

Sistema de Ensaios de Elevada Dinâmica

José Pedro Afonso da Costa Cardoso

Dissertação

Orientador:

Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas

U. PORTO

FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Opção de Automação

2015/ 2016

Aos meus pais e irmão

Resumo

A realização de ensaios para determinar o comportamento de materiais e produtos, sob solicitações cíclicas de elevada dinâmica e de longa duração, tem sido alvo de crescente interesse e necessidade, com o fim de se avaliar o comportamento daqueles, sob condições aceleradas de solicitação, e, por conseguinte, estimar o seu tempo de vida.

Para que tais ensaios sejam possíveis, é preciso dispor de equipamentos de elevada fiabilidade, de elevado rigor comportamental sob longos períodos de tempo, de uma solução informática adequada ao equipamento disponível e de materiais ou produtos que desafiem as soluções de controlo disponíveis.

Para este trabalho foi utilizado um servoatuador eletrohidráulico de elevada dinâmica, de muito baixo atrito, com chumaceiras hidrostáticas e duas soluções informáticas de controlo alternativas para serem estudadas, o *Dynatester Kernel* e o *Dynatester In-Time (RT)*. Ambas as soluções correm num computador comum de secretária. No entanto, a aplicação informática *Dynatester Kernel* baseia-se numa solução tipo de um controlador de um dispositivo periférico informático. O *Dynatester In-Time (RT)* baseia-se na utilização de um sistema operativo de tempo real para realizar o controlo do sistema de ensaios, permitindo um controlo temporal muito mais rigoroso.

Com este trabalho, numa fase inicial, visou-se modelar numericamente o funcionamento do sistema, estando esta modelação suportada por amplos resultados experimentais.

Da comparação do desempenho e funcionamento das duas aplicações informáticas desenvolvidas para realizar o controlo do sistema de ensaios, concluiu-se que, as duas aplicações informáticas têm desempenhos semelhantes para ciclos de ensaio de frequências até cerca de 10 Hz. Só para ensaios de solicitação superior a 10 Hz se começa a revelar uma diferença crescentemente significativa com a aplicação *Dynatester In-Time (RT)* a ter muito melhor desempenho, para parâmetros iguais do controlador do sistema. High Dynamics Testing System.

Abstract

Recently, there has been a growing interest in performing experiments to assess the behavior of certain materials and products, under cyclical high dynamic tests and in prolonged timeframes, so as to ascertain both their lifetime and response to accelerated efforts.

In order to conduct these tests, the use of highly reliable equipment, capable of withholding its accuracy under prolonged timeframes is required, as well as the use of a software application tailored to the equipment at hand, along with whichever materials and/or products that challenge the current control applications.

There's a wide range of resources that were employed in the accomplishment of this paper, such as a low friction high dynamic electrohydraulic servomechanism with hydrostatic bearings, as well as two alternative software applications (the *Dynatester Kernel* and the *Dynatester In_Time* RT), which were meant to be compared.

Dynatester Kernel software is based on an interface between the user and the testing system as if it was regarded as a peripheral software driver. *Dynatester In_Time* RT is an application which is based on the use of a real time operating system (In_Time package), which allows for a better and more accurate time control.

Preliminarily, this paper aimed at making a numeric modulation of the system's behavior, based on experimental results.

Lastly, both software applications which were used to control the test system were subjected to several comparison runs, under different frequency cycles. This enables us to conclude that both software packages had very similar behavior for testing frequencies up to 10 Hz. For testing frequencies above 10 Hz, *Dynatester In_Time (RT)* software package demonstrated that its performance shows significantly better characteristics, for equal parameters of system controller package.

Agradecimentos

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer ao meu orientador, Professor Doutor Francisco Jorge Teixeira de Freitas, pela oportunidade de desenvolver este trabalho, pelo acompanhamento, assim como pela partilha de conhecimento e engenho.

Agradeço também aos meus colegas de trabalho do INEGI, Eng. Ricardo Carvalho e Sara Fernandes, pela sua disponibilidade e conhecimentos transmitidos durante todo este trabalho de dissertação.

Ao Sr. Joaquim Almeida, técnico de laboratório, pela ajuda, conhecimento transmitido, assim como pela disponibilidade demonstrada ao longo do tempo em que partilhou o espaço de trabalho comigo durante a execução dos ensaios.

Ao Sr. Joaquim Silva, técnico do laboratório de óleo-hidráulica do departamento de mecânica da FEUP, pelas críticas construtivas nas várias etapas deste trabalho.

Um agradecimento especial ao INEGI e o seu pessoal, pelo acolhimento, pelo tempo e equipamento disponibilizado para a realização desta dissertação.

À FEUP, faculdade que me proporcionou todo o conhecimento em engenharia até ao momento e onde realizei esta dissertação.

Ao meu colega de laboratório, Tiago Abreu, pela partilha de ideias e opiniões sobre as mais diversas áreas deste trabalho, principalmente na análise de dados.

Por último, agradeço a toda a minha família, em especial aos meus pais e irmão, que em muito contribuíram para a conclusão desta etapa da minha vida.

Índice de conteúdos

Resumo	v
Abstract.....	vi
Agradecimentos	vii
Índice de figuras	xiii
Índice de tabelas	xix
1 Introdução.....	1
1.1 Contextualização	1
1.2 Objetivos genéricos e etapas do presente trabalho	2
2 Relevância dos sistemas de ensaios.....	3
2.1 Sistemas de elevada dinâmica	3
• Na indústria.....	4
• Parques de diversão	4
• Simulador de voo	4
2.2 Servoatuadores hidráulicos.....	6
• Atuadores hidráulicos	6
• Válvula direcional proporcional de elevado desempenho	8
2.3 Chumaceiras hidrostáticas	9
2.4 Descrição do sistema de ensaio	10
• Grupo hidráulico.....	12
• Servoatuador	13
• Célula de carga:	16
• Válvula direcional proporcional de elevado desempenho	16
2.5 Sistema de comando e de aquisição de dados e <i>software</i> utilizado.....	17
3 Caracterização experimental do sistema	21
3.1 Sinal de comando da válvula	22

