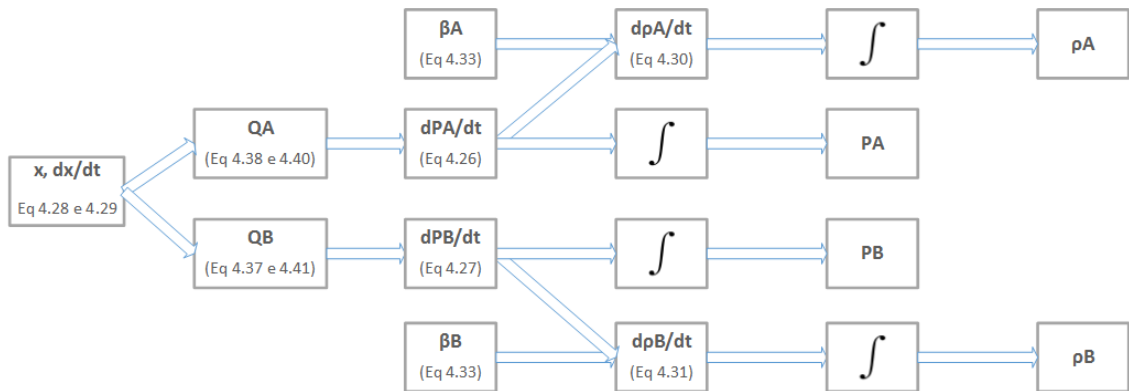


Fig. 3.12: Esquematização da dependência de variáveis do modelo simplificado

Implementaram-se as alterações supracitadas do modelo simplificado no *Simulink*, nas mesmas condições do subcapítulo anterior, observando-se a variação da pressão nas

câmaras e respetiva massa de óleo. Os resultados encontram-se representados nas figuras 3.13 e 3.14.

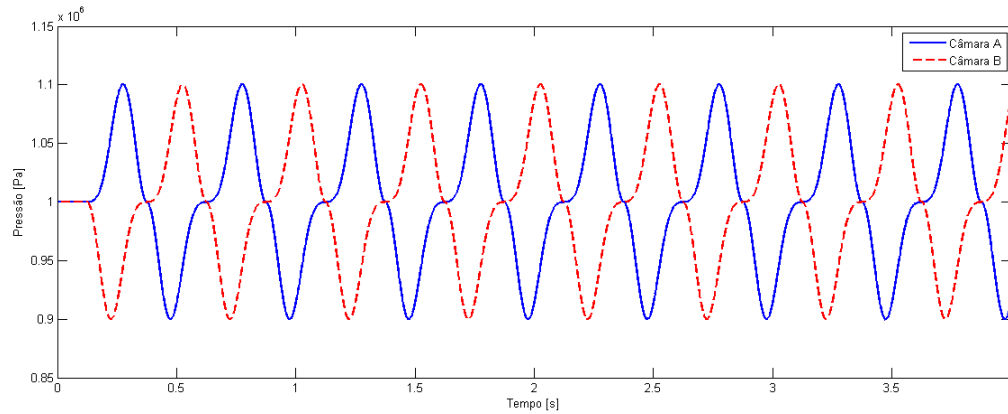


Fig. 3.13: Variação de pressão nas câmaras A e B

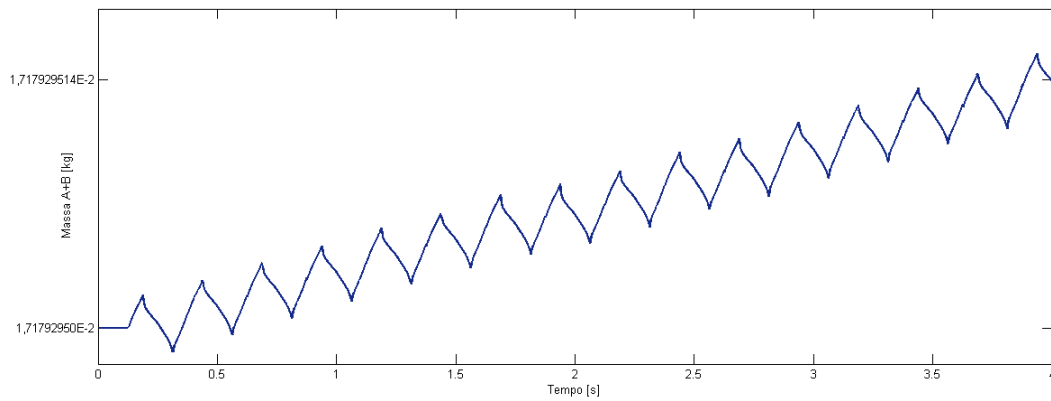


Fig. 3.14: Massa de óleo total

Analisando a figura 3.13 constata-se que a pressão nas câmaras oscila em torno da pressão média inicialmente definida, como seria de esperar, sugerindo a existência de conservação de massa. A análise da figura 3.14 corrobora isso mesmo, estando presente um ligeiro erro numérico que provoca uma variação da massa total nas câmaras na nona casa decimal, variação essa que poderá ser desprezada.

Conclui-se que as alterações apresentadas no presente subcapítulo, no sentido de garantir a conservação de massa do sistema, estão corretas, sendo o próximo passo incorporar os restantes elementos no sistema e simular o modelo completo.

Alternativamente à abordagem anterior, poder-se-ia ter escrito uma equação de estado entre o módulo de compressibilidade e a massa volúmica, integrando a equação 3.49 ou 3.50 e assumindo que β varia exponencialmente com a pressão, como mostrado de seguida.

$$\frac{d\rho}{\rho} = \frac{1}{\beta_{max}(1 - e^{kP})} dP \quad (3.42)$$

$$\int_{\rho_1}^{\rho_2} \frac{1}{\rho} d\rho = \int_{P_1}^{P_2} \frac{1}{\beta_{max}(1 - e^{kP})} \quad (3.43)$$

$$\beta_{max} \log\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = \int_{P_1}^{P_2} \frac{1}{1 - e^{kP}} \quad (3.44)$$

$$\beta_{max} \log\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = P_2 - P_1 - \frac{1}{k} \log\left(\frac{1 - e^{kP_2}}{1 - e^{kP_1}}\right) \quad (3.45)$$

$$\beta_{max} \log\left(\frac{\rho_2}{\rho_1}\right) = P_2 - P_1 - \frac{1}{k} \log\left(\frac{\beta(P_2)}{\beta(P_1)}\right) \quad (3.46)$$

A equação final 3.46 permite compreender que a massa volúmica entre dois estados 1 e 2, se relaciona com a pressão nesses mesmos dois estados de forma logarítmica. De facto, um aumento de pressão numa das câmaras, será igual ao decréscimo de pressão na câmara adjacente devido à simetria do atuador; no entanto, o aumento do valor de massa volúmica na primeira câmara devido à pressão, não será igual à diminuição de massa volúmica na câmara adjacente, face à evolução logarítmica observada.

3.3.2.3 Modelo completo

No modelo completo integra-se o nó T previamente identificado na figura 3.3 e deverão ser tomadas em conta as nomenclaturas previamente definidas. Será necessário incluir nos nós A e B, a interação com as válvulas de retenção R_3 e R_4 e a interação com os conjuntos $R_1 + VLP_1$ e $R_2 + VLP_2$, passando as equações de variação de pressão e variação de massa volúmica nas câmaras a ser descritas por:

$$\frac{dP_A}{dt} = \frac{\beta_A}{V_0 + Ax} \left(Q_A + \frac{\dot{m}_{CILA}}{\rho_A} - Q_{VLP1} - A \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.47)$$

$$\frac{dP_B}{dt} = \frac{\beta_B}{V_0 - Ax} \left(Q_B + \frac{\dot{m}_{CILB}}{\rho_B} - Q_{VLP2} + A \frac{dx}{dt} \right) \quad (3.48)$$

$$\frac{d\rho_A}{dt} = \frac{\rho_A}{\beta_A} \frac{dP_A}{dt} \quad (3.49)$$

$$\frac{d\rho_B}{dt} = \frac{\rho_B}{\beta_B} \frac{dP_B}{dt} \quad (3.50)$$

Os módulos de compressibilidade são obtidos através da equação 3.32, V_0 representa o volume de cada câmara quando o êmbolo se encontra na posição central, enquanto Ax representa o incremento ou decréscimo de volume face ao deslocamento do êmbolo, sendo A a área útil do cilindro e x o deslocamento. Q_A e Q_B são obtidos através do conjunto de equações 3.37-3.41. O termo $A dx/dt$ representa o caudal de velocidade e depende da velocidade do êmbolo.

Os termos Q_{VLP1} e Q_{VLP2} são os caudais volúnicos que atravessam os conjuntos $R_1 + VLP_1$ e $R_2 + VLP_2$, obtidos através da equação 3.13 entre os nós A-T e B-T, respetivamente. Como os nós à entrada das válvulas (A e B) correspondem aos nós onde

estão a ser aplicadas as equações diferenciais de pressão 3.48 e 3.49, estes caudais volúmicos podem ser calculados diretamente.

O termo $\dot{m}_{CILA}/\rho_A$ representa o caudal volúmico que entra na câmara A através da válvula de retenção R_3 , enquanto $\dot{m}_{CILB}/\rho_B$ representa o caudal volúmico que atravessa R_4 , sendo ambos calculados através do caudal mássico com a massa volúmica à entrada da válvula [29]. Assim, de igual forma para as duas câmaras, de acordo com as equações 3.51 e 3.52, o caudal mássico que atravessa as válvulas de retenção R_3 e R_4 é dado pela multiplicação da massa volúmica no nó T e pelo caudal volúmico, calculado através da equação característica 3.9.

$$\dot{m}_{CILA} = \rho_T Q_{CILA} \quad (3.51)$$

$$\dot{m}_{CILB} = \rho_T Q_{CILB} \quad (3.52)$$

A massa volúmica no nó T, ρ_T , e a sua respetiva variação temporal, são obtidas pela seguinte equação:

$$\frac{d\rho_T}{dt} = \frac{\rho_T}{\beta_T} \frac{dP_T}{dt} \quad (3.53)$$

O módulo de compressibilidade do óleo no nó T é igualmente obtido pela expressão 3.32. Modelou-se a variação de pressão no acumulador hidráulico, dP_T/dt , partindo da equação dos gases perfeitos aplicada ao gás no seu interior, assumindo uma evolução isotérmica, como se ilustra nas seguintes equações:

$$P_{gas} V_{gas} = constante \quad (3.54)$$

$$\dot{P}_{gas} V_{gas} + P_{gas} \dot{V}_{gas} = 0 \quad (3.55)$$

$$P_{gas} = P_T \quad (3.56)$$

$$V_{gas} = V_{acc} - V_{oleo} \quad (3.57)$$

$$\dot{P}_T (V_{acc} - V_{oleo}) + P_T (\dot{V}_{acc} - \dot{V}_{oleo}) = 0 \quad (3.58)$$

$$\dot{P}_T (V_{acc} - V_{oleo}) + P_T (-\dot{V}_{oleo}) = 0 \quad (3.59)$$

$$\frac{dP_T}{dt} = \frac{P_T}{V_{acc} - V_{oleo}(t)} Q_{acc} \quad (3.60)$$

V_{acc} corresponde ao volume total do acumulador, sendo por isso um valor fixo. Resta apenas conhecer o volume de óleo dentro do acumulador em cada instante, $V_{oleo}(t)$ e o caudal volúmico que entra ou sai do acumulador, $Q_{acc} = \dot{V}_{oleo}$. Para o primeiro, retome-se a equação dos gases perfeitos da seguinte forma:

$$P_T V_{gas} = P_{T0} V_{gas0} \quad (3.61)$$

$$P_T (V_{acc} - V_{oleo}(t)) = P_{T0} (V_{acc} - V_{oleo0}) \quad (3.62)$$

$$V_{oleo}(t) = V_{acc} - \frac{P_{T0} (V_{acc} - V_{oleo0})}{P_T} \quad (3.63)$$

O índice 0 representa o instante inicial. Substituindo a equação 3.63 em 3.60 obtém-se então a equação final que descreve a variação de pressão no acumulador, ou nó T .

$$\frac{dP_T}{dt} = \frac{P_T^2}{P_{T0}(V_{acc} - V_{oleo0})} Q_{acc} \quad (3.64)$$

O caudal volúmico do acumulador, Q_{acc} , estabelece-se a partir da análise da figura 3.3 sabendo que:

$$Q_{VLP} = Q_{VLP1} + Q_{VLP2} \quad (3.65)$$

$$Q_{CIL} = Q_{CILA} + Q_{CILB} \quad (3.66)$$

Uma vez que Q_{VLP} está a ser calculado a partir da massa volúmica nas câmaras (ponto de origem do caudal), será necessário transformar esta variável em caudal mássico, como apresentado de seguida.

$$\dot{m}_{VLP1} = \rho_A Q_{VLP1} \quad (3.67)$$

$$\dot{m}_{VLP2} = \rho_B Q_{VLP2} \quad (3.68)$$

$$\dot{m}_{VLP} = \dot{m}_{VLP1} + \dot{m}_{VLP2} \quad (3.69)$$

Por fim, calcula-se Q_{acc} através dos caudais volúnicos Q_{VLP} e Q_{CIL} , assumindo a massa volúmica no nó T .

$$Q_{acc} = \frac{\dot{m}_{VLP}}{\rho_T} - Q_{CIL} \quad (3.70)$$

A figura 3.15 ilustra o esquema do modelo completo integrando a figura 3.12, clarificando os termos que foram adicionados ao circuito e quais as equações que deverão ser utilizadas para os obter.

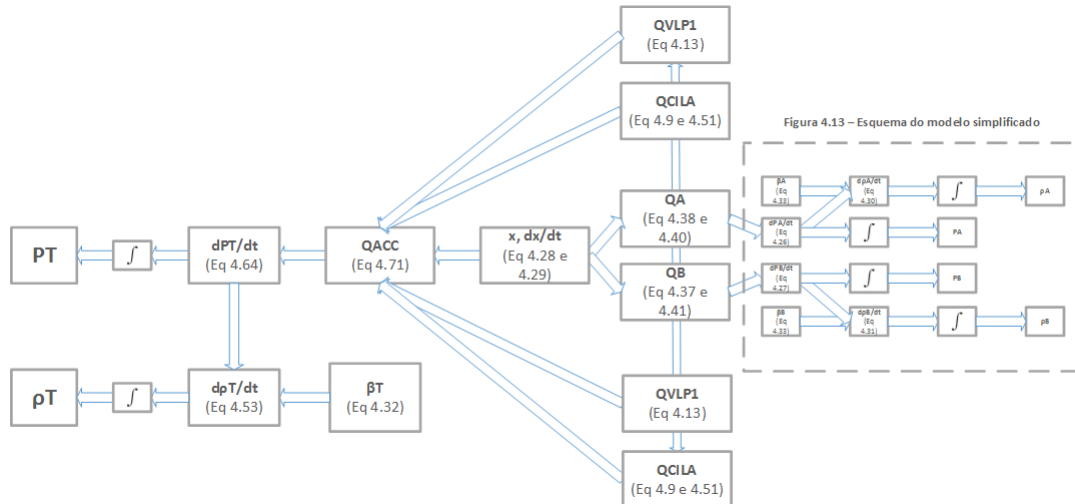


Fig. 3.15: Esquema de ligação entre variáveis do modelo completo

No próximo subcapítulo clarifica-se a implementação de todos estes modelos na plataforma *Simulink/Matlab* e definem-se as constantes utilizadas, para que depois possam ser exploradas as simulações.

3.4 Implementação em *Matlab*

Ao longo do presente capítulo foram-se deduzindo e apresentando as equações que definem o comportamento do sistema a simular. Estas equações foram transcritas para *scripts*, estando o modelo *Simulink* presente no anexo C.

O movimento do sistema é simulado através de uma entrada imposta de deslocamento e velocidade, devido ao facto de ser a forma mais fácil de ajustar a excitação consoante o tipo de comportamento que se pretende observar. A imposição do deslocamento, x , é feita segundo uma função sinusoidal, com amplitude Amp , cuja derivada em ordem ao tempo representa a velocidade, dx/dt , também imposta.

$$x = Amp \sin(\omega t) \quad (3.71)$$

$$\frac{dx}{dt} = Amp \omega \cos(\omega t) \quad (3.72)$$

A figura 3.16 ilustra os perfis de deslocamento e velocidade impostos ao sistema.

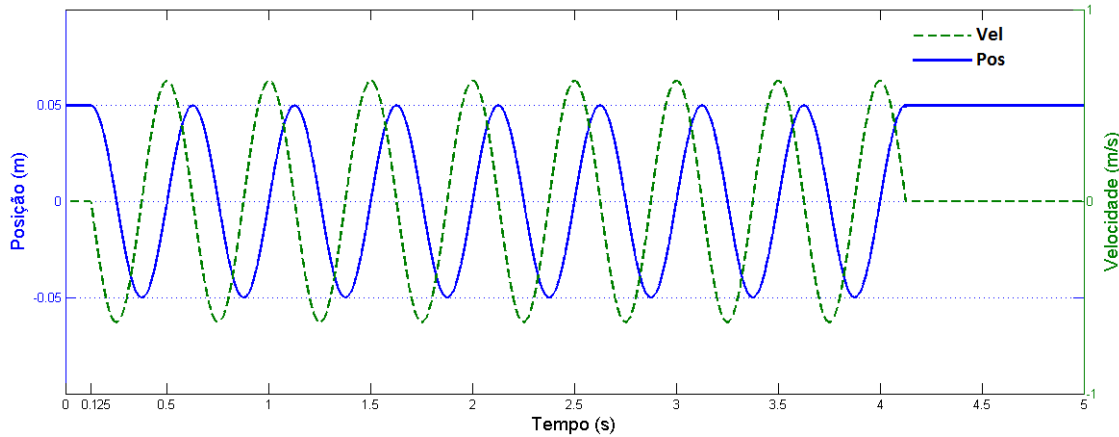


Fig. 3.16: Perfis de deslocamento e velocidade impostos

A traço contínuo representa-se o deslocamento, cuja amplitude varia entre $-0,05$ e $0,05$ metros, enquanto que a traço interrompido se representa a velocidade. As simulações começam em $t = t_{start} = 0,125$ s para se iniciar o movimento com velocidade nula, com o êmbolo encostado ao extremo direito. A frequência escolhida foi 2 Hz, de acordo com um dos modos naturais de vibração da ponte pedonal.

$$f = 2 \text{ Hz} \quad (3.73)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (3.74)$$

$$\omega = 12,57 \text{ rad/s} \quad (3.75)$$

O comando da válvula direcional é feito através de uma função binária dependente do tempo, c , que devolve o valor 0 quando se pretende a válvula fechada e 1 para o caso normalmente aberto. A constante c aparece multiplicada na expressão do caudal Q_A e Q_B .