3.2	Ensaio iniciais em deslocamento	22
•	Procedimento experimental.....	22
•	Ensaio realizados	24
•	Observações e tratamento dos dados obtidos	24
•	Resultados obtidos	24
3.3	Ensaio do comportamento da pressão	28
3.4	Ensaio para avaliar o comportamento das chumaceiras hidrostáticas sob diferentes pressões	31
3.5	Dispositivo de carga elástica para atuador	32
3.6	Estratégia na realização dos ensaios sob carga elástica	34
3.7	Ensaio e resultados dos ensaios sob carga elástica.....	34
3.8	Ensaio para testar as chumaceiras hidrostáticas	36
3.9	Análise das pressões nos ensaios sob carga elástica	37
4	Modelo do sistema	39
4.1	Bomba hidráulica	39
4.2	Nó de separação C.....	40
4.3	Válvula proporcional.....	44
•	Valores de A1 e A2	49
•	Modelação e visualização das Pseudo-áreas	50
•	Constantes das Pseudo-áreas	52
4.4	Atuador.....	57
•	Caudal que se infiltra nas câmaras devido às chumaceiras hidrostáticas	57
•	Caudal que escoar de uma câmara para a outra.....	58
4.5	Outras forças aplicadas sobre o sistema.....	62
•	Força do Dispositivo de Carga Elástica para Atuador (DCEA)	62
•	Peso	62
•	Força viscosa.....	62
•	Força de Coulomb	64
4.6	Pressões iniciais	66
4.7	Comparação do modelo obtido com os resultados experimentais	67

•	Deslocamento livre do atuador	67
•	Deslocamento sob carga elástica	68
•	Deslocamento com descontinuidades de força	70
5	Ensaio em malha fechada.....	73
5.1	Referências escolhidas e as suas particularidades	73
5.2	Gama de frequências [1 a 40] Hz	78
5.3	Amplitudes de ensaio selecionadas	78
5.4	Número de ciclos por ensaio	79
5.5	Posição do atuador.....	80
5.6	<i>Software</i> de aquisição e de controlo	80
5.7	Controladores selecionados para cada ensaio.....	82
5.8	Observações sobre a análise no domínio temporal e frequencial.....	83
5.9	Ensaio com o <i>Software Dynatester Kernel</i>	84
•	Sinusoide de deslocamento sem carga opositora	84
5.10	Sinusoide de deslocamento sob força constante.....	88
5.11	Sinusoide de deslocamento sob força variável	90
5.12	Trapézios de deslocamento sem carga opositora.....	93
5.13	Trapézios de deslocamento com carga opositora	98
5.14	Ensaio com o <i>Software Dynatester Tempo Real (RT)</i>	101
•	Sinusoide de deslocamento sem carga opositora	101
•	Sinusoide de deslocamento sob força constante	103
•	Sinusoide de deslocamento sob força variável	105
5.15	Comparação entre os <i>softwares DynaTester Kernel</i> e RT.....	107
•	Comparação da resposta temporal	107
5.16	Comparação da resposta em termos frequenciais.....	109
6	Conclusões.....	113
6.1	Trabalhos futuros.....	114
7	Bibliografia.....	115

ANEXOS	117
Anexo A.....	117
• Derivação numérica dos dados de deslocamento do atuador	118
• Tratamento dos dados da derivação e método dos mínimos quadrados.....	119
Anexo B – Viscosidade do óleo.....	122
Anexo C – Compressibilidade efetiva do óleo.....	124
Anexo D – Volumes mortos de cada linha	126
Anexo E – Ensaio de temperatura	127

Índice de figuras

Figura 2.1 – Exemplo de sistema de elevada dinâmica em parques de diversões, [9]	4
Figura 2.2 – Exemplo de um simulador de voo.....	5
Figura 2.3 – Exemplos de servoatuadores; à esquerda está um servomotor elétrico e à direita está um servoatuador hidráulico,[7] e [8]	5
Figura 2.4 – Diferentes tipos de forças de fricção e o seu comportamento com a velocidade...7	
Figura 2.5 – Esquema que representa o funcionamento de uma chumaceira hidrostática	9
Figura 2.6 - Sistema experimental de ensaio	10
Figura 2.7 – Esquema hidráulico do sistema de ensaio	11
Figura 2.8 – Servoatuador em duas perspetivas diferentes	13
Figura 2.9 – Esquema do cilindro hidráulico	14
Figura 2.10 – Esquema do êmbolo do cilindro hidráulico	15
Figura 2.11 – Esquema simplificado que permite observar a circulação do caudal na chumaceira hidrostática	15
Figura 2.12 – Resposta em frequência da válvula D1FP E50FJ9NB0020 [18]	16
Figura 2.13 – Cartas de aquisição, PCI-6208V (esquerda) e PCI-9114 (direita)	17
Figura 3.1 – Ilustração relativa ao funcionamento em malha aberta do sistema.....	21
Figura 3.2 – Gráfico onde se observa a deriva do deslocamento	23
Figura 3.3 – Gráfico do deslocamento do atuador com pressões de alimentação diferentes ...	25
Figura 3.4 – Gráfico do deslocamento do atuador com diferentes amplitudes do sinal de referência.	26
Figura 3.5 – Gráfico do deslocamento do atuador com diferentes frequências do sinal de comando.	27
Figura 3.6 – Gráfico que representa a oscilação da pressão na linha P para um movimento oscilatório do atuador	28
Figura 3.7 – Ampliação da Figura 3.6	29
Figura 3.8 – Gráfico da evolução das pressões P, A e B	29

Figura 3.9 – Ampliação da Figura 3.8	30
Figura 3.10 – Gráfico que representa o diferencial de pressão entre as linhas A e B.....	31
Figura 3.11 – Gráfico do deslocamento do sistema para diferentes condições de lubrificação nas chumaceiras hidrostáticas	32
Figura 3.12 – Parte do desenho 2D do dispositivo de carga elástica para atuador (célula de carga não representada).....	33
Figura 3.13 – Gráfico representativo das linhas características possíveis com molas da mesma dimensão em diferentes combinações [3]	33
Figura 3.14 – Ensaio realizado sob carga elástica	35
Figura 3.15 – Gráfico que permite comparar a deformação do DCEA com uma senoide ...	35
Figura 3.16 – Ensaio de força sob diferentes condições de lubrificação.	37
Figura 3.17 – Ensaio que avalia as pressões nas câmaras do atuador quando este está sob carga elástica	38
Figura 4.1 – Esquema da bomba hidráulica a modelar	39
Figura 4.2 – Variação do rendimento com a pressão do óleo fornecido pela bomba	40
Figura 4.3 – Esquema simplificado do nó de separação do caudal.....	40
Figura 4.4 – Variação da pressão na válvula limitadora de pressão em função do caudal que a atravessa.....	41
Figura 4.5 – Esquema do circuito hidráulico simplificado com a distribuição dos escoamentos	42
Figura 4.6 – Imagem retirada do modelo onde se observa a variação da pressão na linha P ..	43
Figura 4.7 – Comparação entre os valores da pressão na linha P do modelo teórico e do sistema de ensaio.....	43
Figura 4.8 – Válvula em análise nesta secção.....	44
Figura 4.9 – Gráfico que representa a velocidade do atuador obtida por derivação numérica.	45
Figura 4.10 – Estrangulamento de caudal com identificação da zona onde o fluido começa a acelerar (1) e a zona da <i>vena contracta</i> (2).....	46
Figura 4.11 – Esquema da zona de estrangulamento de caudal entre as arestas da gaveta e a camisa nas válvulas	47

Figura 4.12 – Esquema construtivo da válvula onde se destaca o espaçamento entre as arestas da gaveta e da camisa48

Figura 4.13 – Dimensões das zonas de destaque do escoamento do fluido quando este atravessa uma secção de estrangulamento de caudal.....49

Figura 4.14 – Esquema onde se evidenciam os raios de revolução médios de cada área 50

Figura 4.15 – Imagem retirada do modelo que retrata uma das pseudo-áreas 50

Figura 4.16 – Comportamento das pseudo-áreas $PAa1$ e $PAb1$ para um sinal de comando do tipo rampa..... 51

Figura 4.17 – Gráfico no qual se observa a evolução do caudal em paralelo com a do sinal de comando 53

Figura 4.18 – Esquema construtivo da válvula proporcional.54

Figura 4.19 – Circuito hidráulico equivalente à válvula e atuador com indicação das passagens de caudal.54

Figura 4.20 – Esquema simplificado da gaveta onde se observam as passagens de caudal..... 55

Figura 4.21 – Imagem retirada do modelo que retrata os caudais que atravessam as pseudo-áreas 56

Figura 4.22 – Esquema simplificado do atuador hidráulico57

Figura 4.23 – Esquema dos caudais que entram e saem, representados a vermelho e preto respetivamente, das câmaras A, à direita, e B, à esquerda, aquando de um deslocamento de A para B.....58

Figura 4.24 – Imagem retirada do modelo na qual se observa como é determinado o caudal comprimido, neste caso na câmara A 60

Figura 4.25 – Imagem retirada do modelo onde se obtém a variação de pressão resultante do caudal de compressibilidade 60

Figura 4.26 – Imagem retirada do modelo na qual se observa como se obtém o deslocamento a partir das forças aplicadas no sistema..... 61

Figura 4.27 – Esquema onde se observa o gradiente de velocidade do óleo numa das câmaras 63

Figura 4.28 – Aceleração do atuador antes da introdução da força de *Coulomb*64

Figura 4.29 – Representação esquemática do sistema vibratório equivalente ao sistema na ausência de forças viscosas	65
Figura 4.30 – Aceleração do atuador depois de inserir a força de <i>Coulomb</i>	65
Figura 4.31 – Esquema que representa as forças resultantes da pressão de cada câmara e o peso do conjunto êmbolo mais hastes	66
Figura 4.32 – Esquema que representa as forças resultantes da pressão de cada câmara e a força do DCEA.....	66
Figura 4.33 – Comparação entre o deslocamento do sistema modelado e do real	68
Figura 4.34 – Gráfico onde se compara a resposta em deslocamento do modelo e do sistema real.....	69
Figura 4.35 – Gráfico que compara a resposta em força do sistema real e do modelado.....	69
Figura 4.36 – Gráfico onde se compara a evolução do modelo com a do sistema real em situações de descontinuidade	70
Figura 4.37 – Comportamento das molas de disco ao nível de deformação (s) com a variação da carga (F), [3].....	71
Figura 5.1 – Relação entre caudal e tensão de comando para pequenos valores de tensão	75
Figura 5.2 – Esquema das interações entre os elementos do <i>software</i> e <i>hardware</i> [13]	81
Figura 5.3 – Resposta do sistema para baixa frequência (Kernel).....	84
Figura 5.4 – Resposta do sistema a altas frequências (Kernel).....	85
Figura 5.5 – Alteração da escala de tempo da Figura 5.4	85
Figura 5.6 – Diagrama de Bode do ensaio de senoide de deslocamento (Kernel).....	86
Figura 5.7 – Comparação da resposta do sistema para diferentes amplitudes (Kernel)	87
Figura 5.8 – Comportamento a baixa frequência (Kernel)	88
Figura 5.9 – Comportamento do sistema a alta frequência (Kernel)	89
Figura 5.10 – Diagrama de Bode para ensaios de força constante (Kernel).....	89
Figura 5.11 – Ensaio a baixa frequência sob força variável (Kernel).....	90
Figura 5.12 – Resposta do sistema a alta frequência (Kernel).....	91
Figura 5.13 – Diagrama de bode para ensaios sob força variável (Kernel)	92