A área do êmbolo é 1.767 cm^2 e o volume de cada câmara quando o êmbolo se encontra na posição central, V_0 , é 9.82 cm^3 , para que no ponto de deslocamento máximo permaneça 10% de volume morto de óleo dentro da câmara. Assim, o curso máximo é, aproximadamente, 110 mm enquanto que o curso útil é 100 mm , de acordo com as necessidades de projeto.

A pressão inicial, P_0 , é 10 bar , para que exista alguma margem de ação quando o acumulador está a compensar uma despressurização na câmara, evitando assim que esta desça à pressão atmosférica. A pressão de ajuste da válvula limitadora de pressão, P_{ajuste} , fixou-se nos 200 bar , limitando a pressão máxima no sistema.

Quanto à massa volúmica à pressão inicial, ρ_0 , obteve-se pelas características do óleo selecionado previamente, *Shell Tellus 32 HM* e toma o valor de 875 kg/m^3 .

Para o acumulador definiu-se que o seu volume total, V_{acc} , seria 0.25 l e o volume de óleo dentro do acumulador no instante inicial igual a 0.1 l , de acordo com a consulta efetuada em [31].

O integrador utilizado é o *ode23s Stiff/Mod. Rosenbrock* com um degrau temporal máximo de $1/50$, tolerância relativa de 10^{-6} e tolerância absoluta de 10^{-8} .

A tabela 3.5 sumariza as constantes anteriormente definidas.

Tabela 3.5: Constantes definidas para simulação

Constante	Valor	Unidades
Amp	0,05	m
ω	12,57	rad/s
t_{start}	0,125	s
A_{emb}	$1,767 \times 10^{-4}$	m^2
V_0	9.817×10^{-6}	m^3
β_{emax}	12000×10^5	Pa
k	$4,6052 \times 10^{-6}$	$adim$
P_0	10×10^5	Pa
ρ_0	875	kg/m^3
V_{acc}	$0,25 \times 10^{-3}$	m^3
V_{oleo0}	$0,1 \times 10^{-3}$	m^3
P_{ajuste}	200×10^5	Pa

Encontram-se então definidas todas as variáveis, expressões e constantes associadas ao modelo *Simulink* implementado, passando-se agora a analisar as simulações efetuadas.

3.5 Resultados das simulações

3.5.1 Validação do modelo da solução hidráulica

Na primeira simulação realizada, impôs-se um perfil de deslocamento e velocidade sinusoidal ao atuador hidráulico, iniciando-se o movimento com o êmbolo encostado ao extremo direito, a uma pressão inicial de equilíbrio, P_0 . Nesta simulação, baseada num modelo isotérmico, pretende-se apenas retirar conclusões acerca do comportamento do fluido face à imposição de movimento e à comutação da válvula direcional.

Inicialmente, realizam-se dois ciclos completos com a válvula direcional aberta. No final do segundo ciclo, fecha-se a válvula direcional, cortando o caudal entre as duas câmaras, e completam-se quatro ciclos nestas condições. Findo este período, abre-se novamente a válvula direcional durante dois ciclos e cessa-se o movimento com o êmbolo encostado ao extremo direito.

O objetivo desta simulação é perceber de que forma variam as pressões das câmaras face a variações da massa volúmica, módulo de compressibilidade, deslocamento e velocidade. Deverá ser possível analisar e retirar conclusões acerca da variação da pressão média do sistema em regime permanente e procurar, em primeiro lugar, validar o sistema hidráulico proposto. Posteriormente, poderá então simular-se o funcionamento do circuito a realizar controlo de fase.

Para efeito de análise da simulação, vão então ser considerados quatro intervalos de tempo distintos, como enunciado de seguida.

1. $t \in [0, 0.125[$ - Sistema parado
2. $t \in [0.125, 1.125[$ - Válvula direcional aberta
3. $t \in [1.125, 3.125[$ - Válvula direcional fechada
4. $t \in [3.125, 4.125]$ - Válvula direcional aberta

Espera-se que no segundo intervalo de tempo, as pressões nas câmaras variem pouco, apenas devido à perda de carga na válvula direcional, ficando longe de atingir a pressão suficiente para abrir a válvula limitadora de pressão.

No terceiro intervalo de tempo, prevê-se que a válvula limitadora de pressão abra devido ao elevado aumento de pressão na câmara a sofrer redução de volume e simultaneamente, o acumulador deverá fornecer caudal à câmara a sofrer expansão de volume, impedindo que a pressão nessa câmara desça à pressão atmosférica.

No quarto intervalo de tempo, espera-se que com a abertura da válvula direcional, as pressões nas câmaras tendam para uma nova pressão de equilíbrio, que será a pressão média entre ambas.

As figuras 3.17, 3.18 e 3.19 ilustram as variações da pressão, módulo de compressibilidade e massa volúmica para cada uma das câmaras, respetivamente. A figura 3.20 permite verificar a existência de conservação de massa. A tabela 3.6 apresenta os valores numéricos relevantes para justificar algumas conclusões apresentadas de seguida.

Tabela 3.6: Valores de pressão, massa volúmica e módulo de compressibilidade

Primeira Simulação - Validação do Circuito Hidráulico									
T_{tempo} (s)	x (mm)	v (m/s)	P_A (bar)	P_B (bar)	ρ_A (kg/m ³)	ρ_B (kg/m ³)	β_A (bar)	β_B (bar)	Notas
0	0	0	10	10	875	875	11880	11880	
0.125	50	0	10	10	875	875	11880	11880	1º
0.25	0	-0.63	10.87	9.13	875.1	874.9	11920	11821	Ciclo
0.375	-50	0	10	10	875	875	11880	11880	VD
0.5	0	0.63	9.13	10.87	874.9	875.1	11821	11920	Aberta
1.125	50	0	10	10	875	875	11880	11880	1º
1.25	0	-0.63	231.4	2.56	891.3	874.4	12000	8307.1	Ciclo
1.375	-50	0	210.8	5.9	889.8	874.7	12000	11207	VD
1.5	0	0.63	2.56	231.4	874.4	891.3	8307.1	12000	Fech.
3.125- δt	50	≈ 0	5.9	210.9	874.7	889.8	11207	12000	
3.125	50	0	16.09	16.09	875.45	875.45	11993	11993	VD Aberta
3.25	0	-0.63	16.96	15.22	875.51	875.38	11995	11989	
3.375	-50	0	16.09	16.09	875.45	875.45	11993	11993	
3.5	0	0.63	15.22	16.96	875.38	875.51	11989	11995	

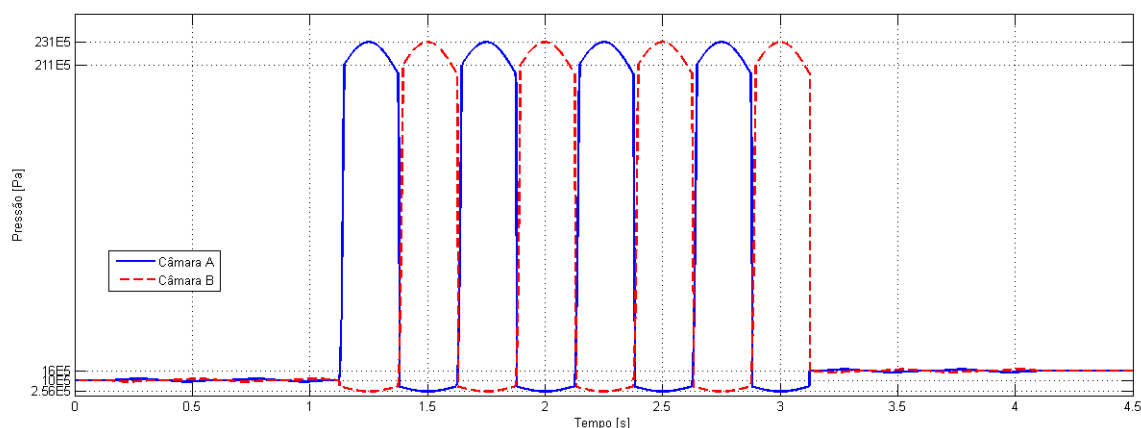


Fig. 3.17: Variação de pressão na primeira simulação

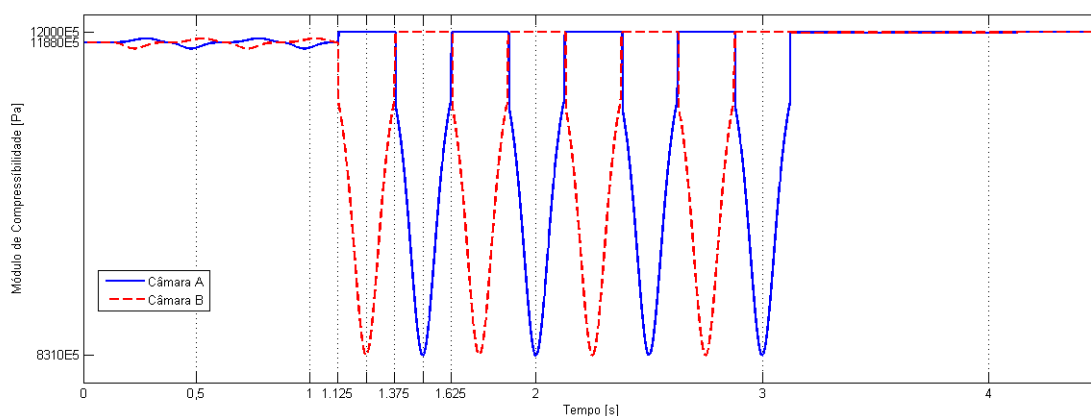


Fig. 3.18: Variação do módulo de compressibilidade na primeira simulação

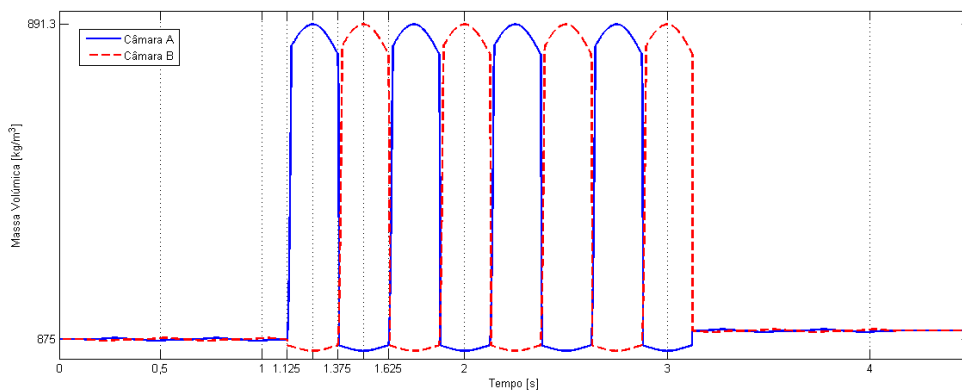


Fig. 3.19: Variação da massa volúmica na primeira simulação

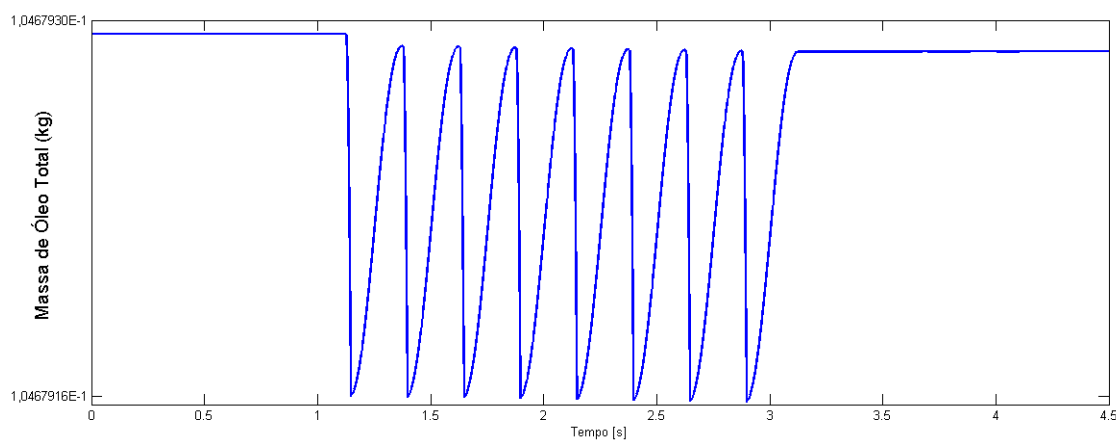


Fig. 3.20: Massa de óleo total em função do tempo

Analisando o segundo intervalo de tempo, é possível concluir que o sistema se comporta da forma prevista, com a pressão nas câmaras a oscilar entre 9.13 bar e 10.87 bar, a massa volúmica a apresentar uma variação mínima correspondente à variação de pressão e o módulo de compressibilidade a oscilar entre 11821 bar e 11920 bar.

A partir do instante $t = 1.125s$ fechou-se a válvula direcional e até $t = 1.25s$, o êmbolo desloca-se do extremo direito até à posição central em velocidade crescente, comprimindo a câmara A e elevando a sua pressão até aproximadamente 211 bar, momento em que a limitadora de pressão abre e começa a fornecer caudal ao nó T. No entanto, o caudal que esta válvula deixa passar não é suficiente para contrariar a redução de volume da câmara A, pelo que a pressão neste ponto, atinge um máximo de 231 bar. Note-se que este intervalo de tempo é crítico porque, como foi exposto, o termo $A.v$ tem uma grande influência na variação de pressão e neste intervalo, a velocidade está a aumentar e atinge um máximo. Paralelamente a este acontecimento, a câmara B está a sofrer um aumento de volume e, conseqüentemente, a sua pressão está a aproximar-se da pressão atmosférica, momento em que o acumulador começa a fornecer caudal a esta câmara definindo um limite inferior de pressão igual a 2.56 bar.

De $t = 1.125s$ até $t = 1.375s$, a velocidade decresce e portanto a pressão na câmara A desce para 210.8 bar (*VLP* continua a retirar caudal da câmara), enquanto que a pressão na câmara B, sobe ligeiramente para os 5.9 bar (acumulador continua a fornecer caudal a esta câmara). A partir de $t = 1.375s$, o ciclo inverte-se e os resultados são simétricos.

No intervalo de tempo descrito nos dois parágrafos anteriores, o módulo de compressibilidade oscilou entre 8307.1 bar e 12000 bar, enquanto que a massa volúmica oscilou entre 874.4 kg/m^3 e 891.3 kg/m^3 , valores significativos que salientam a importância de terem sido devidamente modelados. Os resultados observados até então, correspondem à previsão e o circuito encontra-se a funcionar como pretendido.

Para a análise do quarto intervalo de tempo, considere-se o instante imediatamente antes de se abrir a válvula direcional, $t = 3.125 - \delta t$. A velocidade é praticamente nula e o êmbolo encontra-se encostado ao extremo direito, sendo a pressão na câmara B igual a 210.9 bar e a pressão na câmara A igual a 5.9 bar. No instante $t = 3.125\text{s}$, a velocidade já é nula, ou seja, o cilindro atingiu o estado de inversão de movimento e não existe nenhuma força a atuar, isto é, atinge-se momentaneamente o estado de equilíbrio inicial e abre-se a válvula direcional. Ao contrário do que se previra anteriormente, neste instantes ambas as câmaras atingem uma nova pressão de equilíbrio, no valor de 16.09 bar, que é superior ao valor inicial de 10 bar. A variação da pressão média é um fator importante no desempenho do sistema, pelo que será analisado com mais cuidado no subcapítulo seguinte.

Note-se que, na figura 3.20, apesar de existir uma perda permanente de massa total de óleo, considera-se que existe conservação da massa, uma vez que esta variação é devida a erros numéricos, está a ocorrer na sétima casa decimal e é distinta da deriva observada anteriormente.

3.5.1.1 Variação da pressão média

Analise-se primeiro, o motivo pelo qual a pressão não voltou aos 10 bar previstos, através da figura 3.21 apresentada de seguida.

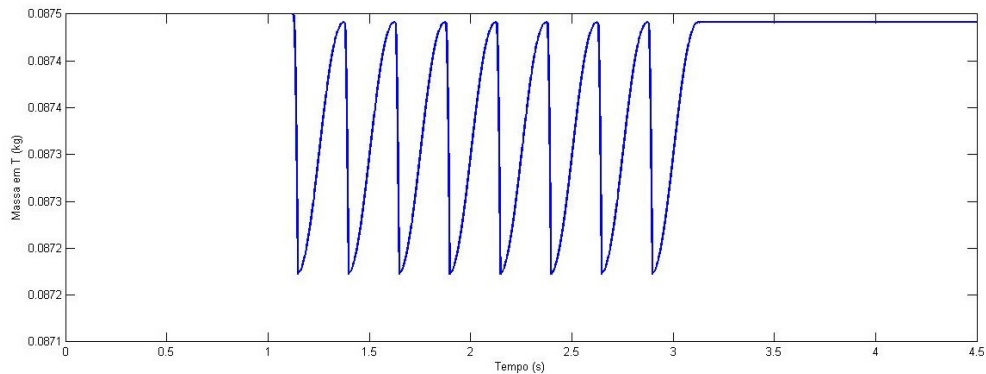


Fig. 3.21: Variação de massa de óleo no acumulador

Houve uma pequena quantidade de massa de óleo, na quinta casa decimal do *kg*, que saiu permanentemente do acumulador logo após o primeiro ciclo, em que este cedeu caudal às câmaras, em $t = 1.125\text{s}$. Este resultado é corroborado pela evolução de pressão no nó T, apresentado na figura 3.22.