Figura 5.14 – Resposta à referência para diferentes ganhos do controlador	93
Figura 5.15 – Resposta à referência para diferentes ganhos do controlador	94
Figura 5.16 – Sobreposição da referência sobre a resposta do sistema.....	94
Figura 5.17 – Resposta dos diferentes ganhos de controlador	95
Figura 5.18 – Sobreposição da resposta do sistema com a referência pretendida.....	96
Figura 5.19 – Sobreposição da resposta do sistema com a referência pretendida.....	97
Figura 5.20 – Trapézio de deslocamento com inclinações diferentes	98
Figura 5.21 – Sobreposição da referência sobre a resposta do sistema.....	99
Figura 5.22 – Sobreposição da resposta do sistema com a referência pretendida.....	100
Figura 5.23 – Resposta do sistema para baixas frequências (RT).....	101
Figura 5.24 – Resposta do sistema para altas frequências (RT).....	101
Figura 5.25 – Diagrama de Bode para sinusoides de deslocamento livre (RT)	102
Figura 5.26 – Resposta do sistema para baixas frequências (RT), sob força constante	103
Figura 5.27 – Resposta do sistema para alta frequência (RT).....	103
Figura 5.28 – Diagrama de Bode para ensaios de força constante (RT)	104
Figura 5.29 – Resposta do sistema para baixas frequências.....	105
Figura 5.30 – Resposta do sistema para alta frequência (RT).....	106
Figura 5.31 – Diagrama de Bode para ensaios sob força variável (RT).....	106
Figura 5.32 – Comparação temporal da resposta do <i>Kernel</i> e RT a baixa frequência	108
Figura 5.33 – Comparação da resposta temporal do <i>Kernel</i> com a do RT para alta frequência	108
Figura 5.34 – Diagrama de Bode que compara o <i>Kernel</i> com o RT para ensaios sem carga opositora	109
Figura 5.35 – Diagrama de Bode que compara o <i>Kernel</i> com o RT para ensaios sob força constante	110
Figura 5.36 – Diagrama de Bode que compara o <i>Kernel</i> com o RT para ensaios sob força variável	111

Índice de tabelas

Tabela 2.1 – Tabela na qual estão legendados os componentes da Figura 2.7.....	12
Tabela 2.2 – Legenda da Figura 2.8	13
Tabela 3.1 – Força e deformação de equilíbrio nos ensaios realizados com e sem lubrificação forçada	36
Tabela 5.1 – Tabela de valores de frequência limite de funcionamento do sistema	79

1 Introdução

Neste primeiro capítulo, é feita uma contextualização do tema, indicando a importância do controlo de movimento e de força nos servossistemas hidráulicos e é apresentado o enquadramento geral do trabalho. Depois é realizada uma breve descrição dos objetivos genéricos do trabalho.

1.1 Contextualização

A vida útil dos materiais é cada vez mais um fator a ter em conta no projeto de mecanismos que são sujeitos a solicitações alternadas cíclicas. Nas peças mais afetadas por este tipo de esforços geram-se pequenas fendas que, ao permanecer em esforço alternado durante longos períodos de tempo, se propagam ao longo da peça. Quando esta fenda é suficientemente longa e profunda, a peça pode atingir a condição de rotura aquando de uma perturbação ou sujeição a maior esforço.

Este tipo de problemas promove a necessidade de testar novos materiais, produtos ou sistemas, para averiguar, em tempo acelerado, o comportamento destes face ao tipo de solicitações apresentado. Portanto, torna-se essencial utilizar equipamentos de ensaio, que possam realizar os testes referidos com rigor e rapidez. A necessidade de se obterem informações em tempo cada vez mais curto leva a que os requisitos esperados dos equipamentos de ensaio sejam cada vez mais exigentes.

Para realizar estes ensaios, é necessário que haja um bom controlo do movimento, isto é, da deformação, ou da força, uma vez que o material, ao ser solicitado à tração e/ou à compressão, vai desenvolver forças de reação. Neste tipo de ensaios é de maior interesse que o provete seja solicitado de modo a atingir o valor máximo e mínimo de força e deformação requeridos, não sendo, em geral, o seguimento de uma trajetória específica o objetivo mais relevante.

Os sistemas hidráulicos são, na sua generalidade, complexos e não lineares, devido a um conjunto de fatores. De entre os quais, se destacam a natureza laminar ou turbulenta dos

escoamentos, a geometria dos componentes, o atrito introduzido pelos vedantes, as forças resultantes dos escoamentos ou as propriedades inerentes aos óleos, cujas características variam com a temperatura e com a pressão. Como produto destas dinâmicas complexas e das não linearidades deste tipo de sistemas, os algoritmos de controlo, normalmente aplicados a sistemas lineares, como os tradicionais algoritmos PID, podem apresentar desempenhos insuficientes em aplicações hidráulicas exigentes.

1.2 Objetivos genéricos e etapas do presente trabalho

Este trabalho pretende realizar o estudo teórico, numérico e experimental de um servomecanismo eletro-hidráulico de elevada dinâmica para a realização de ensaios de fadiga. Pretende-se desenvolver e validar experimentalmente uma aplicação informática capaz de realizar ensaios de frequência elevada, com bons resultados até 40Hz e, se possível, até 60Hz de frequência de excitação.

Este trabalho começa pela caracterização experimental do funcionamento do mecanismo em malha aberta de modo a permitir uma adequada modelação do sistema, e consequente simulação numérica.

Posteriormente, é analisado o funcionamento deste, em malha fechada, para excitações de elevada dinâmica. De modo a compreender o impacto da solução informática neste tipo de solicitações de elevada dinâmica pretende-se comparar experimentalmente o desempenho de duas aplicações informáticas de controlo distintas, o *software DynaTester Kernel*, que é uma aplicação informática em que a aquisição e controlo é baseada no conceito de *driver* virtual e o *Dynatester In_Time*, que utiliza um sistema operático de tempo real para a aquisição e controlo. Esta comparação é particularmente importante para as condições de ensaio mais exigentes.

2 Relevância dos sistemas de ensaios

Este capítulo está dividido em duas partes, uma inicial, onde é feita uma abordagem geral sobre sistemas de elevada dinâmica, e uma final, onde é descrito o sistema de ensaios específico de apoio a esta dissertação.

Na parte inicial é feita uma abordagem geral sobre sistemas de elevada dinâmica, mencionando as diferenças entre estes em termos de tempos de resposta. De seguida, é feita uma análise mais detalhada sobre os componentes que permitem esses tempos de resposta. Por fim, é feita uma abordagem destes componentes, indicando e descrevendo os fatores que limitam o seu desempenho.