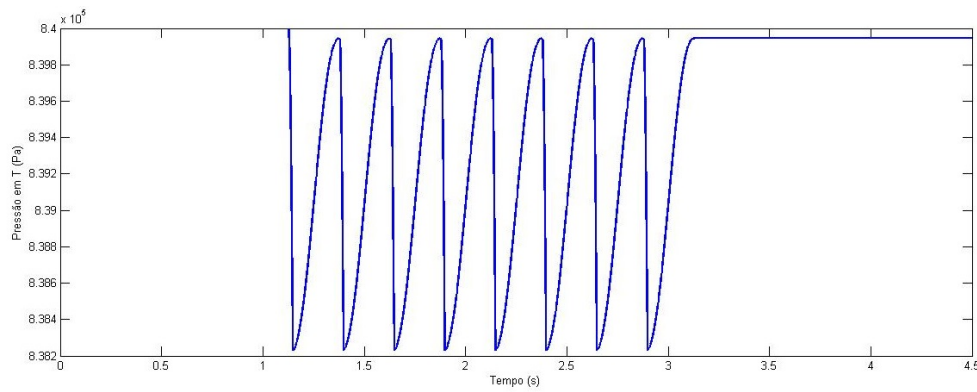


Fig. 3.22: Variação de pressão no acumulador

Na figura 3.22, a pressão no acumulador desce de 8.4 bar para um valor ligeiramente inferior, o que justifica a perda de massa de óleo apresentada na figura 3.21. Assim, analisou-se a soma de massa de óleo nas câmaras A e B para perceber se efetivamente existiu um aumento na mesma ordem de grandeza, respeitando assim a lei da conservação da massa. A figura 3.23 expõe essa soma.

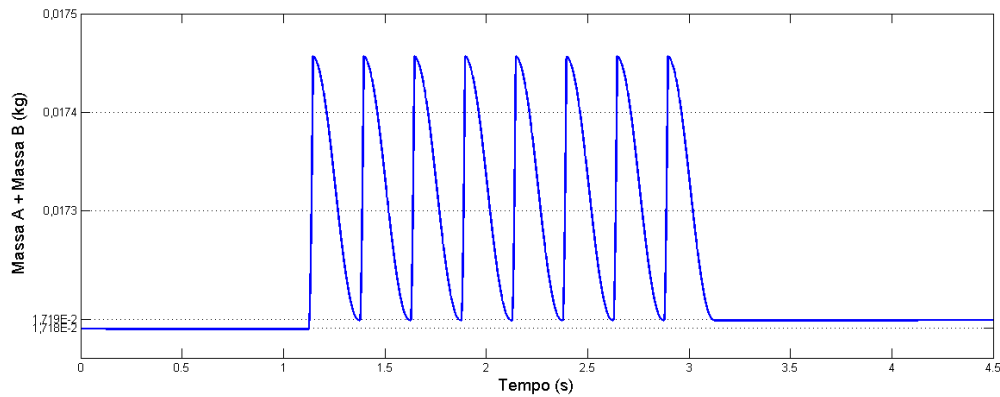


Fig. 3.23: Soma de massa de óleo nas câmaras A e B

Pela figura anterior, percebe-se que a massa de óleo dentro das câmaras no final da simulação, é ligeiramente superior à observada no início da mesma, existindo uma variação na quinta casa decimal. Esta variação não advém de um erro numérico porque, contrariamente à deriva observada na violação da lei da conservação da massa, esta é uma transferência de massa permanente. Confirmou-se portanto, que a massa de óleo que saiu permanentemente do acumulador, efetivamente entrou nas câmaras, aumentando a pressão de equilíbrio de 10 bar para 16.09 bar.

A ideia apresentada no parágrafo anterior e a análise da oscilação de massa de óleo nas câmaras, observada na figura 3.23, levanta uma questão acerca da existência de uma eventual dependência entre a pressão média e o instante de tempo em que se abre a válvula direcional após um certo período fechada. Caso se confirme, este é um fator que irá condicionar o comportamento do circuito hidráulico a funcionar como travão e que poderá implicar submeter o sistema a um procedimento prévio, para estabelecer a pressão média.

Neste sentido, aproveitou-se a simulação anteriormente realizada e inseriram-se algumas condições na comutação da válvula a partir do instante $t = 3s$, que se encontram

expostas de seguida.

1. Abre-se a válvula direcional quando a velocidade é máxima, em $t = 3s$ e mantém-se a imposição de movimento sinusoidal exposta na figura 3.16;
2. Fecha-se a válvula direcional em $t = 4.125s$;
3. Abre-se a válvula direcional antes da velocidade ser máxima, em $t = 4.495s$;
4. Volta-se a fechar a válvula direcional em $t = 5.125s$;
5. Abre-se a válvula direcional quando a soma de massa de óleo nas câmaras A e B é máxima, ou seja, em $t = 5.3975s$;
6. Cessa-se o movimento em $t = 6.125s$.

Os resultados da simulação relativos à pressão nas câmaras A e B estão ilustrados na figura 3.24. A soma da massa de óleo nas câmaras A e B está representada na figura 3.25.

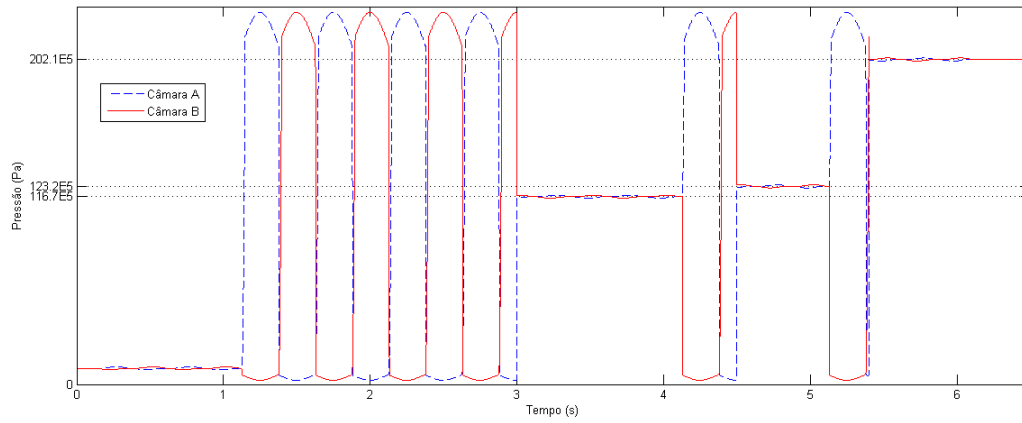


Fig. 3.24: Variação da pressão média nos nós A e B

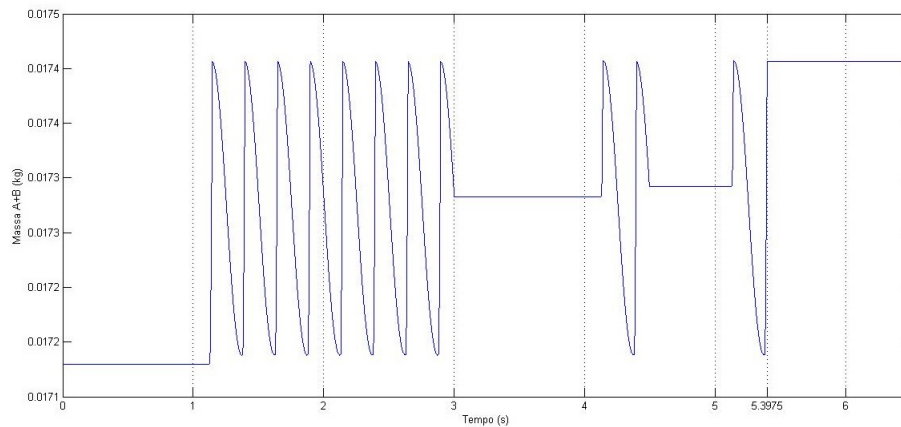


Fig. 3.25: Variação de massa nas câmaras A e B

Pela análise das figuras anteriores, é possível concluir que existe uma notória dependência entre a pressão média do circuito e a posição do êmbolo quando se abre a válvula direcional. A ação número 5 da lista anterior, garante a maior pressão média, de

202.1 bar, e é justificável por ser a ação que garante a maior retenção de óleo nos nós A e B, para um volume constante. Note-se que este instante ocorre quando a válvula limitadora de pressão ainda não abriu, no entanto, já existe óleo a entrar numa das câmaras, através da válvula de retenção R_3 ou R_4 . As ações número 1 e 3 garantem uma pressão média de 116.7 bar e 123.2 bar, respetivamente, valores também justificáveis pelo valor de massa de óleo presente nas câmaras, visível na figura 3.25.

Esta simulação revela-se importante, no sentido em que salienta a necessidade de perceber como é que a pressão média irá variar quando o circuito hidráulico estiver a realizar controlo de fase, com sucessivas travagens em períodos imprevisíveis, já que dependem da excitação a que a estrutura principal está sujeita. É possível concluir que a pressão média irá variar constantemente durante a utilização deste circuito, uma vez que será impossível garantir que a válvula direcional abra precisamente num valor de deslocamento do êmbolo previamente escolhido.

Assim, a hipótese de submeter o circuito a um procedimento prévio para estabelecer um determinado valor da pressão média de funcionamento deixa de fazer sentido, estabelecendo-se um novo objetivo de observar a variação de pressão média em casos críticos de funcionamento, algo que será simulado e comentado no próximo subcapítulo.

3.5.2 Funcionamento como travão hidráulico

Neste subcapítulo serão simulados os casos críticos de funcionamento, considerando a presença da força máxima fornecida nos dados de projeto, quando se impõem travagens ao sistema hidráulico semelhantes às observadas na literatura [2]. Para validar o circuito hidráulico a funcionar nestas condições, serão consideradas as duas hipóteses de controlo de fase descritas no capítulo 1.4, isto é, em atraso de fase e em avanço de fase.

3.5.2.1 Simulação em atraso de fase

Quando se deteta um atraso de fase entre o *TMD* e a estrutura em vibração, é necessário travar abruptamente o movimento do primeiro, uma vez que a estrutura já se encontra a passar no ponto central e o *TMD* ainda não atingiu o ponto morto superior ou inferior (situação em que a fase é -90°). Conseguindo-se anular o deslocamento do *TMD*, solta-se o travão e o sentido do seu movimento inverte-se.

No momento em que se fechar a válvula direcional a velocidade será não-nula, pelo que deverá existir, naturalmente, dissipação de energia sob a forma de calor. A abordagem a este tipo de travagem foi feita considerando que, no momento em que se fecha a válvula direcional, entra em ação uma força de inércia proveniente da massa móvel, cujo valor máximo de 2000 N, foi apresentado na tabela 3.1.

O efeito da travagem será considerado através do deslocamento provocado no êmbolo por compressibilidade do óleo, gerado pela força de inércia da massa móvel. Este deslocamento dará origem a variações de pressão nas câmaras, de acordo com as seguintes equações:

$$\Delta P_{max} = \frac{F_{max}}{A} \quad (3.76)$$

$$\Delta P_{max} = \frac{2000}{1.767 \cdot 10^{-4}} \quad (3.77)$$

$$\Delta P_{max} = 113,19 \text{ bar} \quad (3.78)$$

A equação que relaciona o módulo de compressibilidade com a variação de volume e de pressão é dada por: [32]

$$\beta = -V \frac{dP}{dV} \quad (3.79)$$

Integrando os termos de pressão é possível obter:

$$-\beta \int_{V_0}^{V_1} \frac{1}{V} dV = \int_{P_0}^{P_1} dP \quad (3.80)$$

$$-\beta (\log V_1 - \log V_0) = \Delta P \quad (3.81)$$

Sabendo que V_0 corresponde ao volume inicial de uma câmara, cujo valor foi apresentado no subcapítulo 3.4, ΔP calculado na equação 3.78 e o módulo de compressibilidade máximo igual a 12000 *bar*, calcula-se o volume da câmara no estado 1, V_1 .

$$-12000 \cdot 10^5 (\log V_1 - \log 9.8167 \cdot 10^{-6}) = 113.19 \cdot 10^5 \quad (3.82)$$

$$V_1 = 9.72454 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \quad (3.83)$$

Conhecendo o volume e a posição do êmbolo em ambos os estados, calcula-se o deslocamento do êmbolo durante o período de absorção da energia cinética proveniente da massa móvel.

$$x_0 - x_1 = 0.0556 - 0.0550 = 5.2156 \cdot 10^{-4} \text{ m} \quad (3.84)$$

$$\Delta x = 0.52156 \text{ mm} \quad (3.85)$$

A partir do instante em que se fecha a válvula, o êmbolo irá percorrer 0,52 *mm* até se imobilizar, invertendo-se o movimento apenas depois de cumprido este deslocamento relativo à compressão do óleo. À frequência de 2 Hz, um quarto de período - $T/4$ - são 0.125 segundos, a simulação foi projetada para contemplar as seguintes situações:

- Fechar a válvula direcional quando decorreu 50% de $T/4$;
- Fechar a válvula direcional quando decorreu 70% de $T/4$;
- Fechar a válvula direcional quando decorreu 90% de $T/4$.

A escolha destas três situações tem como objetivo explorar a variação de pressão média observada no subcapítulo 3.5.1.1, ou seja, no momento de abertura da válvula direcional, a massa de óleo dentro das câmaras será diferente para as três situações. Paralelamente a este fenómeno, prevê-se a existência de picos de pressão durante a compressão do óleo, forçando as válvulas de retenção e a limitadora de pressão a abrir.

Os perfis de deslocamento (a traço cheio) e de velocidade (a traço ponto) impostos, tendo em conta as considerações anteriormente mencionadas, encontram-se expostos na figura 3.26, bem como a função de comutação da válvula direcional (a traço interrompido).

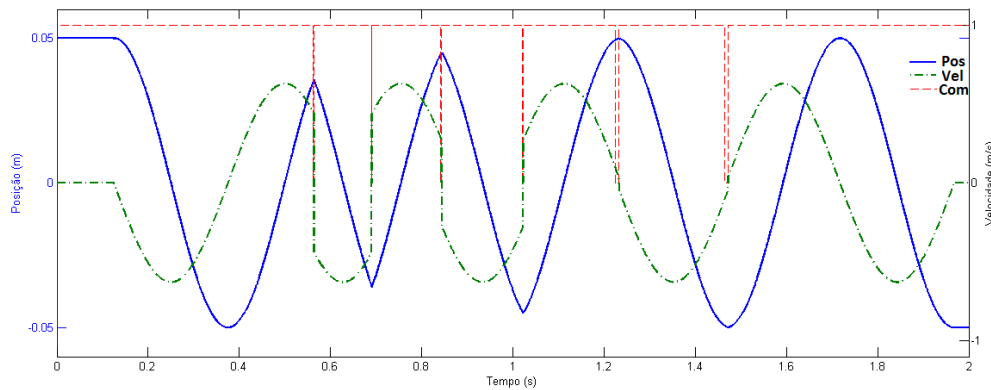


Fig. 3.26: Posição, velocidade e função de comutação da válvula direcional

Nos pontos seguintes descreve-se temporalmente, a sequência de travagem efetuada quando a amplitude é positiva, ocorrendo o simétrico quando a amplitude é negativa.

1. Movimento inicia-se em $t = 0.125$ s, a uma amplitude máxima de 0.05 m (êmbolo encostado ao extremo direito);
2. Durante o intervalo $t \in [0.125, 0.5625]$, x é dado por $A \sin(\omega t)$;
3. Em $t = 0.5625$ s, atinge-se 50% de $T/4$ e fecha-se a válvula direcional até que se cumpra o deslocamento relativo à compressibilidade do óleo;
4. Em $t = 0.56368$ s, abre-se a válvula direcional e inverte-se o movimento;
5. Em $t = 0.8422$ s, atingem-se 70% de $T/4$ e fecha-se a válvula direcional até que se cumpra o deslocamento relativo à compressibilidade do óleo;
6. Em $t = 0.84409$ s, abre-se a válvula direcional e inverte-se o movimento;
7. Em $t = 1.2247$ s, atingem-se 90% de $T/4$ e fecha-se a válvula direcional até que se cumpra o deslocamento relativo à compressibilidade do óleo;
8. Em $t = 1.23232$ s, abre-se a válvula direcional e inverte-se o movimento;
9. A partir de $t = 1.47225$ s, cessam-se as travagens e em $t = 1.96768$ s, cessa-se o movimento.

Observou-se a evolução de pressões nas câmaras, por forma a confirmar que a pressão máxima não é excedida em situações extremas, estando este resultado exposto na figura 3.27.

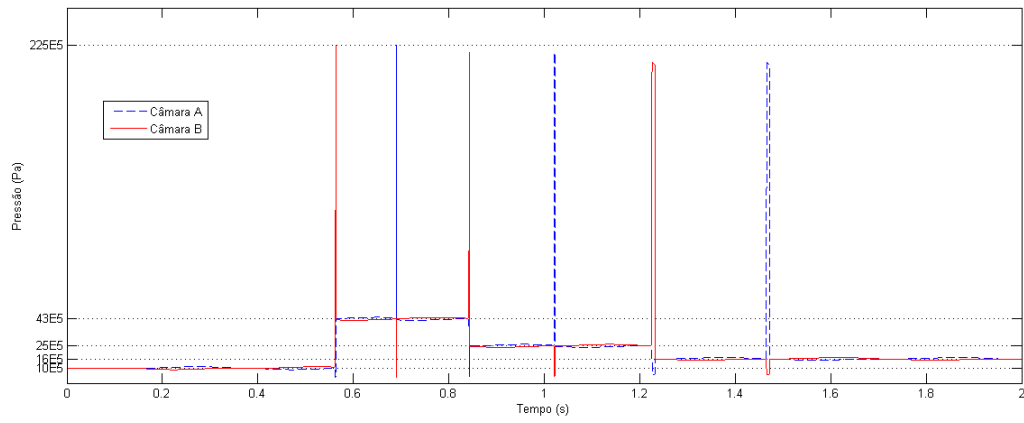


Fig. 3.27: Variação de pressão nas câmaras durante a simulação do movimento em atraso de fase

A pressão máxima nas câmaras não excede o patamar de 225 *bar*, indiciando o bom funcionamento da válvula limitadora de pressão. A pressão mínima nunca desce abaixo dos 3 *bar*, sugerindo também, que tanto o acumulador como as válvulas de retenção R_3 e R_4 , estarão a funcionar como o previsto.

Quanto à pressão média, obtém-se um máximo de 43 *bar* para a travagem a 50% de $T/4$, ficando nos 25 *bar* para os 70% e 16 *bar* para os 90%. Estes resultados indicam, à priori, que a pressão média nunca irá, em casos críticos e consecutivos, aumentar de forma descontrolada, uma vez que se ilustrou novamente a sua dependência da posição do êmbolo quando é aberta a válvula direcional, tendo sido o caso mais crítico caracterizado na validação do modelo hidráulico.

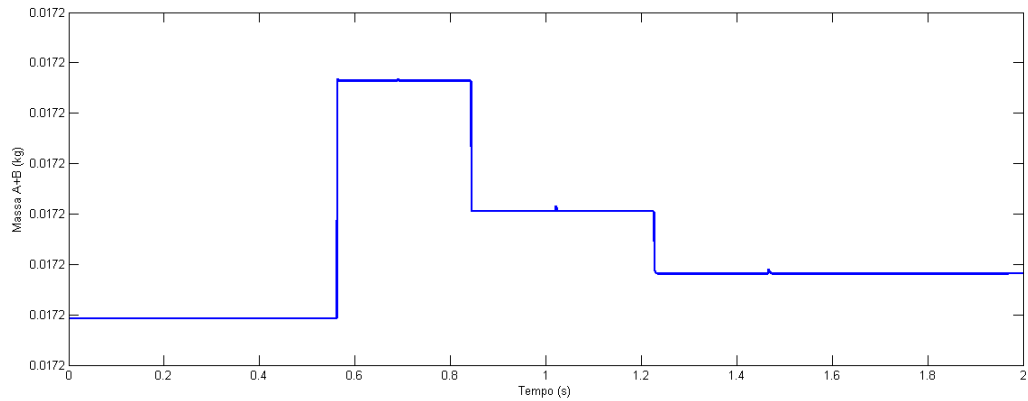


Fig. 3.28: Soma de massa de óleo nas câmaras durante a simulação do movimento em atraso de fase

A figura 3.28 vinca a conclusão retirada no subcapítulo 3.5.1.1 relativamente à dependência entre a massa de óleo nas câmaras e a pressão média. De facto, quanto maior for a massa retida dentro do atuador no momento de abertura da válvula direcional, maior será a pressão média.

Na figura 3.29 relacionam-se os caudais da válvula limitadora de pressão (por ação da câmara A), o caudal da válvula de retenção R_4 (adjacente à câmara A) e o caudal do acumulador.

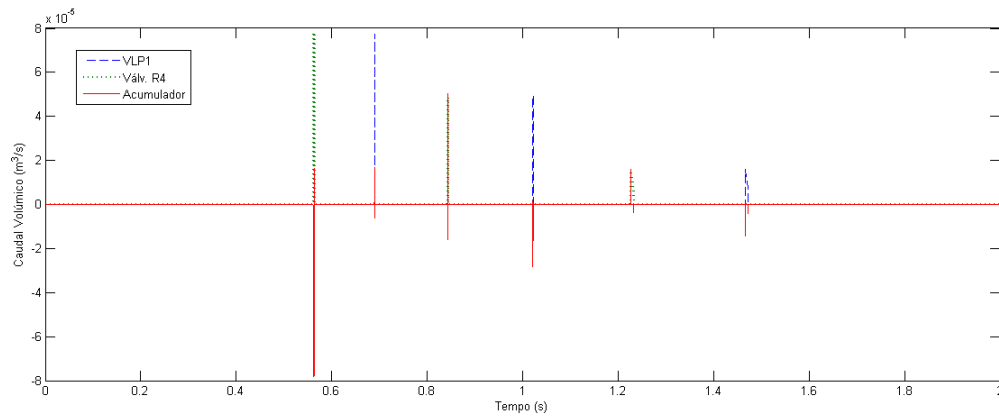


Fig. 3.29: Caudal da válvula limitadora de pressão, de retenção R_4 e acumulador durante a simulação do movimento em atraso de fase

Analisando a primeira travagem, em $t = 0.5625$ s, observa-se que a câmara A sofre uma ligeira expansão originando uma redução de pressão. O acumulador cede caudal à válvula de retenção R_4 que, com a injeção de óleo, contraria e mantém a pressão nessa câmara acima da pressão atmosférica. Embora não seja possível perceber com clareza em que situações o acumulador carrega ou descarrega, observa-se uma alternância entre o caudal da válvula de retenção e o caudal da limitadora de pressão por ação da câmara A, como seria de esperar.

Encontra-se ilustrado o bom funcionamento do circuito hidráulico quando sujeito a travagens críticas características do atraso de fase. A pressão média irá oscilar entre o valor mínimo e máximo estipulado, não havendo qualquer problema a longo prazo.

3.5.2.2 Simulação em avanço de fase

Como referido anteriormente, diz-se que o *TMD* se encontra em avanço de fase em relação à estrutura principal, quando este já se encontra no ponto de amplitude máxima (em módulo) e a estrutura ainda não atingiu a posição central. Neste caso, pretende-se travar o *TMD* no ponto de amplitude máxima até que a estrutura passe na origem do referencial, restabelecendo a fase entre os dois a -90° . Cumprida a anterior condição, solta-se o travão e o movimento do *TMD* reinicia-se.

O ponto de amplitude máxima em módulo é, naturalmente, um ponto de inversão do movimento onde a velocidade é nula, facilitando a travagem nesse momento. Porém, em situação de bloqueio nesse ponto, no instante imediatamente a seguir, o *TMD* deveria começar a mover-se na direção contrária (mantendo-se a excitação na estrutura principal), gerando uma força crescente no sistema, que terá de ser suportada pelo mesmo enquanto não se tiver atingido o desfasamento ideal, altura em que a válvula poderá voltar a ser aberta.

O deslocamento e a função de comutação da válvula, foram modelados partindo do princípio exposto no subcapítulo 3.5.2.1 anterior, onde se considera um deslocamento no êmbolo relativo à compressibilidade do óleo, para a força máxima de 2000 N. A válvula será fechada nos pontos máximos e mínimos de deslocamento durante um valor arbitrado, igual a um oitavo de período, $T/8$, e durante este intervalo de tempo, o êmbolo irá deslocar-se 0,52 mm, originando uma variação de pressão significativa em ambas as câmaras.

Pretende-se cumprir algumas travagens consecutivas para clarificar a variação de pressão média, observar a sua variação e retirar ilações acerca do seu comportamento. Será também importante distinguir os resultados obtidos na simulação anterior, em atraso de fase, com os que serão obtidos em avanço de fase.

O perfil de deslocamento, velocidade e a função de comutação da válvula impostos, encontram-se representados na figura 3.30. A posição está representada a traço cheio e escala em metros, à esquerda; a velocidade a traço-ponto com escala em metros por segundo, à direita; e a comutação da válvula, a traço interrompido, varia entre 0 e 1.

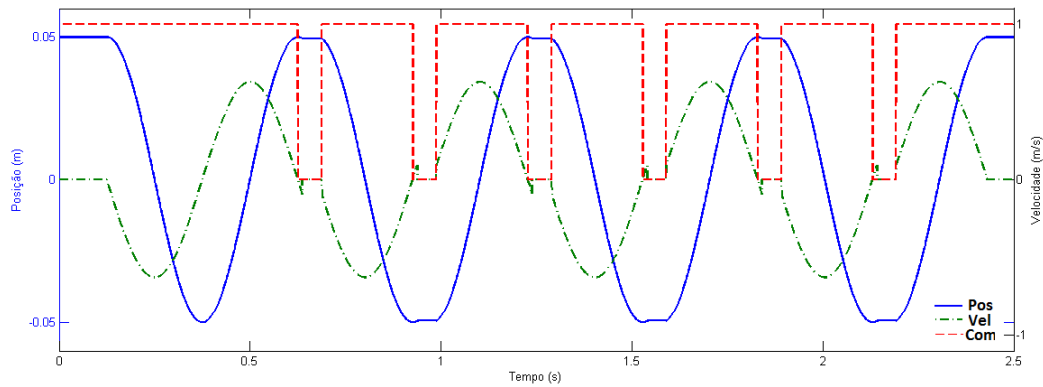


Fig. 3.30: Posição, velocidade e função de comutação da válvula direcional durante a simulação do movimento em avanço de fase

A amplitude máxima é, em módulo, 50 mm e a velocidade máxima, também em módulo, 0.63 m/s . A simulação divide-se nos seguintes intervalos de tempo:

1. Movimento inicia-se em $t = 0.125 \text{ s}$;
2. Realiza-se um ciclo completo com a válvula direcional aberta, até $t = 0.625 \text{ s}$;
3. No ponto de inversão de movimento fecha-se a válvula direcional durante um oitavo do período, ou seja, 0.0625 segundos. A amplitude fica constante após ter sido cumprido o deslocamento relativo à compressibilidade do óleo;
4. Abre-se a válvula direcional em $t = 0.6875 \text{ s}$, até que o deslocamento atinja o ponto morto inferior, em $t = 0.9375 \text{ s}$;
5. Repete-se o procedimento referido no item 3 para os próximos pontos de inversão do movimento, criando travagens consecutivas;
6. Cessa-se o movimento em $t = 2.43 \text{ s}$, no ponto morto superior.

Na figura 3.31 representa-se a variação de pressão nas câmaras A e B do atuador hidráulico.

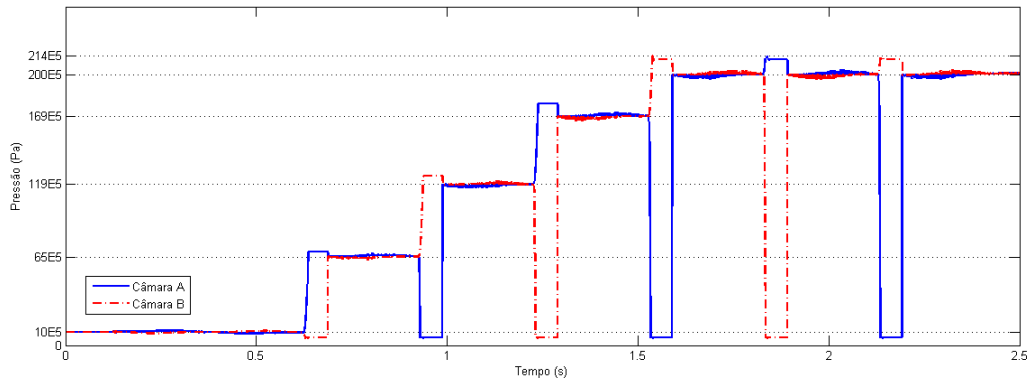


Fig. 3.31: Variação de pressão nas câmaras durante a simulação do movimento em avanço de fase

Observa-se uma variação de pressão média crescente, com incrementos de cerca de 55 bar ao longo das consecutivas travagens, até se atingir a pressão média máxima de 200 bar. A partir deste momento, a pressão média estabiliza neste patamar máximo, independentemente do número de travagens subsequentes. O resultado desta simulação é um tanto surpreendente, pois esperava-se obter algo semelhante ao observado na simulação do movimento em atraso de fase, na figura 3.27.

Foi exposto anteriormente que a pressão média depende diretamente da posição do êmbolo no momento em que se abre a válvula direcional (depois deste se ter movido com a válvula fechada), devido à massa de óleo retida dentro das duas câmaras. Uma vez que, na simulação decorrida, a válvula direcional está a ser aberta em todas as travagens para o mesmo valor absoluto de deslocamento do êmbolo, previa-se uma pressão média constante, tal como foi observado no intervalo $t \in [0.5625, 0.8422]$ da figura 3.27, por exemplo.

A crescente pressão média da figura 3.31 justifica-se novamente pela massa de óleo retida dentro das câmaras após cada travagem. O deslocamento do êmbolo devido à compressibilidade de óleo que ocorre quando a válvula está fechada, dá-se a uma velocidade reduzida porque o movimento acabou de ser invertido e está a começar a crescer na direção contrária. Esta velocidade origina uma variação de pressão nas câmaras (devido ao caudal de velocidade) que não é suficiente para abrir a válvula limitadora de pressão - 55 bar - mas que é suficiente para o acumulador injetar caudal na câmara a sofrer expansão de volume. Assim, cada travagem consequente força o incremento de massa de óleo retida nas câmaras, provocando um aumento consecutivo da pressão média.

Quando se atinge a pressão média de 169 bar, a variação de pressão devido à próxima travagem, já excede a pressão máxima definida pela limitadora de pressão, forçando-a a abrir e a libertar massa de óleo novamente para o acumulador. A partir deste patamar, todas as travagens serão iguais, atingindo-se o regime permanente e o estado de equilíbrio entre a massa de óleo nas câmaras e no acumulador, estabilizando a pressão média nos 200 bar.

A figura 3.32 representa a comparação entre a soma de massa de óleo nas câmaras A e B (traço cheio) e a massa de óleo em T, no acumulador (traço interrompido). A figura 3.33 compara o caudal volúmico nas válvulas de retenção R_3 , R_4 com o caudal na válvula limitadora de pressão. Os resultados vão de encontro com a explicação do parágrafo anterior.

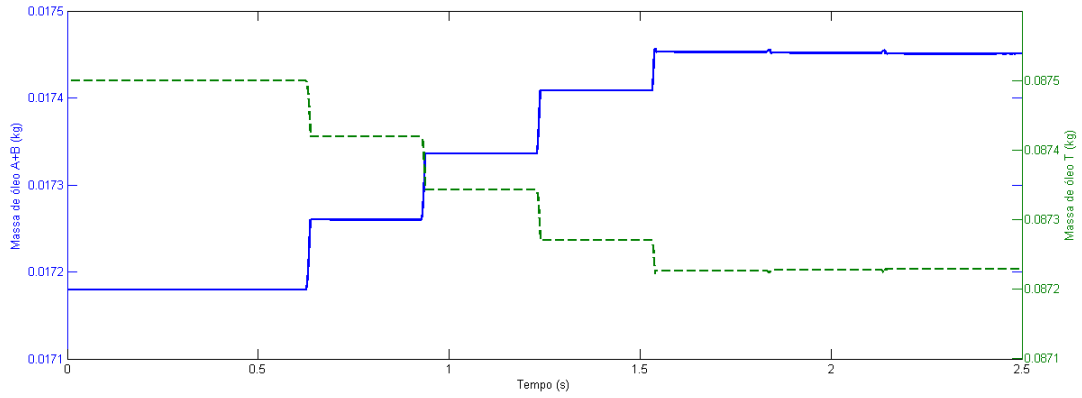


Fig. 3.32: Comparação entre a massa de óleo nas câmaras com a massa de óleo no acumulador

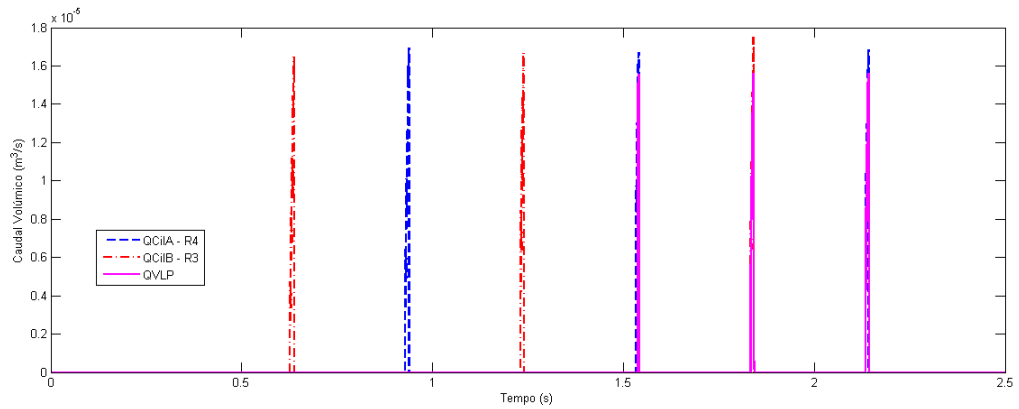


Fig. 3.33: Comparação entre o caudal volúmico nas válvulas de retenção e na limitadora de pressão

Como se pode observar, nas três primeiras travagens apenas as válvulas de retenção R_3 e R_4 passam caudal para dentro das câmaras, provocando um aumento de massa de óleo nesses nós e um decréscimo de massa no acumulador (linha a traço interrompido). A partir da quarta travagem, a limitadora de pressão abre, existindo caudal a sair para o acumulador e a entrar para as câmaras em simultâneo, provocando um equilíbrio e uma estabilização de massa de óleo nas câmaras, o que se traduz numa pressão média constante.

Conclui-se o presente subcapítulo, com a convicção de que não existe nenhum problema a apontar ao funcionamento do circuito hidráulico, quando se simula um movimento e travagem em avanço de fase. Como conclusão geral das simulações, crê-se ter-se criado uma base de sustentação sólida e suficiente para se afirmar que o circuito hidráulico funciona como pretendido nos dois casos de desfase simulados.

3.6 Atrito nos vedantes

No presente subcapítulo pretende-se aferir a influência da força de atrito no movimento livre do atuador hidráulico. O atrito é gerado pelo contacto entre os vedantes hidráulicos e a parede interna do cilindro. Os vedantes foram escolhidos tendo em conta que esta é uma aplicação hidráulica de baixa/média carga, e que os vedantes são bidirecionais de

baixo atrito.

Escolheu-se o vedante de êmbolo a partir do catálogo [33], do fabricante *Simrit*, e os dois vedantes de haste no catálogo [34] do fabricante *Trelleborg*, com as propriedades geométricas expostas na tabela 3.7. Ambos os vedantes aguentam temperaturas até 200°C , sendo o anel adjacente ao *O'ring* fabricado em Teflon.

Tabela 3.7: Propriedades geométricas dos vedantes hidráulicos de baixo atrito

Tipo de Vedação	Diâmetro Externo (mm)	Diâmetro Interno (mm)	Largura (mm)	Referência
Bidirecional de êmbolo	25	17,5	3,2	24258030-PTFE B602
De haste	26,2	20	4,8	RDD200200-T46N

Para estimar a força radial que a pressão de expansão do *o'ring* está a exercer sobre o anel em teflon, que por sua vez exerce na parede interna do cilindro, utilizou-se a abordagem mencionada na referência [27]. Pretende-se aferir um valor para o atrito de *Coulomb*, com base na multiplicação dessa força radial por um coeficiente de atrito entre o teflon e o aço do cilindro.

$$F_a = \mu_{aco-teflon} \cdot F_r \quad (3.86)$$

O coeficiente de atrito entre o teflon e o aço, $\mu_{aco-teflon}$, foi consultado na referência [35] e toma o valor 0,04 para superfícies lubrificadas. A força radial, F_r , obtém-se relacionando uma variação de pressão entre câmaras (máxima para o caso crítico) e a área de contacto do vedante com a parede interna do cilindro, com um coeficiente de segurança de aproximadamente 1,25. Considerou-se que ΔP tomará o valor crítico de 250 bar.

$$F_r = A_{ved} \cdot \Delta P \quad (3.87)$$

As áreas de contacto entre os vedantes e a parede interna do cilindro, A_{vedemb} , para o vedante de êmbolo e A_{vedhas} , para o vedante de haste, foram calculadas supondo que apenas metade da superfície cilíndrica dos vedantes está a exercer uma força radial na parede, F_{remb} e F_{rhas} respetivamente, devido à geometria e à elasticidade do *o'ring*, que força esse contacto [27]. Para os dados da tabela 3.7, os valores obtidos expõem-se de seguida.

$$A_{vedemb} = 5,02 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$F_{remb} = 125,66 \text{ N}$$

$$A_{vedhas} = 6,03 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2$$

$$F_{rhas} = 135,11 \times 2 = 270,22 \text{ N}$$

$$F_r = 395,88 \text{ N} \quad (3.88)$$

Com o intuito de perceber o impacto do atrito estimado no movimento livre do atuador, isto é, quando a válvula direcional está aberta, realizou-se uma nova simulação onde se cumprem dois ciclos com os perfis de posição e velocidade observados na figura 3.34.