Na segunda parte deste capítulo, é feita uma descrição do sistema de ensaios de apoio a esta dissertação, realçando as suas características e particularidades. Deste modo, são examinados os seus componentes, bem como é apresentado o *software* de aquisição de dados e de controlo do sistema experimental utilizado.

2.1 Sistemas de elevada dinâmica

Na sociedade atual, é cada vez mais importante que os sistemas disponíveis possam desempenhar a sua função em tempos cada vez mais curtos, de um modo adequadamente preciso e associando crescente eficiência energética nas funções que realizam. Estes sistemas têm de cumprir requisitos cada vez mais exigentes, num curto espaço de tempo. Estes são específicos para cada tipo de sistema a aplicar e para a função que esse sistema deve desempenhar.

Atualmente, é cada vez mais importante conseguir sistemas rápidos e precisos para várias aplicações, não só industriais, mas também lúdicas (como nos parques de diversões) e didáticas (como os simuladores de voo).

- **Na indústria**

Na indústria as aplicações têm, frequentemente, de cumprir requisitos de produção em grande escala, com elevada repetibilidade, precisão e rigor de modo a garantir a qualidade de produtos a preços cada vez mais baixos. No entanto, noutros sistemas de dinâmica elevada podem não ser necessários requisitos tão exigentes.

As máquinas de comando numérico são um grande exemplo deste tipo de exigência na indústria, onde se pretende sempre assegurar qualidade máxima de posição, sob carga variável, e com tempos de resposta cada vez mais reduzidos.

As máquinas de ensaio estão igualmente, neste campo de aplicação, de elevada exigência.

- **Parques de diversão**



Figura 2.1 – Exemplo de sistema de elevada dinâmica em parques de diversões, [9]

Nos parques de diversão, Figura 2.1, os mecanismos estão concebidos para realizar movimentos rápidos e de elevada dinâmica, para serem apelativos para os potenciais utilizadores ávidos de emoções. Assim, é necessário que os seus componentes apresentem uma resposta com elevada repetibilidade e, também, com tempo de reação muito curto.

- **Simulador de voo**

Um exemplo de um sistema de elevada dinâmica é o simulador de voo, Figura 2.2. Neste, é necessário que o sistema consiga ajustar a posição e orientação da cadeira ao movimento da simulação visualizada no ecrã, podendo ser rápido ou lento, cumprindo exigências elevadas de aceleração e desaceleração. Estes sistemas utilizam componentes eletrónicos para comandar e controlar o movimento dos motores elétricos que ajustam a cadeira.



Figura 2.2 – Exemplo de um simulador de voo

Para conseguir cumprir os requisitos de velocidade, de deslocamento e de força torna-se necessário utilizar atuadores que os consigam assegurar. Exemplos desses atuadores são os servomotores elétricos e os servoatuadores hidráulicos, Figura 2.3, os quais podem funcionar como meios de atuação de elevada dinâmica.



Figura 2.3 – Exemplos de servoatuadores; à esquerda está um servomotor elétrico e à direita está um servoatuador hidráulico,[7] e [8]

Tanto os sistemas de base eletromecânica como os de base hidráulica mostram atualmente uma grande dinâmica de resposta. No entanto, os sistemas hidráulicos mostram uma resposta melhor do que a dos outros (pneumáticos, mecânicos e eletromecânicos), para solicitações envolvendo grande disponibilidade de capacidade de força.

As aplicações em malha fechada são essencialmente constituídas por um órgão de atuação, por uma unidade de comando e controlo e pelo inerente equipamento de medição. O equipamento de medição permite medir as variáveis de saída associadas ao órgão de atuação ou da variável que se pretende controlar. Por sua vez, essa medição é transmitida para a

unidade de comando, a qual vai determinar como deve comandar o componente de atuação, para realizar as funções pretendidas pelo utilizador.

2.2 Servoatuadores hidráulicos

Os servoatuadores hidráulicos são utilizados para controlo preciso de deslocamento, de trajetória, ou de força. Geralmente, um servoatuador hidráulico é constituído por um atuador hidráulico controlado por uma válvula direcional, com uma posição continuamente variável, e equipamento de medição desse deslocamento. Nesta secção, são abordados os atuadores e válvulas destinadas a estes servoatuadores.

- **Atuadores hidráulicos**

Os movimentos dos atuadores hidráulicos dependem do caudal que lhes é fornecido pela válvula de comando que lhes está associado, pelo que se pode observar pela equação (2.1). Esta relação matemática pode, no entanto, ser negativamente afetada pela existência de fugas, quer externas quer internas.

$$v = \frac{Q_{valv}}{A_{embolo}}, (2.1)$$

Por outro lado, pode haver alguma afetação negativa da relação entre caudal e movimento (velocidade) pela existência de maior ou menor compressibilidade do fluido no interior do atuador. Por este motivo, é necessária uma consideração das forças que atuam sobre o atuador, quer interiores (fricção) quer exteriores. Essas forças vão influenciar a pressão necessária para realizar os movimentos pretendidos, uma vez que a força aplicada depende da pressão do sistema, como se pode observar na equação (2.2).

$$F = p_1A_1 - p_2A_2, (2.2)$$

No caso das forças de fricção, estas podem ser definidas como uma função da velocidade, [6].

Esta força pode ser decomposta em diferentes componentes da força viscosa:

- Força de Coulomb – força de valor constante para qualquer velocidade de atuação e de sinal contrário ao movimento;
- Força viscosa – força proporcional à velocidade de atuação e de sinal contrário ao movimento;
- Fricção de Stribeck – fenómeno que surge quando é usado um fluido de lubrificação e decresce o valor da fricção com um aumento da velocidade, a baixas velocidades.