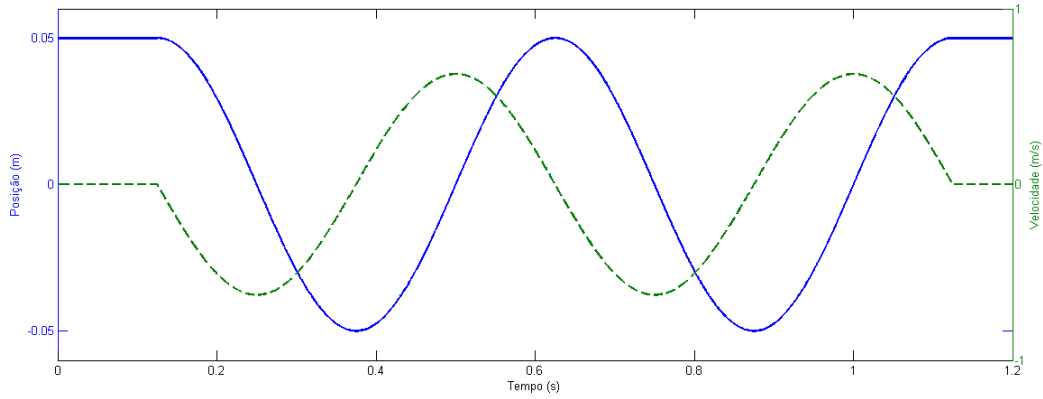


Fig. 3.34: Perfil de deslocamento e velocidade em movimento livre

A variação de pressão nas câmaras está representada na figura 3.35.

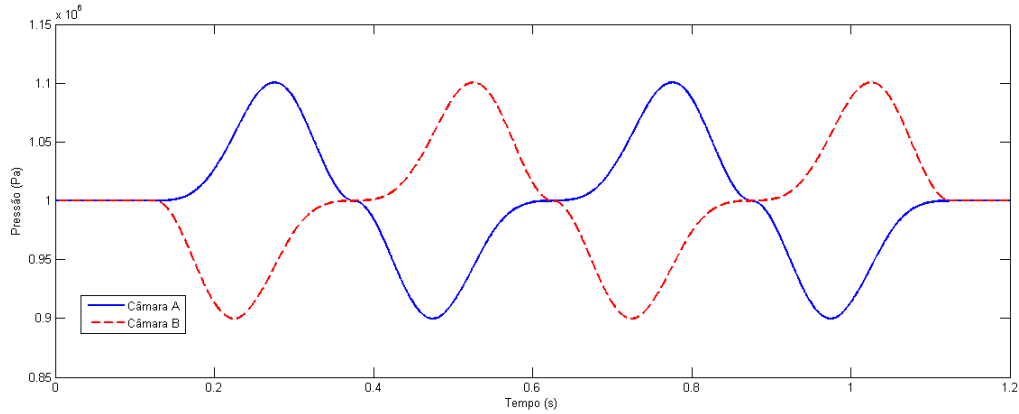


Fig. 3.35: Variação de pressão nas câmaras A e B

Multiplicou-se a diferença de pressão entre câmaras pela área útil do cilindro hidráulico, obtendo-se a força que está a ser exercida para que este se mova. A este valor soma-se a força de atrito obtida na equação 3.88, com o sinal contrário ao movimento, dado que a fricção é uma força que se opõe ao movimento. A força resultante está representada na figura 3.36.

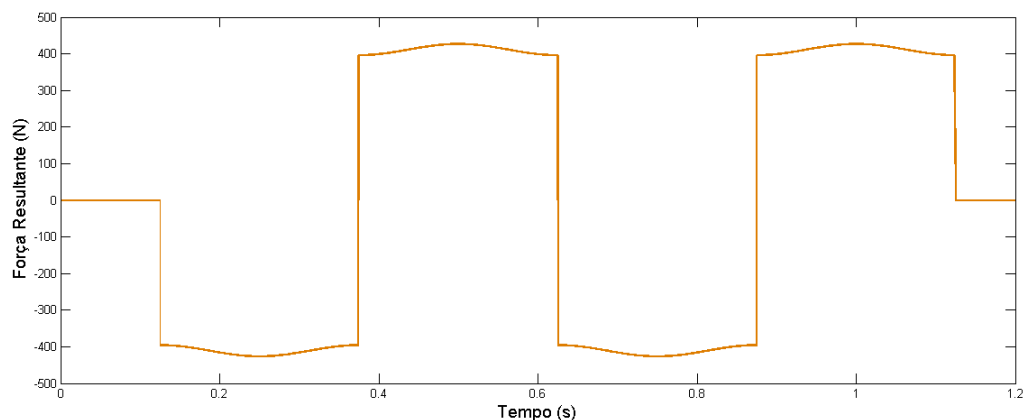


Fig. 3.36: Carga resultante que o atuador hidráulico exerce na estrutura

Existem descontinuidades no gráfico devido à inversão do sentido do movimento, momento em que a velocidade também inverte o seu sinal. A força resultante máxima real ocorre quando a velocidade é máxima e tem uma magnitude de $426,8\text{ N}$. Para velocidade nula, a resultante representa a força que necessita de ser exercida para o atuador descolar da posição de repouso e é igual a $395,9\text{ N}$ em módulo.

A força resistente para o arranque do atuador corresponde a $19,8\%$ da força máxima de projeto, enquanto o valor máximo da força resultante corresponde a $21,3\%$, percentagens consideradas aceitáveis de acordo com os valores disponíveis em [27].

3.7 Análise de transferência de calor

Pretende-se nesta secção, responder à questão levantada no início do capítulo acerca da natureza do óleo a utilizar, mineral, sintética ou de silicone. Para o efeito, deverá ser estimada a temperatura máxima que este irá atingir quando sujeito aos ciclos de travagens simulados anteriormente, ajustando a escolha do óleo com base numa maior ou menor temperatura de funcionamento.

Por norma, o óleo de origem mineral possui um ponto de inflamação inferior ao óleo de origem sintética e por consequência, uma menor temperatura máxima de funcionamento, justificando um preço igualmente inferior. Sabendo-se que o fluído necessita de ser trocado periodicamente, a escolha de um óleo mineral será ideal caso seja possível. Existe uma enorme variedade de oferta de óleos para aplicações hidráulicas e a título de exemplo, consultou-se o catálogo da *Shell*, em [36] e [37], comparando-se o óleo mineral *Shell Tellus S3 32* com o óleo sintético *Shell Tellus S4 32*. Ambos apresentam uma viscosidade cinemática de 32cSt à temperatura de 40 °C , no entanto, o ponto de inflamação do óleo mineral é igual a 200 °C enquanto o sintético mantém o seu estado líquido até 240 °C .

Será estimada uma temperatura crítica que o óleo poderá atingir para os dois casos estudados nos subcapítulos 3.5.2.1 e 3.5.2.2. Para o efeito, considera-se que essa temperatura crítica será obtida dentro do atuador, ao longo de toda a superfície cilíndrica que separa o volume de uma câmara em duas partes iguais. Atente-se nas seguintes expressões:

$$V_{cam} = \frac{\pi L}{4} (\phi_{emb}^2 - \phi_{has}^2) \quad (3.89)$$

$$\frac{V_{cam}}{2} \Rightarrow \frac{\pi L}{4} (\phi_{emb}^2 - \phi_m^2) = \frac{\pi L}{4} (\phi_m^2 - \phi_{has}^2) \quad (3.90)$$

$$\phi_m = \sqrt{\frac{\phi_{emb}^2 + \phi_{has}^2}{2}} \quad (3.91)$$

$$(3.92)$$

V_{cam} representa o volume útil de uma câmara, L , o comprimento, ϕ_{emb} e ϕ_{has} , o diâmetro do êmbolo e da haste anteriormente definidos e iguais a 25 e 20 mm, respetivamente. ϕ_m representa o diâmetro para o qual o volume da câmara é repartido igualmente, obtendo-se um valor de 22,64 mm. De acordo com a referência [38], procedeu-se ao cálculo da espessura da parede partindo da seguinte expressão:

$$\frac{\phi_{ext}}{d} = \sqrt{\frac{\sigma_{adm} + 0,4p}{\sigma_{adm} - 1,3p}} \quad (3.93)$$

ϕ_{ext} representa o diâmetro externo do atuador, d , o diâmetro interno de 25 mm e p , a pressão máxima de projeto definida em 340 bar. Recomenda-se que a tensão admissível, σ_{adm} , seja um décimo da tensão de rotura para este tipo de aplicações, ou seja, 70 MPa para o aço inoxidável 316 [39]. Obteve-se um diâmetro exterior do atuador, ϕ_{ext} , de 45 mm. Na figura 3.37 ilustra-se um corte transversal na câmara, clarificando-se as dimensões importantes para esta análise.

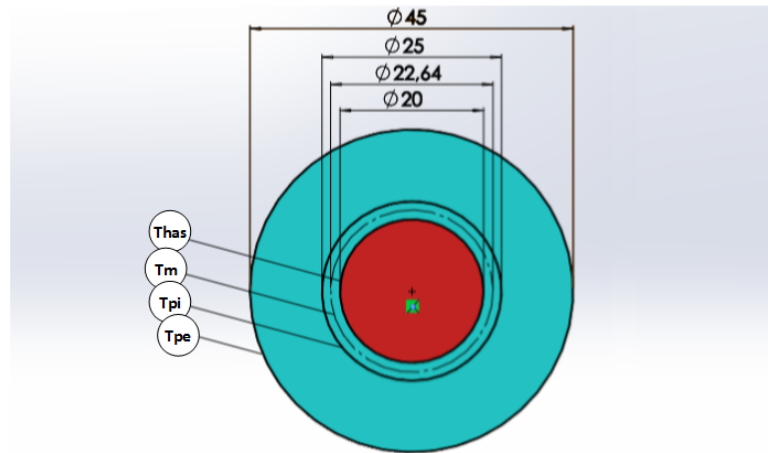


Fig. 3.37: Vista de corte de uma câmara do atuador

Na figura anterior, também se identificam os pontos de referência para a análise térmica de forma radial. T_{has} é a temperatura da parede da haste, que se considera igual à temperatura no núcleo da haste. T_m é a temperatura do óleo em ϕ_m a estimar, enquanto T_{pi} , diz respeito à temperatura na parede interna da câmara. T_{pe} é a temperatura na parede exterior do atuador que irá trocar calor com o ar exterior, à temperatura T_∞ . A analogia reoeleétrica apresenta-se na figura 3.38.

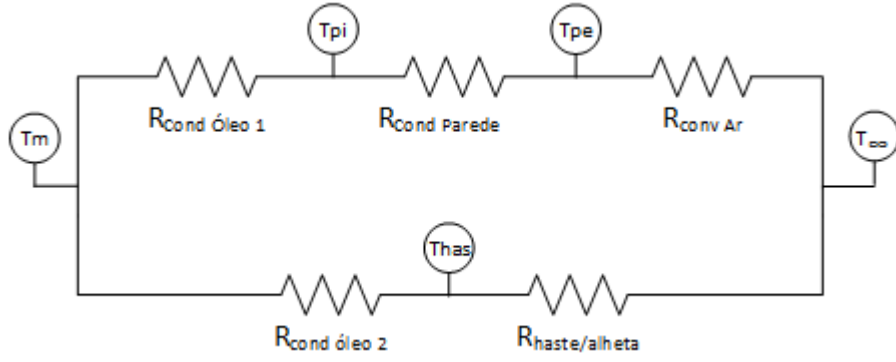


Fig. 3.38: Analogia reoeletrica de transferencia de calor no atuador

Considera-se o paralelo de dois conjuntos de resistências térmicas em série, entre o óleo localizado em ϕ_m , à temperatura T_m , e o ar exterior à temperatura T_∞ . Na série de resistências superior, na figura 3.38, o calor é conduzido através do óleo até à parede interna da câmara com uma resistência $R_{CondOleo1}$, sendo posteriormente conduzido através da parede do atuador com a resistência $R_{CondParede}$ e por fim, troca-se calor com o ar exterior por convecção, cuja resistência se designa R_{ConvAr} . Na série de resistências inferior, o calor é conduzido através do óleo até à parede da haste com uma resistência $R_{CondOleo2}$. Considera-se que a temperatura na superfície da haste, T_{has} , é igual à temperatura no seu núcleo e que a transferência de calor ao longo deste elemento, se assemelha a uma alheta do tipo pino cilíndrico, trocando calor com o ar exterior por convecção e com uma resistência térmica designada por $R_{haste/alheta}$.

De acordo com a referência [40] as resistências térmicas de convecção e de condução para um cilindro oco definem-se por:

$$R_{Conv} = \frac{1}{\alpha_{ar} A} \quad (3.94)$$

$$R_{CondCil} = \frac{\ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right)}{2\pi\lambda L_c} \quad (3.95)$$

α_{ar} corresponde ao coeficiente de convecção do ar, A , à área de transferência de calor por convecção, r_2 , ao raio exterior do cilindro e r_1 , ao raio interior. λ é a condutividade térmica do material ou fluído e L_c , o comprimento segundo o qual ocorre transferência de calor. Aplicam-se de seguida as equações genéricas apresentadas anteriormente às resistências térmicas a calcular.

$$R_{CondOleo1} = \frac{\ln\left(\frac{r_{emb}}{r_m}\right)}{2\pi\lambda_{oleo}L_{cam}} \quad (3.96)$$

$$R_{CondParede} = \frac{\ln\left(\frac{r_{ext}}{r_{emb}}\right)}{2\pi\lambda_{aco}L_{cam}} \quad (3.97)$$

$$R_{ConvAr} = \frac{1}{2\pi r_{ext} L_{cam} \alpha_{ar}} \quad (3.98)$$

$$R_{CondOleo2} = \frac{\ln\left(\frac{r_m}{r_{has}}\right)}{2\pi\lambda_{oleo}L_{cam}} \quad (3.99)$$

A resistência térmica para uma alheta do tipo pino cilíndrico com convecção pelo topo, é dada pela seguinte equação, de acordo com [40].

$$R_{alheta} = \frac{\cosh(yL) + \frac{\alpha_{ar}}{\lambda_y} \cdot \sinh(yL)}{\sqrt{\alpha_{ar}} P \lambda S \left(\sinh(yL) + \frac{\alpha_{ar}}{\lambda_y} \cdot \cosh(yL) \right)} \quad (3.100)$$

L representa o comprimento da haste, λ , a condutividade térmica do aço, P , o perímetro da haste e S , a área da secção circular da mesma. O parâmetro y designa-se por característica da alheta e é dado por:

$$y = \sqrt{\frac{\alpha P}{\lambda S}} \quad (3.101)$$

As dimensões longitudinais do atuador representam-se na figura 3.39 para posterior cálculo das resistências térmicas.

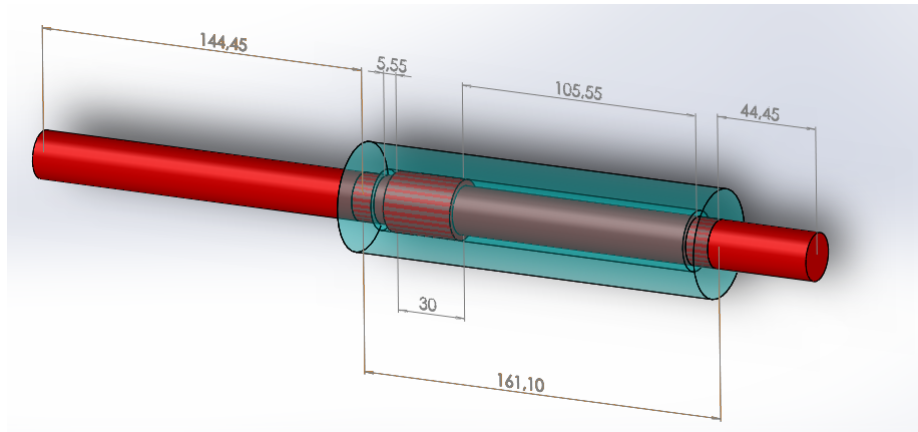


Fig. 3.39: Dimensões longitudinais do atuador hidráulico

As constantes utilizadas para aplicação nas equações supracitadas, apresentam-se na tabela 3.8.

Tabela 3.8: Constantes para cálculo das resistências térmicas

Parâmetro	Valor	Unidades
r_{ext}	22,5	mm
r_{emb}	12,5	mm
r_m	11,32	mm
r_{has}	10	mm
α_{ar}	20 [40]	W/m^2K
λ_{aco}	16,3 [41] [39]	W/mK
λ_{oleo}	0,15 [27]	W/mK
L_{cam}	105,55	mm
L	54,45	mm
y	15,66	adim
T_{∞}	20	°C

O comprimento da alheta, L , foi obtido de acordo com a figura 3.39 e corresponde à parte da haste na câmara direita que fica em contacto com o exterior, mais 10 *mm* de haste que atravessa a parede do cilindro, assumindo que o êmbolo se encontra no curso útil máximo. Considera-se ainda que o comprimento da câmara para transferência de calor, L_{cam} , é o comprimento correspondente ao volume útil máximo de uma câmara.

Para justificar a escolha de L_{cam} , tome-se o exemplo ilustrado na figura 3.39, em que o óleo pressurizado na câmara da esquerda atravessa a válvula limitadora de pressão (que abriu devido ao aumento de pressão nesse nó), sofrendo uma queda de pressão e sendo posteriormente conduzido para uma válvula de retenção, onde novamente, sofre uma queda de pressão para entrar na câmara da direita. De acordo com [29], a potência dissipada, H , quando um fluido atravessa um orifício é dada por:

$$H = \Delta P.Q \quad (3.102)$$

Assim, é possível perceber que o óleo irá aquecer durante as passagens consecutivas pelas válvulas, chegando à câmara em expansão a uma temperatura superior, onde então trocará calor com o ar exterior. Por este motivo, considera-se que L_{cam} corresponde ao comprimento de uma câmara quando o seu volume é máximo.