As forças de fricção podem ser representadas pela Figura 2.4 e pela equação (2.3).

$$F_{fric} = f_{prop}v + [F_{Coulomb} + F_{Stribeck}e^{-f_{exp}|v|}] \text{sign}(v) \quad (2.3)$$

F_{fric}	→	força de fricção total (N)
f_{prop}	→	coeficiente de viscosidade proporcional (N*s/m)
v	→	velocidade linear (m/s)
$F_{Coulomb}$	→	força de Coulomb (N)
$F_{Stribeck}$	→	força que caracteriza o efeito de Stribeck (N)
f_{exp}	→	coeficiente de redução da força de Stribeck

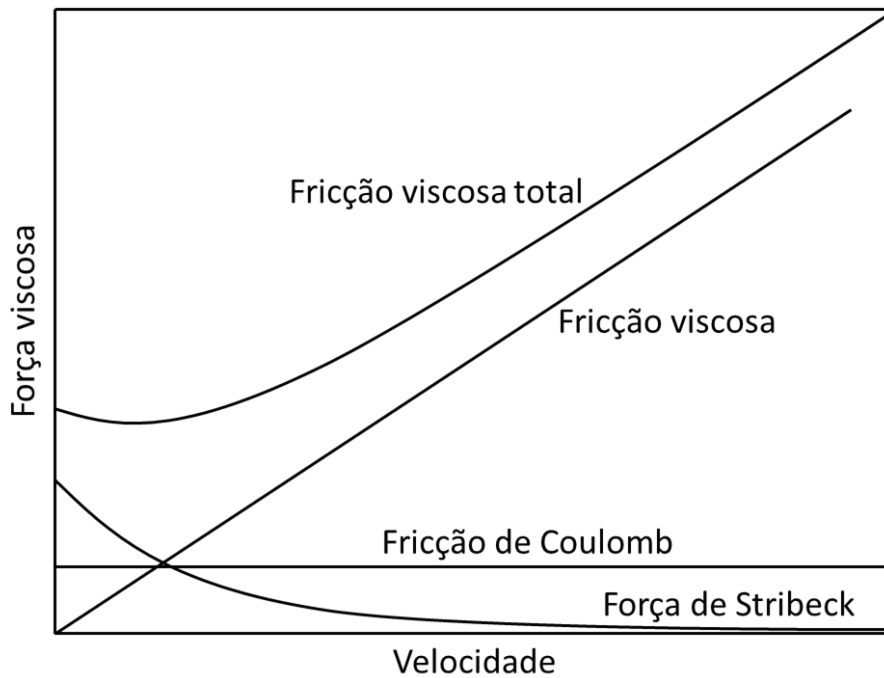


Figura 2.4 – Diferentes tipos de forças de fricção e o seu comportamento com a velocidade

Existem várias formas de reduzir essas forças, desde a utilização de atuadores sem vedantes à utilização de vedantes de baixo atrito. Nos cilindros sem vedantes existem potencialmente fugas de óleo de uma câmara para a outra, que aumentam com a carga a que o atuador possa estar sujeito. O escoamento do fluido reduz, potencialmente, a força de contacto entre o êmbolo e o corpo do cilindro. Nalguns destes cilindros constituem-se, efetivamente, chumaceiras hidrostáticas nas superfícies em deslizamento relativo.

As construções com vedantes de baixo atrito constituem uma solução muito comum e com grande eficácia na redução de forças de fricção. Em sistemas que descrevem movimentos de pequena amplitude a elevada frequência, no entanto, podem levar ao desgaste prematuro destes elementos de vedação, criando problemas sérios de fiabilidade para um servoatuador.

Para este tipo de aplicações podem ser mais interessantes os atuadores “sem vedantes”.

- **Válvula direcional proporcional de elevado desempenho**

Este tipo de válvulas foi concebido para permitir um controlo eficaz do caudal e fazem-no sob comando elétrico/eletrónico, dotadas de tempos de resposta muito curtos, com muito baixa histerese, elevado ganho de pressão e evidenciando um recobrimento de comutação nulo ou marginalmente negativo.

Estas válvulas são construtivamente válvulas de gaveta, com a sua posição controlada em malha fechada. Assim, com o sinal de referência de comando igual a ‘zero’, o eletroímã está parcialmente ativo e desloca a gaveta para a posição hidraulicamente central. O sinal de comando positivo ou negativo, aumenta ou diminui a corrente no eletroímã, deslocando a gaveta para a posição correspondente, até que o sinal do transdutor de posição seja igual ao sinal de referência.

Estas válvulas possuem uma gaveta de repouso auxiliar que, em caso de falha na alimentação, corta a circulação de óleo, com o objetivo de preservar a segurança.

O caudal que atravessa estas válvulas é dado pela equação (2.4).

$$Q = C_d A(V_{com}) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} = C_d \pi \phi_g x_s(V_{com}) \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}}, \quad (2.4)$$

Na equação (2.4), C_d corresponde ao coeficiente de descarga; V_{com} representa a tensão de comando do sinal; $A(V_{com})$ representa a área da gaveta em função da tensão de comando; Δp corresponde à queda de pressão do óleo que atravessa a válvula; ρ representa a massa específica do óleo; $x_s(V_{com})$ representa o deslocamento da gaveta em função de V_{com} .

As válvulas proporcionais de elevado desempenho foram concebidas para aplicações de controlo de movimento em malha fechada, as quais, até recentemente, eram essencialmente realizáveis com a aplicação de servoválvulas do tipo construtivo “palheta e tubeira”.

2.3 Chumaceiras hidrostáticas

As chumaceiras hidrostáticas são uma solução tecnológica para assegurar o deslizamento relativo de duas superfícies sem contacto mecânico. Esta solução é baseada na existência de um filme de fluido lubrificante, sob pressão hidrostática, que assegura a separação entre as superfícies em deslizamento, protegendo-as do desgaste. Isto possibilita uma regulação da posição de atuação de um servomotor com alta precisão, na ordem de grandeza dos micrómetros e, em alguns casos, até inferior. As chumaceiras permitem centrar o veio, graças ao equilíbrio radial de forças resultante da pressão do filme de óleo. Para garantir uma minimização de fugas de fluido, é necessário um elevado rigor de construção.

O funcionamento tem por base a alimentação de óleo pressurizado. O óleo escoa continuamente através de canais de entrada para as câmaras entre as superfícies das chumaceiras, como ilustrado na Figura 2.5. Este escoamento do fluido é laminar e os efeitos da inércia não são considerados.