Os resultados das resistências térmicas apresentam-se na tabela 3.9.

Tabela 3.9: Constantes para cálculo das resistências térmicas

Parâmetro	Valor	Unidades
R_{ConvAr}	3,351	K/W
$R_{CondParede}$	0,054	K/W
$R_{CondOleo1}$	0,997	K/W
$R_{CondOleo2}$	1,246	K/W
$R_{Haste/Alheta}$	17,054	K/W

Por fim, definem-se as expressões que caracterizam as duas resistências térmicas equivalentes e a potência calorífica dissipada, de acordo com [40].

$$R_{eq1} = R_{CondOleo1} + R_{CondParede} + R_{ConvAr} = 4,402 \text{ K/W} \quad (3.103)$$

$$R_{eq2} = R_{CondOleo2} + R_{Cond/Alheta} = 18,3 \text{ K/W} \quad (3.104)$$

$$H_1 = \frac{T_{\phi m} - T_{\infty}}{R_{eq1}} \quad (3.105)$$

$$H_2 = \frac{T_{\phi m} - T_{\infty}}{R_{eq2}} \quad (3.106)$$

$$H = H_1 + H_2 \quad (3.107)$$

Analisou-se novamente o comportamento do circuito, quando simulado o movimento em atraso e avanço de fase, aplicando-se a equação 3.102 às válvulas VD , VLP_1 , VLP_2 , R_3 e R_4 com o intuito de obter a potência calorífica dissipada ao longo desse processo. Para a imposição de movimento descrita na figura 3.26 em atraso de fase, obtém-se o resultado exposto na figura seguinte.

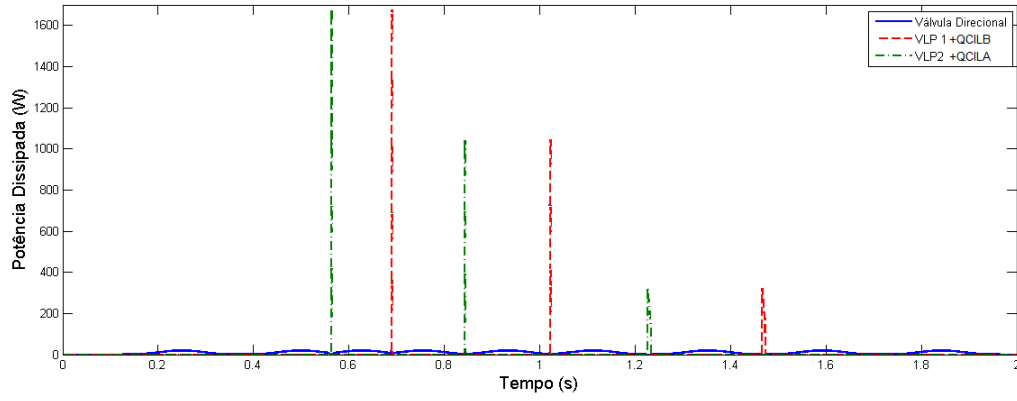


Fig. 3.40: Potência calorífica dissipada na simulação de movimento em atraso de fase

Como mencionado anteriormente, esta simulação contempla três ciclos diferentes de bloqueio da válvula direcional, a 50%, 70% e 90% de um quarto de período. A potência dissipada será obtida através de uma média ponderada pelo intervalo de tempo e o valor máximo da potência nesse intervalo. Assim, para o caso da figura 3.40 obtêm-se os seguintes valores:

Tabela 3.10: Potência dissipada média para simulação de movimento em atraso de fase

Intervalo	H_{max}	Δt (s)	Duty Cycle	H_{med}
$t \in [0.375, 0.563]$	20 W	Total: 0,316 @20W: 0,314 @1650W: 0,002	99,37% 0,63%	30,32 W
$t \in [0.563, 0.564]$	1650 W			
$t \in [0.564, 0.690]$	20 W			
$t \in [0.690, 0.691]$	1650 W			
$t \in [0.691, 0.843]$	20 W	Total: 0,332 @20W: 0,3295 @1050W: 0,0025	99,25% 0,75%	27,73 W
$t \in [0.843, 0.844]$	1050 W			
$t \in [0.844, 1.0215]$	20 W			
$t \in [1.0215, 1.023]$	1050 W			
$t \in [1.023, 1.225]$	20 W	Total: 0,451 @20W: 0,435 @325W: 0,016	96,45 % 3,55 %	30,83 W
$t \in [1.225, 1.232]$	325 W			
$t \in [1.232, 1.474]$	20 W			
$t \in [1.465, 1.465]$	325 W			

Através das equações 3.105, 3.106 e 3.107 e dos resultados obtidos para a potência média, estimaram-se então as temperaturas $T_{\phi m}$ para os três casos abordados, como se expressa de seguida:

$$T_{\phi m}@50\% = 127,6^{\circ}C \quad (3.108)$$

$$T_{\phi m}@70\% = 118,4^{\circ}C \quad (3.109)$$

$$T_{\phi m}@90\% = 129,4^{\circ}C \quad (3.110)$$

Na simulação do movimento em avanço de fase, com a imposição de movimento exposta na figura 3.30, obteve-se o seguinte gráfico de variação de potência calorífica dissipada:

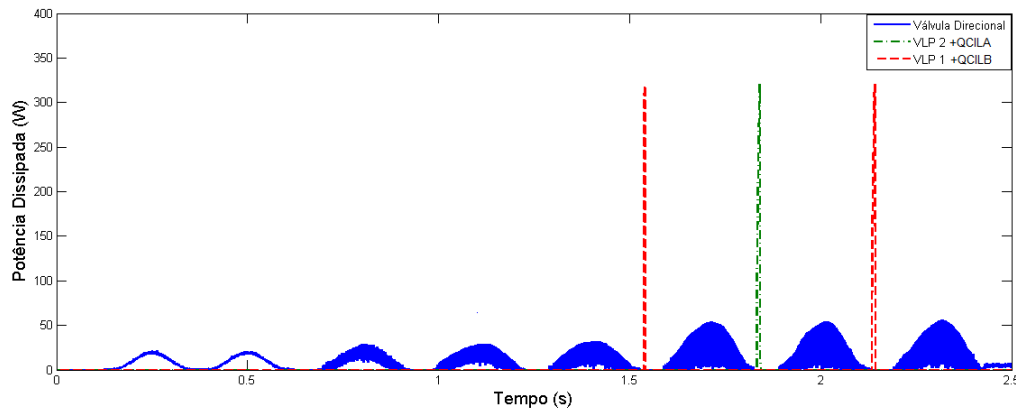


Fig. 3.41: Potência calorífica dissipada na simulação de movimento em avanço de fase

A figura 3.41 apresenta uma ligeira oscilação numérica na curva de potência relativa à válvula direcional, devido a alguma dificuldade em escolher o integrador para esta simulação. Neste sentido, será considerado o valor máximo de potência para evitar incorrer em algum erro.

Para este caso de movimento em avanço de fase, mostrou-se na figura 3.31 que a pressão média aumenta consecutivamente com as travagens, e como tal, serão tomados em conta para o cálculo da potência dissipada, os ciclos de travagem posteriores à estabilização da pressão média, ou seja, quando se atinge regime permanente. A análise da figura anterior está sumarizada na tabela 3.11, onde também se calcula a potência média.

Tabela 3.11: Potência dissipada média para simulação de movimento em avanço de fase

Intervalo	H_{max}	Δt (s)	Duty Cycle	H_{max}
$t \in [1.542, 1.590]$	0 W	Total: 0,603		
$t \in [1.590, 1.832]$	50 W			
$t \in [1.832, 1.843]$	320 W	@0W: 0,090	14,93%	
$t \in [1.843, 1.885]$	0 W	@50W: 0,487	80,76%	
$t \in [1.885, 2.310]$	50 W	@320W: 0,026	4,31%	
$t \in [2.310, 2.145]$	320 W			41,76 W

Novamente, através das equações 3.105, 3.106 e 3.107 e dos resultados obtidos para a potência média calculou-se uma estimativa para $T_{\phi m}$.

$$T_{\phi m} = 168,2 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (3.111)$$

A temperatura crítica, $T_{\phi m}$, é máxima para o caso de movimento em avanço de fase e aproximadamente 170 °C. Tanto o óleo mineral consultado em [36], como o óleo sintético consultado em [37], têm uma temperatura máxima de funcionamento de 110 °C e como tal, não cumprem os requisitos para esta aplicação. Por este motivo, fica apenas disponível a hipótese de utilizar um óleo de silicone próprio para amortecedores viscosos.

Consultou-se o catálogo da empresa *ClearCo* [42] e escolheu-se um óleo de silicone com viscosidade cinemática de 30 cSt (semelhante aos 32 cSt dos *Shell*), cuja temperatura máxima de funcionamento corresponde a 200 °C e a temperatura de inflamação a 315 °C, garantindo o patamar de segurança necessário.

Fica assim concluída a análise térmica e consequente escolha do óleo a utilizar no circuito hidráulico, passando-se de seguida à integração do mesmo na ponte pedonal da FEUP.

3.8 Integração do circuito hidráulico no caso de estudo

Como mencionado ao longo do presente relatório, ambas as soluções foram desenvolvidas tendo em vista o máximo aproveitamento da estrutura já existente na ponte pedonal da FEUP. Na figura 3.42 apresenta-se o modelo 3D do absorvor de vibrações existente, bem como a placa de sustentação suportada pelos quatro varões anteriormente apresentada. Para a solução hidráulica, esta placa estará ligeiramente mais próxima da massa móvel relativamente à solução eletromagnética, uma vez que o atravancamento do conjunto hidráulico é menor e pretende-se que o bloco de válvulas esteja o mais próximo possível do atuador para minimizar perdas de carga nas ligações hidráulicas.

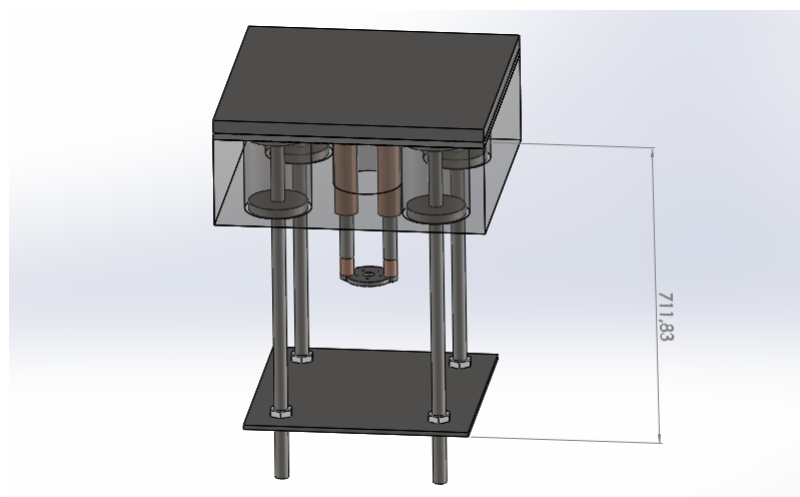


Fig. 3.42: Placa base sustentada por quatro varões

A figura 3.43 representa uma ampliação da figura anterior, salientando-se a existência de dois espaçadores que garantem a possibilidade de incorporar o atuador hidráulico entre os dois guiamentos da massa móvel. A peça que existe na extremidade dos espaçadores foi redesenhada, tendo uma geometria circular e furos roscados para fixar uma das extremidades do atuador hidráulico.

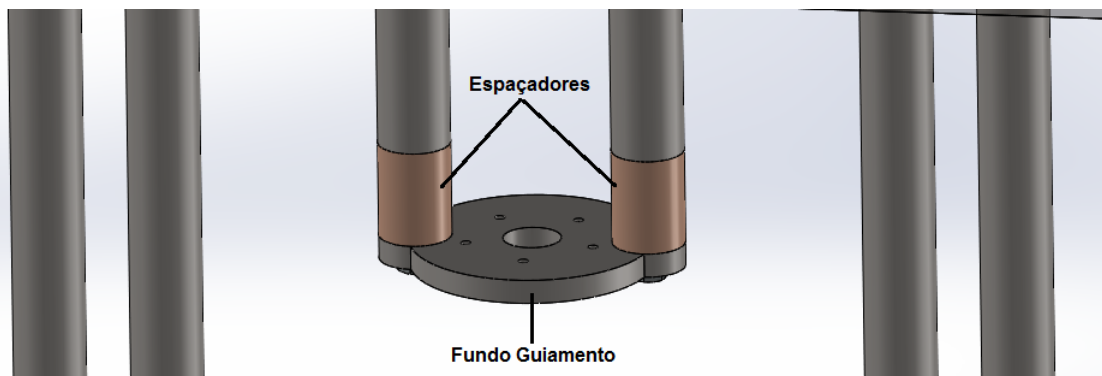


Fig. 3.43: Espaçadores e extremidade dos guiamentos

Na figura 3.44 apresenta-se o posicionamento do atuador hidráulico, fixo ao topo da massa móvel através de uma rótula esférica e à estrutura, através de cinco parafusos *M4*. O atuador, apesar de não ter sido projetado na íntegra, possui dimensões, geometria e soluções de fixação comuns à oferta de fornecedores como *Bosch Rexroth* ou *Parker*, segundo a designação *Mill-type Cylinders*.

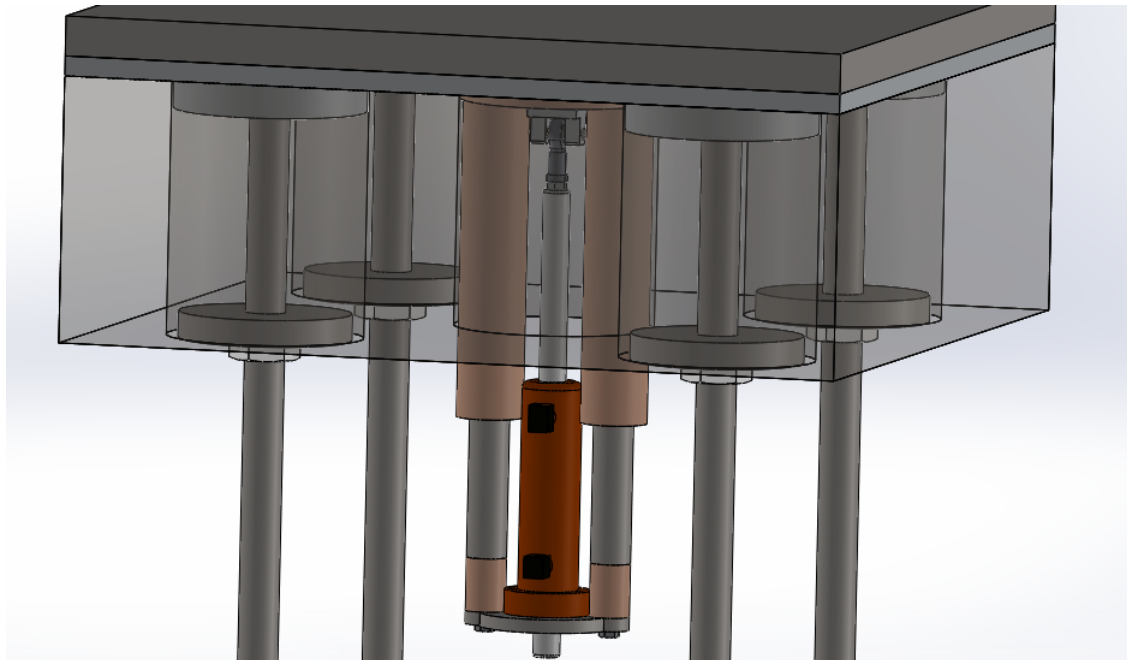


Fig. 3.44: Atuador hidráulico e rótula esférica

A figura 3.45 expõe as soluções adotadas para as ligações hidráulicas entre o cilindro e o bloco de válvulas que será apresentado de seguida. Optou-se por ligações rígidas com recurso a flanges de 90°.

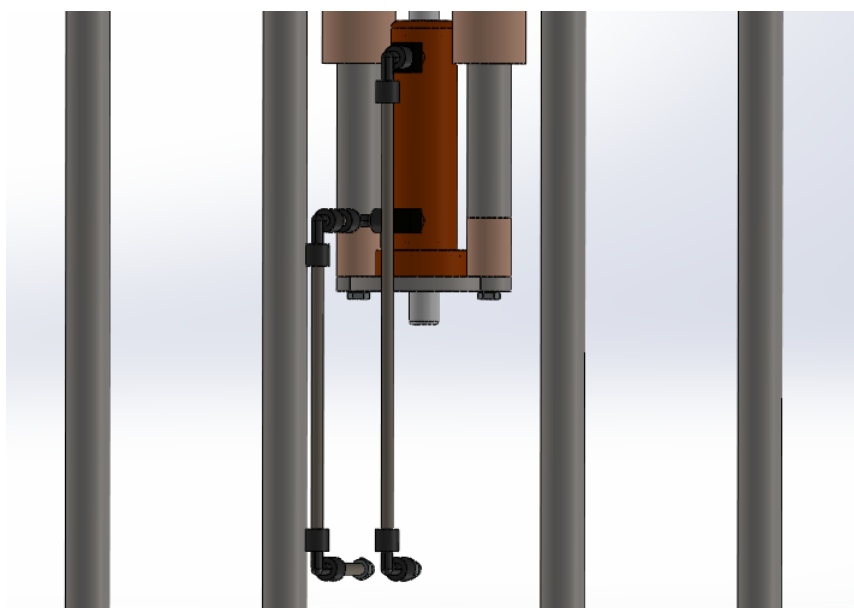


Fig. 3.45: Ligações hidráulicas entre o atuador e o bloco de válvulas

Por fim, apresentam-se na figura 3.46, os componentes hidráulicos que completam o circuito. O bloco de válvulas é construído especificamente para este efeito, com dimensões

de 100x100x100 *mm*, e contém os canais internos que satisfazem o desenho do circuito hidráulico e as ligações para integração das válvulas e do acumulador. Inicialmente, optou-se por escolher válvulas do tipo *sandwich* para montagem sobre placa base, no entanto, não se encontrou nenhuma solução exequível para a compatibilidade dos canais das diferentes válvulas, tendo-se portanto optado por válvulas de embutir. A válvula limitadora de pressão, com o manípulo de regulação, está representada do lado esquerdo do bloco; o acumulador hidráulico na face superior do bloco; a válvula direcional na face direita, com a ligação elétrica do solenóide. Nesta figura, o cilindro encontra-se no fim de curso inferior, para que seja visível a distância mínima entre a haste e o bloco de válvulas, justificando assim, a distância entre a placa de sustentação e a massa móvel. O bloco de válvulas poderá, caso se justifique, ser protegido da água da chuva, através da montagem de chapas em aço inox em seu redor.

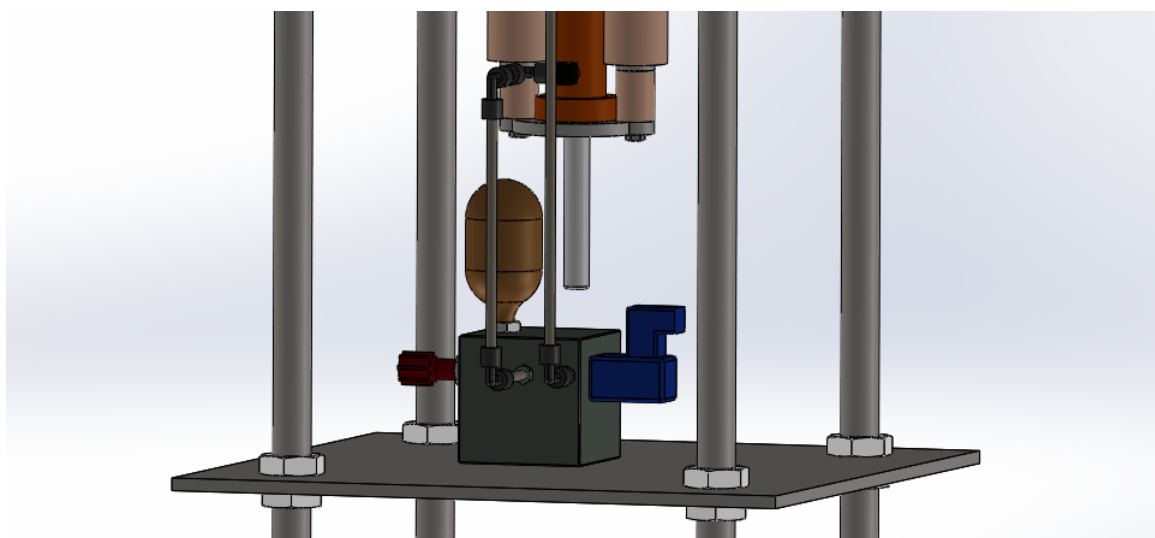


Fig. 3.46: Bloco de válvulas e respetivos componentes

A solução hidráulica na ponte pedonal da FEUP deverá ter uma aparência semelhante à pré-visualização apresentada na figura 3.47.



Fig. 3.47: Pré-Visualização da solução hidráulica

Conclui-se assim a conceção da solução hidráulica proposta, com a sua integração no objeto de estudo, aproveitando as alterações já efetuadas para a solução eletromagnética. Em termos de atravancamento, esta solução sai beneficiada relativamente à EM devido à aproximação da base de sustentação à massa móvel. O conjunto hidráulico e o absorvor de vibrações representam um volume de $0,17 \text{ m}^3$.

Capítulo 4

Análise de custos e aplicações

O presente capítulo tem como propósito realizar uma avaliação final do benefício de cada solução desenvolvida, pesando fatores como o custo e a aplicação. Note-se que tanto a solução eletromagnética como a hidráulica, foram concebidas e adaptadas para integração numa estrutura já existente na ponte pedonal entre a FEUP e a cantina, adaptação essa que traz custos acrescidos.

O preço do amortecedor magnetoreológico *LORD* implementado atualmente, ronda os 500 €, valor que será tomado como referência para comparação. Note-se, no entanto, que este valor não conta com elementos de ligação e acessórios. Este amortecedor cedeu recentemente face a uma solicitação severa, que poderá ocorrer todos os anos, no mês de Maio, devido a celebrações académicas.

Pretende-se ainda ponderar o tipo de aplicação ótima para cada caso, tendo em conta fatores como a capacidade máxima de força, a facilidade de implementação, avançamento e necessidade de manutenção.

4.1 Travão eletromagnético

A lista de peças necessárias para implementar a solução eletromagnética na ponte pedonal da FEUP, poderá ser consultada no anexo B. O número total de peças, incluindo elementos de fixação, é cerca de 98 e o preço total estimado é da ordem dos 3000 €. Esta quantia corresponde a seis vezes mais, o custo da solução atualmente implementada e portanto, resta perceber se as vantagens que advêm da solução concebida são suficientes para justificar o acréscimo de custo.

O travão eletromagnético poderá dissipar no máximo 850 W e o conjunto pinhão-cremalheira foram dimensionados e escolhidos por forma a garantir não mais do que 2000 N de força exercida, pelo que dentro destes parâmetros, a solução eletromagnética encontra-se bastante limitada. Assim, caso se quisesse optar por esta via para aplicações onde a força máxima necessária fosse superior, teriam de ser escolhidos novos componentes e consequentemente, existirá um aumento de preço mais ou menos proporcional à grandeza da aplicação. A última afirmação deve-se ao facto de o somatório do preço do travão eletromagnético e do conjunto pinhão-cremalheira, corresponder a 58,5% do preço total da solução, ou seja, uma vez que estas são as principais peças que terão de ser alteradas, caso se pretenda uma solução capaz de dissipar mais energia, é natural que o preço total também aumente praticamente na mesma proporção (afirmação sustentada pela consulta

da lista de preços da gama completa dos produtos).

A grande vantagem da solução eletromagnética reside na sua capacidade de resposta a altas frequências, uma vez que o efeito de travagem é conseguido imediatamente após ter sido injetada corrente no travão, não existindo por isso, atrasos face à ação de comando. É um conceito simples e de contacto direto, pois todos os elementos estão interligados fisicamente através de peças, garantindo uma ação muito precisa em pequenas aplicações. A necessidade de manutenção e a probabilidade de falha são quase nulas durante dez anos, devendo-se apenas adicionar, anualmente, massa consistente. Esta tarefa deverá ser simples devido à facilidade de acesso ao mecanismo. Por fim, é uma solução esteticamente apelativa e devidamente isolada do exterior.

A maior desvantagem desta solução é o preço face à limitação de capacidade de força máxima. Para além de se concluir que esta solução possa ser interessante apenas para pequenas aplicações (como o objeto de estudo), o seu preço é também demasiado elevado para esta gama de aplicações. Como foi dito anteriormente, a versatilidade no escalonamento de força exercida é altamente dependente da escolha de componentes, residindo aí uma grande desvantagem da solução. A montagem e implementação no local, deverá ser muito rigorosa e é bastante complexa devido ao elevado número de peças com dependência direta, ligações e ainda, devido aos precisos posicionamentos e guiamentos existentes, ficando em causa a rigidez do conjunto. Esta é portanto, uma solução difícil de instalar, bastando um erro no posicionamento de uma peça para impossibilitar a montagem das restantes. Por fim, quanto ao atravancamento, pode-se afirmar que a solução sai prejudicada neste fator devido à perpendicularidade entre o movimento rotativo do travão-pinhão e o movimento linear da cremalheira, constituindo, por isso, um conjunto volumoso e possivelmente difícil de integrar em diferentes geometrias de *TMD*.

Em suma, conclui-se que a solução eletromagnética parte de uma ideia conceptual muito forte (o mecanismo de travagem e o meio de transmissão de movimento), mas poderá ser eficaz apenas em pequenas aplicações como pontes pedonais ou elementos vibratórios de teste. Dentro desta gama de aplicações, destaca-se a elevada precisão e capacidade de resposta do sistema, mas considera-se ser uma solução demasiado dispendiosa para a grandeza da aplicação, quando existem outras alternativas mais baratas, como é o caso do amortecedor magnetoreológico.

4.2 Travão hidráulico

A lista de peças necessárias para a implementação da solução hidráulica pode ser consultada no anexo D. Contando com os elementos de adaptação à estrutura já existente e meios de fixação, esta solução necessitará cerca de 28 peças e o preço total estimado rondará os 2000 €. Esta quantia corresponde a quatro vezes o valor da solução atualmente implementada, sendo de seguida ponderadas as suas vantagens e desvantagens.

A principal vantagem da solução hidráulica é a capacidade de utilizar o mesmo equipamento para aplicações que envolvem uma capacidade de força superior, pois é claro que 2000 N está longe da capacidade máxima deste circuito hidráulico. Também as pressões e caudais volúmicos envolvidos estão bastante aquém dos máximos admissíveis dos componentes escolhidos, ou seja, pelo mesmo preço poderá utilizar-se esta solução para aplicações como pontes rodoviárias, ferroviárias ou até edifícios. Pode-se portanto afirmar que, face

às capacidades do conjunto desenvolvido, esta solução é financeiramente mais competitiva.

O número total de peças envolvidas é também reduzido quando comparado com a solução eletromagnética, acabando por resultar numa maior rigidez do conjunto, com graus de liberdade bem definidos e não sujeitos a um rigoroso guiamento para que a solução funcione com precisão. O atravancamento é também inferior e o tipo de solução é também mais genérico, tornando mais fácil a sua implementação em diversos *TMD's* integrados noutras aplicações.

A principal desvantagem a salientar é a dificuldade que o sistema poderá ter na resposta a frequências de vibração superiores a 2 Hz, uma vez que se utiliza uma eletroválvula de gaveta que tem a si associado um ligeiro atraso entre a ordem de comando e o deslocamento da gaveta. Este atraso, na ordem dos 50 *ms*, poderá ser contornado através de uma ordem de comando adiantada, com base no *feedback* proveniente da estrutura em vibração, mas será tanto mais difícil utilizar esta técnica quanto maior for a frequência de excitação. Relativamente à solução eletromagnética, o circuito hidráulico necessitará de uma manutenção mais cuidada devido ao elevado número de vedantes sujeitos a desgaste e devido à necessidade de se adicionar ou trocar óleo com alguma frequência, consequência de fugas ao longo do tempo e da contaminação do mesmo (partículas provenientes do desgaste dos diversos componentes, como vedantes ou superfícies metálicas). A definição da pressão inicial do circuito aquando da sua instalação e a posterior manutenção da mesma, através de um acréscimo pontual de óleo para compensar fugas, constituem portanto, uma desvantagem.

A solução desenvolvida especificamente para o objeto de estudo, acaba por sair prejudicada pelo facto de não se conseguir evitar a utilização de ligações rígidas hidráulicas, uma vez que estas representam perdas de carga acrescidas ao circuito, ao longo do seu comprimento e nos cotovelos, que noutra aplicação e geometria podem ser evitadas. A utilização de um bloco de válvulas especificamente fabricado para esta aplicação, torna a sua implementação noutros elementos vibratórios com diferentes necessidades de projeto, menos genérica, constituindo também uma ligeira desvantagem.

Em suma, conclui-se que as capacidades da solução hidráulica desenvolvida poderão e serão mais compensatórias quando aplicadas em casos de maior grandeza, como pontes não-pedonais e edifícios. Obteve-se um conjunto sólido, eficaz e menos dispendioso quando comparado com a solução eletromagnética, embora possa apresentar alguns problemas de manutenção e de capacidade de resposta a elevadas frequências de vibração. Comparativamente ao amortecedor magnetoreológico, embora o conjunto hidráulico seja quase três vezes mais caro, também poderá exercer forças de travagem superiores, pelo que se considera que poderá ser uma opção bastante interessante economicamente e, efetivamente, obter melhores resultados que o amortecedor *LORD* quando se pretende escalar a grandeza da aplicação.

Capítulo 5

Conclusões e trabalhos Futuros

Os objetivos propostos para o presente trabalho foram, resumidamente, projetar duas soluções de travagem para implementar no *TMD* existente na ponte pedonal da FEUP, corroborar o funcionamento de uma delas através de simulação numérica, realizar a modelação tridimensional das soluções desenvolvidas e analisar de uma forma crítica a sua viabilidade económica e funcional, para aplicação em pontes pedonais ou noutro tipo de estruturas. Ainda que se tenham atingido e aprofundado a maior parte dos objetivos, a análise crítica e a extrapolação de aplicações acabou por ficar ligeiramente incompleta devido à escassez de tempo. No presente capítulo, categorizam-se e enumeram-se as ilações retiradas ao longo do trabalho, e propõem-se, para uma realização futura, tarefas que não puderam ser cumpridas no âmbito da atual dissertação.

5.1 Conclusões

5.1.1 Travão eletromagnético

Durante a conceção da solução eletromagnética retiraram-se as seguintes ilações:

- Os critérios de dimensionamento de mecanismos de transmissão de movimento e a escolha de componentes é muito específica, dificultando o escalonamento da solução para aplicações mais exigentes;
- Obteve-se um sobredimensionamento de potência ao desgaste de 10,8% para o sistema pinhão cremalheira e de 6,25% na escolha do travão eletromagnético;
- Não é possível assegurar a durabilidade dos rolamentos do travão eletromagnético durante o tempo de vida útil projetado para o sistema de transmissão;
- Foi possível projetar e incorporar a solução eletromagnética no objeto de estudo com recurso a pequenas alterações à estrutura já existente;
- Acrescentou-se um grau de liberdade na ligação à massa móvel através de uma rótula esférica, para prevenir nova cedência do conjunto;
- A solução desenvolvida e o absorvedor de vibrações representam um volume de aproximadamente $0,21 \text{ m}^3$.

5.1.2 Travão hidráulico

Durante a conceção da solução hidráulica retiraram-se as seguintes ilações:

- A modelação dinâmica de um circuito hidráulico fechado que não contemple a variação do caudal volumico face a uma queda de pressão viola a lei da conservação da massa, provocando um decréscimo gradual da massa de óleo total ao longo da simulação;
- Foi modelada e implementada com sucesso, uma equação de estado que descreve a variação do módulo de compressibilidade do óleo em função da pressão, obtendo-se uma variação da massa total de óleo na nona casa decimal do *kg*, passível de ser desprezada;
- Face a uma imposição sinusoidal de deslocamento e velocidade, com a pressão de abertura da VLP igual a 200 bar e a pressão de pré carga do acumulador de 8,4 bar, as simulações comportamentais do circuito hidráulico revelaram que:
 1. No movimento livre, as pressões em cada câmara oscilam em torno da pressão inicial e apresentam uma variação inferior a 1 bar;
 2. Com a válvula direcional fechada e o êmbolo a deslocar-se, as pressões nas câmaras atingem máximos e mínimos de 231 bar e 2,56 bar, respetivamente, não excedendo os limites de funcionamento seguro;
 3. A pressão média do circuito evolui para um novo patamar logo após o primeiro ciclo de comutação da válvula direcional, devido ao estabelecimento de um novo estado de equilíbrio entre o atuador hidráulico e o acumulador;
 4. A pressão média depende diretamente da quantidade de óleo retida dentro das câmaras do atuador e varia consoante o instante em que se reabre a válvula direcional, atingindo um máximo de 202 bar;
- Face a uma imposição de deslocamento, velocidade e ação de comutação da válvula direcional, modeladas e alteradas com base numa sinusóide, as simulações comportamentais do circuito hidráulico mostraram que:
 1. Em atraso de fase, a pressão máxima do circuito atinge 225 bar e a pressão média oscila entre um máximo e mínimo de 45 bar e 16 bar, para diferentes instantes de abertura da válvula direcional;
 2. Em avanço de fase, a pressão máxima do circuito atinge 214 bar e a pressão média aumenta sucessivamente a cada travagem, fixando-se num máximo de 200 bar;
- Os resultados das simulações foram satisfatórios e credíveis para sustentar o bom funcionamento do circuito, em condições semelhantes às observadas no objeto de estudo;
- A força de atrito a vencer para que o atuador arranque da posição de repouso corresponde a cerca de 20% da força máxima de projeto;
- A análise de transferência de calor revelou que a temperatura máxima que o óleo poderá atingir em regime permanente é 168°C, optando-se pela utilização de um óleo de silicone próprio para amortecedores;

- Não foi possível optar por válvulas de montagem em *sandwich*, optando-se pelo fabrico de um bloco personalizado para a integração de válvulas de embutir;
- Foi possível projetar e incorporar a solução hidráulica desenvolvida no objeto de estudo, com recurso às mesmas alterações propostas na solução eletromagnética, mas com um atravancamento inferior.

5.1.3 Análise crítica

Neste tópico apresentam-se as conclusões finais resultantes de uma análise crítica generalizada:

- A ordem de grandeza dos dados de projeto revela-se diminuta face às aplicações comuns para este tipo de dispositivos, consultadas na revisão bibliográfica, onde por norma se controlam e atenuam vibrações recorrendo a atuadores capazes de exercer forças na ordem dos MN;
- O custo da solução eletromagnética é cerca de seis vezes superior ao amortecedor magnetoreológico atualmente instalado;
- A extrapolação da solução eletromagnética a aplicações mais exigentes sofre um aumento de custo quase proporcional de acordo com a informação fornecida pelo fabricante, uma vez que os elementos que terão de ser necessariamente alterados correspondem a 58,5% do custo total;
- A solução eletromagnética poderá ser vantajosa em pequenas estruturas sujeitas a vibrações com frequências superiores a 2 Hz, devido à sua precisão e capacidade de resposta;
- O custo da solução hidráulica é cerca de quatro vezes superior ao amortecedor magnetoreológico atualmente instalado;
- A adaptação da solução hidráulica a aplicações de maior grandeza, é conceptualmente mais fácil devido ao carácter mais genérico dos elementos envolvidos;
- A energia hidráulica permite gerar forças muito superiores à requerida pelo projeto, o que se traduz numa enorme vantagem caso se pretenda utilizar a solução hidráulica em pontes rodoviárias ou edifícios.

5.2 Trabalhos futuros

Propõem-se as seguintes tarefas caso exista interesse na continuidade do presente trabalho:

- Realizar um estudo comparativo aprofundado entre a solução hidráulica desenvolvida e as soluções utilizadas na *Millenium Bridge*, ou noutro tipo de estrutura de médio/grande porte;
- Conceber, dimensionar e simular um circuito hidráulico semelhante ao apresentado, para controlar vibrações numa ponte rodoviária, com o intuito de estimar a longevidade e o potencial da solução;

- Realizar uma análise por método de elementos finitos dos esforços e tensões estruturais desenvolvidas durante o controlo de vibrações, para as duas soluções concebidas;
- Projetar o bloco de válvulas, construir um protótipo da solução hidráulica e proceder à sua instalação no *TMD* da ponte pedonal FEUP-cantina;
- Integrar o modelo mecânico real do *TMD* no modelo dinâmico do circuito hidráulico e implementar controladores e ações de controlo na comutação da válvula, com o objetivo de monitorizar amplitudes de resposta e ângulos de fase. Estas simulações seriam de extrema importância e interesse para validar o funcionamento da solução hidráulica.