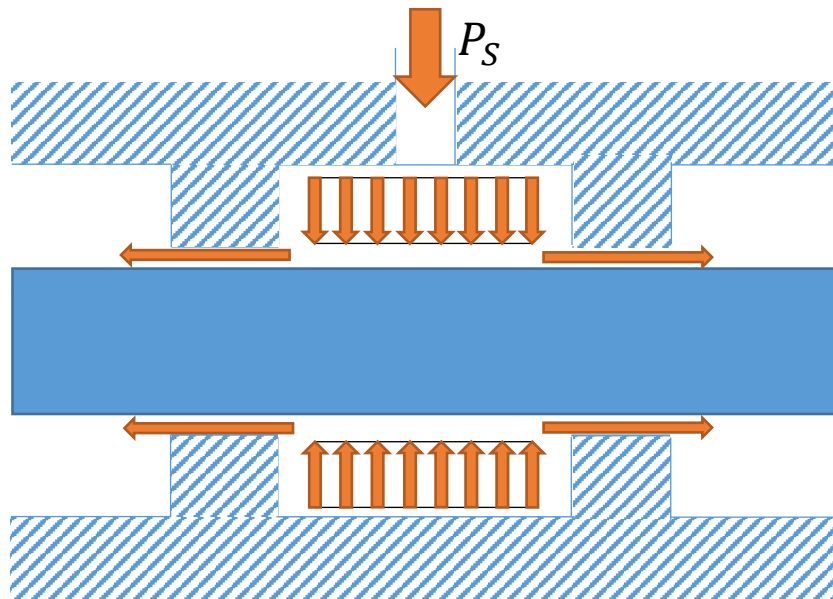


Figura 2.5 – Esquema que representa o funcionamento de uma chumaceira hidrostática

Ao contrário do que sucede com as chumaceiras de deslizamento hidrodinâmicas, nas chumaceiras hidrostáticas não tem relevância a resistência de deslize no início ou na paragem do movimento por forças viscosas (que é a principal causa de desgaste das chumaceiras) [10].

2.4 Descrição do sistema de ensaio

Este trabalho tem como suporte físico, para a realização dos ensaios, o sistema de experimental da Figura 2.6, disponível no Laboratório de Automação Industrial (LAI) do INEGI, constituído por um servoatuador eletro-hidráulico linear e um dispositivo de imposição de carga elástica.



Figura 2.6 - Sistema experimental de ensaio

Como qualquer servossistema hidráulico de ensaio, este é composto por:

- Grupo hidráulico;
- Servoatuador, que inclui um cilindro de duplo efeito simétrico com chumaceiras hidrostáticas, uma válvula direcional proporcional de elevado desempenho, transdutor de posição e transdutor de força;
- Estrutura mecânica de suporte do atuador;
- Sistema de comando e de aquisição de dados;
- Instrumentação complementar.

O esquema hidráulico deste sistema está apresentado na Figura 2.7, com a respetiva legenda na Tabela 2.1. Ao longo desta secção serão abordados os componentes aqui legendados.