Bibliografia

- [1] J. D. Rodrigues. *Apontamentos de Vibrações de Sistemas Mecânicos*. FEUP, Porto, 2013.
- [2] L. Chung, Y. Lai, and C. W. Yang. Semi-active tuned mass dampers with phase control. *Journal of Sound and Vibration*, 332:3610-3625, 2013.
- [3] C. Moutinho. Controlo passivo e activo de vibrações em pontes de peões, 1998. FEUP, Tese de Mestrado.
- [4] D. E. Newland. Vibration of the london millenium footbridge: Part 1 - cause. http://www2.eng.cam.ac.uk/~den/ICSV9_06.htm. Acedido a 2014-08-24.
- [5] Benjamin Freenstra. Millenium bridge. <http://benjaminfeenstra.com/wp-content/uploads/2011/10/oneminute-millennium-bridge-london.jpg>. Acedido a 2014-08-24.
- [6] Oldog. Millenium bridge shock absorber. <http://www.oldog.co.uk/LondonTrip/MillenniumBridgeShockAbsorbers.jpg>. Acedido a 2014-08-24.
- [7] Gerb. Millenium bridge tmd. <http://www.gerb.in/typo3temp/pics/fc6cc5e514.jpg>. Acedido a 2014-08-24.
- [8] C. Moutinho, A. Cunha, and E. Caetano. Analysis and control of vibrations in a stress-ribbon footbridge. *Structural Control and Health Monitoring* 18:619-634, 2010.
- [9] E. Caetano, A. Cunha, and C. Moutinho. Vandal loads and induced vibrations on a footbridge. *Journal of Bridge Engineering*, 16:375-382, 2011.
- [10] M. A. Franchek, M. W. Ryan, and R. J. Bernhard. Adaptive passive vibration control. *Journal of Sound and Vibration*, 189:565-585, 1995.
- [11] M. Lallart, L. Yan, and Y. Wu. Electromechanical semi-passive nonlinear tuned mass damper for efficient vibration damping. *Journal of Sound and Vibration*, 332:5696-5709, 2013.
- [12] A. Klembczyk and B. Breukelman. *Structural Control of High Rise Building Using a Tuned Mass With Integral Hermetically Sealed, Frictionless Hydraulic Dampers*. Taylor Devices, Rowan Williams Davies & Irwin Inc. Technical Support Book.
- [13] F. Casciati, G. Magonette, and F. Marazzi. *Technology of Semiactive Devices and Applications in Vibration Mitigation*. John Wiley & Sons, Ltd, 2nd edition, 2006.
- [14] M. H. Chey and A. J. Carr. Semi-active tuned mass damper building systems: Design. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics*, 39(2):119-139, 2010.

- [15] J. E. Bobrow, F. Jabbari, and K. Thai. A new approach to shock isolation and vibration suppression using a resettable actuator. *Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, 122:570-573, 2000.
- [16] J. G. Chase, K. J. Mulligan, A. Gue, and T. Alnot. Re-shaping hysteretic behaviour using semi-active resettable device dampers. *Engineering Structures*, 28:1418-1429, 2006.
- [17] M. Sluih, W. Sung, and C. G. Go. Development of accumulated semi-active hydraulic dampers. *13th World Conference on Earthquake Engineering*, 2004.
- [18] N. Niwa, T. Kobori, and M. Takahashi. Dynamic loading test and simulation analysis of full-scale semi-active hydraulic damper for structural control. *Earthquake Engineering and Structural Dynamics* 29: 789-812, 2000.
- [19] J. Poynor. Innovative designs for magneto-rheological dampers. *Virginia Polytechnic Institute and State University*, 2010. PhD Thesis.
- [20] IBD. Magnetpulberbremsen. <http://www.ibd-wt.com/fileadmin/pdf2012/03-01-Magnetpulberbremsen.pdf>. Acedido a 2014-03-01.
- [21] OnDrives. Precision pinion shafts. <http://ondrives.com/c/204/pps-30-mod-precision-pinion-shafts>. Acedido a 2014-03-18.
- [22] G. Henriot. *Engrenages: conception, fabrication, mise en oeuvre*. Dunod, 8th edition, 2007.
- [23] P. T. de Castro. *Apontamentos de Orgãos de Máquinas - Engrenagens*. FEUP, Porto, 2013.
- [24] R. G. Budynas and J. K. Nisbett. *Shigleys Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill, 2011. 9th Edition.
- [25] FAG. *Catalogo WL 41 520/3 PB - Rolamentos FAG*. 1999.
- [26] C. R. Gomes. *Sebenta de Mecânica das Estruturas*. FEUP, Porto, 2013.
- [27] J. C. Dixon. *The Shock Absorber Handbook*. John Wiley and Sons, Ltd, 2nd edition, 2007.
- [28] WandFluh. Wandfluh hydraulik + elektronik. <http://www.wandfluh.com/en/topical.html>. Acedido a 2014-04-20.
- [29] H. E. Merritt. *Hydraulic Control Systems*. John Wiley and Sons, Inc, 1967. 1st Edition.
- [30] J. F. Carneiro and F. G. Almeida. *Apontamentos - Modelação de Sistemas Hidráulicos (Parte II)*. FEUP, 2012.
- [31] HYDAC. Asplight. <http://www.hydac.com/de-en/service/online-tools/asp-light/asp-light.html>. Acedido a 2014-04-20.
- [32] F. Freitas. *Apontamentos de Servomecanismos*. FEUP, 2013.

- [33] Simrit. Heiler business catalog. <http://ecatalog.simrit.com>. Acedido a 2014-07-03.
- [34] Trelleborg. Trelleborg sealing solutions. <http://www.tss.trelleborg.com/ecatalog>. Acedido a 2014-07-03.
- [35] Toolbox. Friction and coefficients of friction. http://www.engineeringtoolbox.com/friction-coefficients-d_778.html. Acedido a 2014-07-03.
- [36] Shell. Tellus oil s3v32. [http://www.epc.shell.com/docs/GPCDOC_GTDS_Shell_Tellus_S3_V_32_\(en\)_TDS.pdf](http://www.epc.shell.com/docs/GPCDOC_GTDS_Shell_Tellus_S3_V_32_(en)_TDS.pdf). Acedido a 2014-07-23.
- [37] Shell. Tellus oil s4 me 32. <http://s08.static-shell.com/content/dam/shell/static/ind/downloads/lubes-b2b/tellus/tellus-s4-me.pdf>. Acedido a 2014-07-23.
- [38] F. Freitas. *Apontamentos: Tecnologia de Sistemas Óleo-Hidráulicos*. FEUP, 2012.
- [39] Azom. Stainless steel - grade 316. <http://www.azom.com/article.aspx?ArticleID=863>. Acedido a 2014-07-24.
- [40] F. P. Incropera. *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. John Wiley & Sons, Ltd, 6th edition, 2007.
- [41] Parker. Atlas cylinders. http://www.parker.com/literature/Atlas%20Cylinder/pdf/HY04-AC1138-4_NA.pdf. Acedido a 2014-07-24.
- [42] ClearCo. Pure silicone damping fluids. <http://www.clearcoproducts.com/pdf/damping-fluids/NP-PSF-30000cSt.pdf>. Acedido a 2014-07-26.

Capítulo 6

Anexos

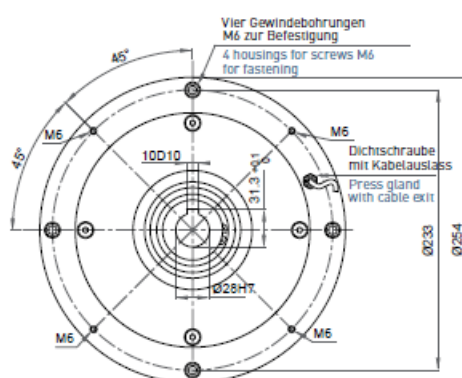
Anexo A - *Datasheet* do travão eletromagnético



Serie B.1701

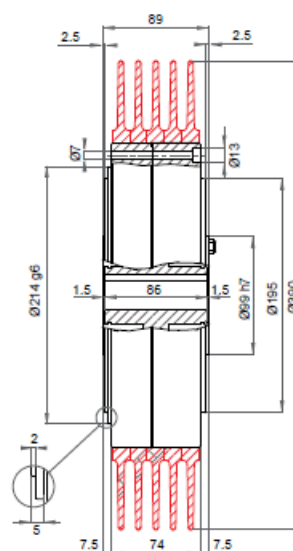
B.1701

Bremse
brake

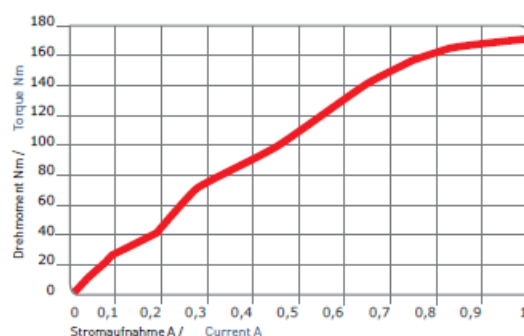


B.1701.R

Bremse mit Radiator
brake with radiator



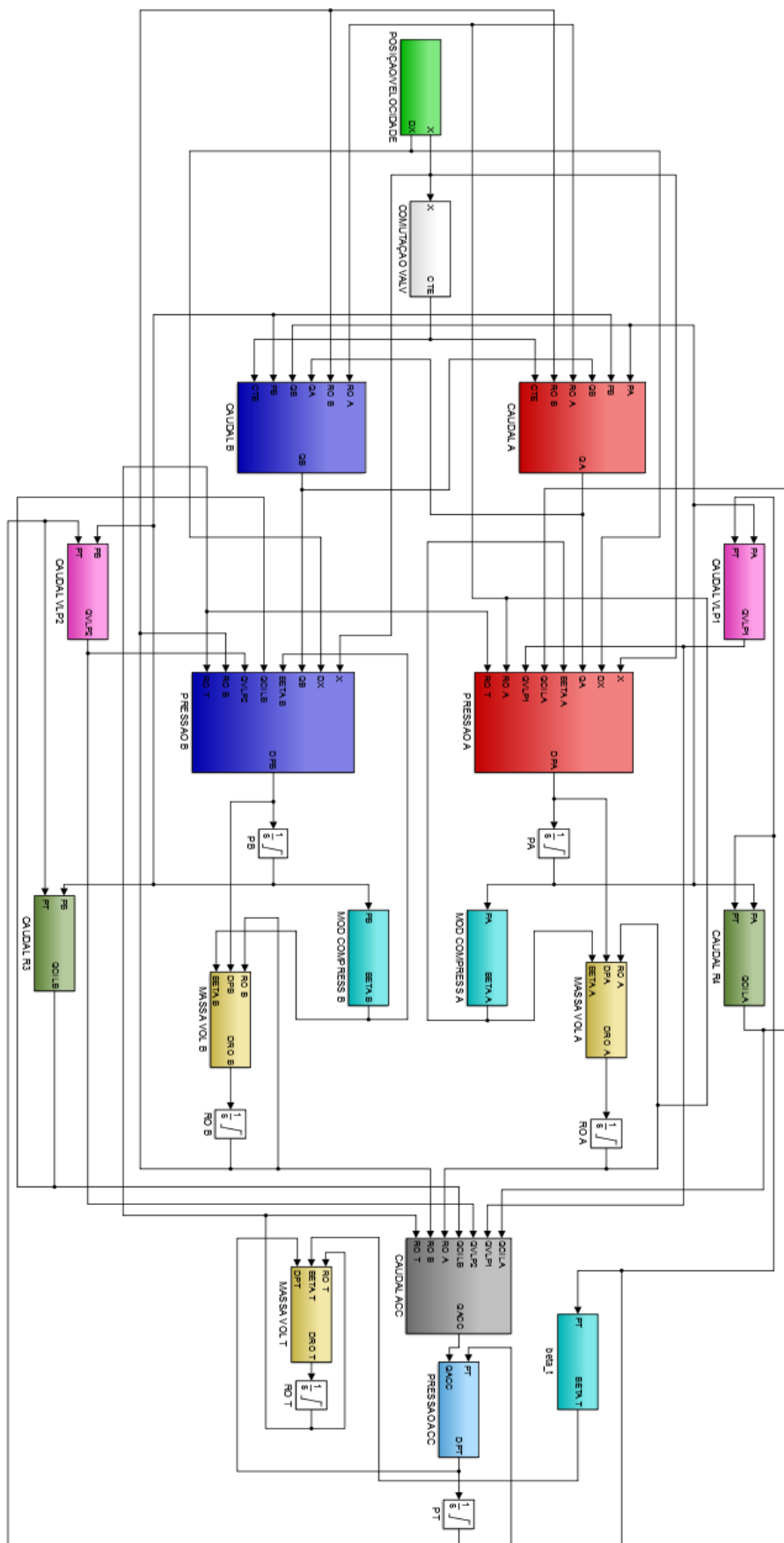
Max. Drehmoment / Torque	170 Nm
Restdrehmoment / Residual torque	0,5 Nm
Max. Stromaufnahme / Max. current	1 A
Widerstand bei 20 °C / Resistance at 20 °C	24 Ohm
Spannung / Tension	24 V [PWM]
Verlustleistung / Power dissipation	450 W
Verlustleistung mit Radiator / Power dissipation with radiator	850 W
Verlustleistung mit Lüfter / Power dissipation with fan	1500 W
Verlustleistung der Kupplung bei 500 U/min. /	
Power dissipation of the clutch at 500 RPM	760 W
mit Radiator bei 500 U/min. / with radiator at 500 RPM	1550 W
Verlustleistung der Kupplung bei 1000 U/min. /	
Power dissipation of the clutch at 1000 RPM	950 W
mit Radiator bei 1000 U/min. / with radiator at 1000 RPM	2250 W
U/min. min.-max. / RPM min-max	40-2000
Max. Arbeitstemperatur / Max. working temperature	70 °C
Gewicht kg / Weight kg	22,5 (B.1701) / 25,5 (B.1701.R) / 25 (B.1701.V) 22,9 (C.1701) / 26 (C.1701.R)



Anexo B - Lista de Peças da Solução Eletromagnética

Nome	Quantidade	Dimensão	Preço Aproximado	Referência
Travão Eletromagnético	1	Ø390	1043 €	IBD B1701.R
Veio Central Aço	1	Ø20 L190	9.2 €	RDOF20-190
Parafuso Cilindrico	4	M6 L100	14 €	-
Porca Baixa	6	M6	2 €	-
Porca Baixa	8	M30	0.3 €	-
Pinhão PPS3.0-28S	1	Veio L195	230 €	-
Chaveta Tipo A	1	L28 B10 H8	8 €	KESF10-28
Cremalheira Inox	1	Mod3 L240	190 €	RGEAS3.0-500-N
Chapa Aço Inox	1	498x498x10	-	F Ramada
Tampa Veio Aço	1	Ø50x9.5	16 €	RDOF50-30
Usit Ring	1	Ø12x1	-	SimRit
Parafuso Hexagonal	1	M6 L40	0.3 €	-
Chapa Alumínio	1	301x355x15	105 €	Misumi
VGuide Misumi	1	116x101x10	390 €	BVGU44-240
Calha Misumi	1	44 L240		
Apoio Clevis Alumínio	1	60x40x10	38.4 €	Misumi
Rótula Esférica	1	M8	30 €	PHSS8
Parafuso Hexagonal	2	M8 L60	1 €	-
Chapa Alumínio	2	138x355x10	139 €	-
Tampa Alumínio	1	159x125x8	41.2 €	-
O'Ring	1	Ø45 e1.5	-	Trelleborg OR1504200-N5
Parafuso Hexagonal	2	M6 L50	0.8 €	-
Porca	5	M8	1.8 €	-
Parafuso Cilindrico	8	M6 L30	2.5 €	-
Parafuso Cilindrico	7	M6 L10	18.2 €	-
Tampa Vedantes Aço	1	Ø60x27	19.2 €	RDOF60-30
Vedante Raspador "Trelleborg Scraper"	1	Øe28.6x7.47	-	Trelleborg AWSW00200-WU9E1
Cinta Guiamento "Trelleborg Wear Ring"	2	Øe23x3.92	-	Trelleborg GR4300200-POTBW
Vedante Labial "Trelleborg Pneumatic Glyd Ring"	1	Øe26x2.65	-	Trelleborg ARG100200-Z80N
Parafuso Cilindrico	10	M4 L25	2.4 €	-
Parafuso Hexagonal	5	M6 L16	1 €	-
O'Ring	1	Ø20.5 e3	-	Trelleborg OR3001800-N5
Chapa Alumínio	1	160x400x1	27€	-
Clevis Superior Misumi	1	38x38 h33 M8	110 €	HGCTS8-W16-H25
Parafuso Cilindrico	8	M5 L16	17.6 €	-
Pino	2	M8 L43.6	7 €	-
Anel Elástico	4	Øe8.8 e0.8	4 €	-
Articulação Plana Misumi	1	M8	36 €	HGBS8-15-28-8
TOTAL	98	-	3000 €	-

Anexo C - Diagrama *Simulink*



Anexo D - Lista de Peças da Solução Hidráulica

Nome	Quantidade	Dimensão	Preço Aproximado	Referência
Válvula Direcional Wandfluh	1	NG4	196 €	M22040-S1265-G24
Válvula Limitadora de Pressão Wandfluh	1	NG4	160 €	BADPM22-210
Válvula de Retenção Wandfluh	4	NG4	560 €	BRVAB4
Acumulador de Membrana Hydac	1	0,16 l	76,77 €	HAD0.16-250-1X/9Z04A-11111-CE
Atuador Hidráulico Bosch Rexroth	1	CHDES 25X20X112 PN200	100 €	CGM1MF3/25/20/112A 2XR11CFUVWW
Bloco de Válvulas	1	100x100x100 mm	200 €	-
Ligações Hidráulicas e Conectores	4	-	-	Gustavo Cudell
Espaçadores	2	∅ 30x40 mm	20 €	Varões cilíndricos em aço
Porca Baixa	8	M30	0.3 €	
Chapa Aço Inox	1	498x498x10	-	F ramada
Parafuso Hexagonal	2	M8 L60	1 €	-
Clevis Superior Misumi	1	38x38 h33 M8	110 €	HGCTS8-W16-H25
Rótula Esférica	1	M8	30 €	PHSS8
TOTAL	28	-	2000 €	-