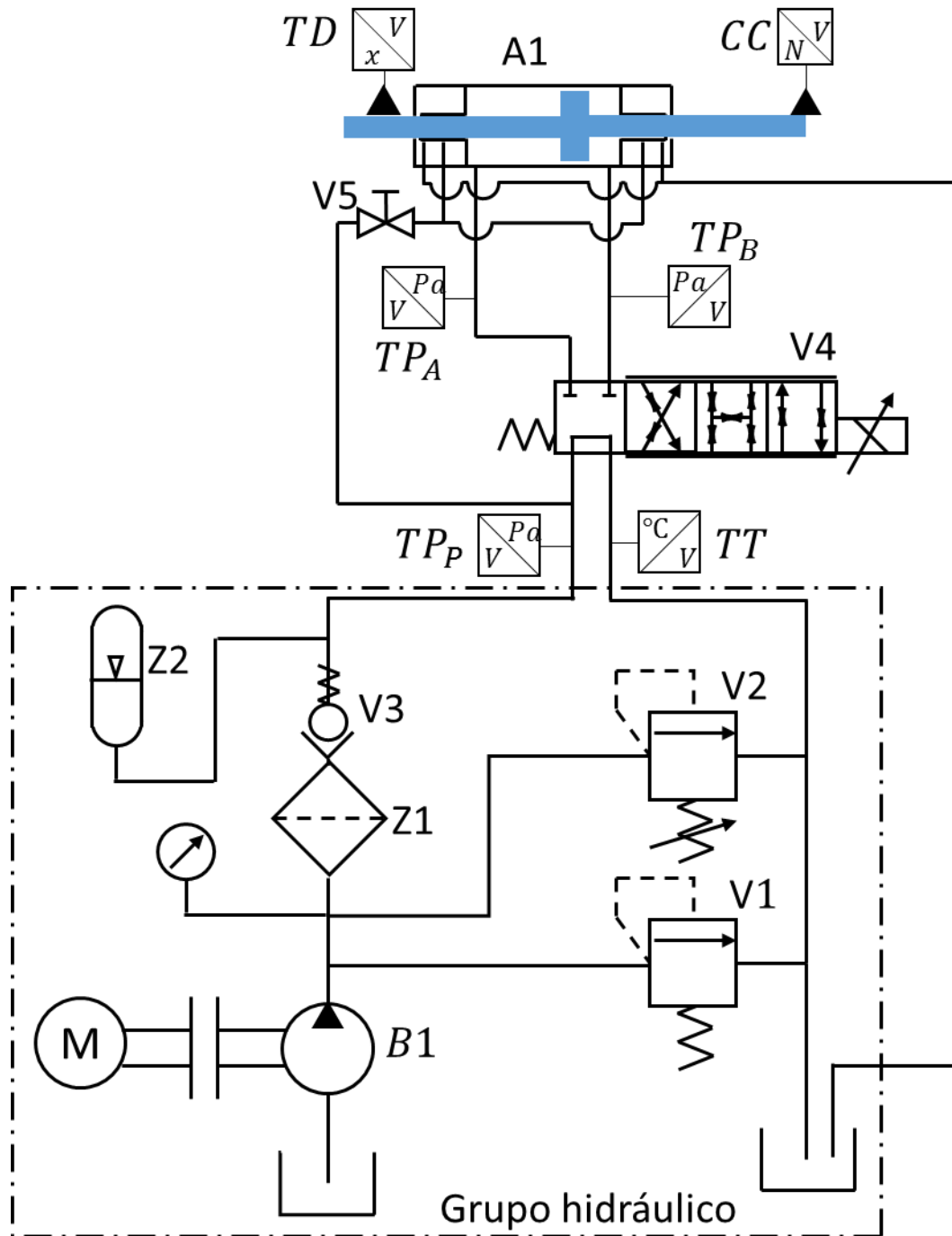


Figura 2.7 – Esquema hidráulico do sistema de ensaio

Tabela 2.1 – Tabela na qual estão legendados os componentes da Figura 2.7

	Componente correspondente
B1	Bomba hidráulica
A1	Atuador hidráulico
V1	Válvula de segurança
V2	Válvula limitadora de pressão
V3	Válvula de retenção
V4	Válvula proporcional de elevado desempenho
V5	Válvula de fecho
Z1	Filtro do óleo (de pressão)
Z2	Acumulador
TD	Transdutor de deslocamento externo
TT	Transdutor de temperatura (PT100)
CC	Célula de carga
TP_P	Transdutor de pressão da linha P
TP_A	Transdutor de pressão da linha A
TP_B	Transdutor de pressão da linha B

• Grupo hidráulico

Para fornecer energia hidráulica a este mecanismo foi utilizado o grupo hidráulico destacado na Figura 2.7. Neste grupo hidráulico o caudal disponível é de 3 l/min. O grupo hidráulico é composto pelos seguintes elementos:

- Reservatório com capacidade para 12 litros de óleo;
- Ventoinha eletrónica, colocada por cima do reservatório, para arrefecer o óleo;
- Quadro elétrico;
- Componentes hidráulicos:
 - Motor elétrico trifásico de 1,1 kW, da Universal Motors;

- Bomba hidráulica de engrenagem exterior de cilindrada fixa de $2\text{cm}^3/\text{rot}$;
- Válvula limitadora de pressão, de regulação manual;
- Válvula de segurança, para limitar a pressão até 220bar, no máximo;
- Acumulador hidráulico de membrana de 3 litros;
- Filtro de pressão.

- **Servoatuador**

Neste capítulo é apresentado o servoatuador utilizado neste trabalho, como se pode observar na Figura 2.8.

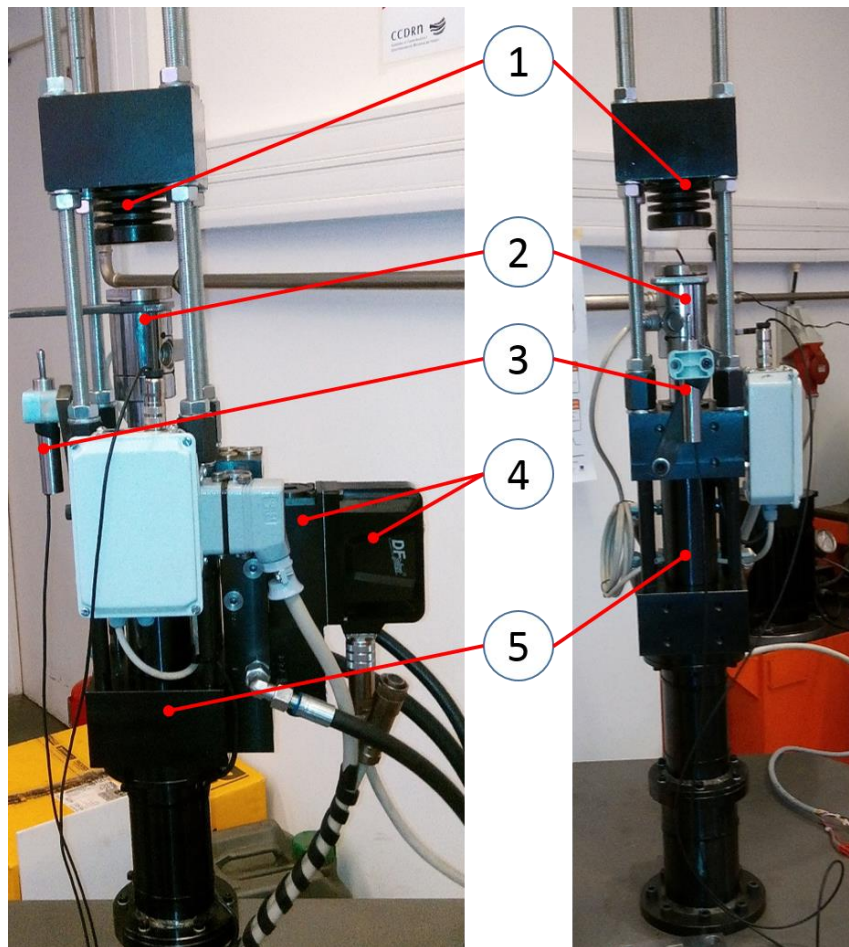


Figura 2.8 – Servoatuador em duas perspetivas diferentes

Tabela 2.2 – Legenda da Figura 2.8

Número	1	2	3	4	5
Componente	Dispositivo de carga elástica para atuador	Célula de carga	Transdutor de posição externo	Válvula de elevado desempenho	Cilindro hidráulico

Este servomotor é constituído por vários componentes. O cilindro hidráulico, que na Figura 2.8 equivale ao componente 5, é de duplo efeito simétrico com as dimensões 50 x 36 x 100. Numa das hastes desse cilindro foi colocado um ímã que permite que um transdutor de posição magnetostrictivo meça o deslocamento da haste. Este cilindro hidráulico apresenta um êmbolo sem vedantes e duas chumaceiras hidrostáticas, como se pode observar na Figura 2.9.

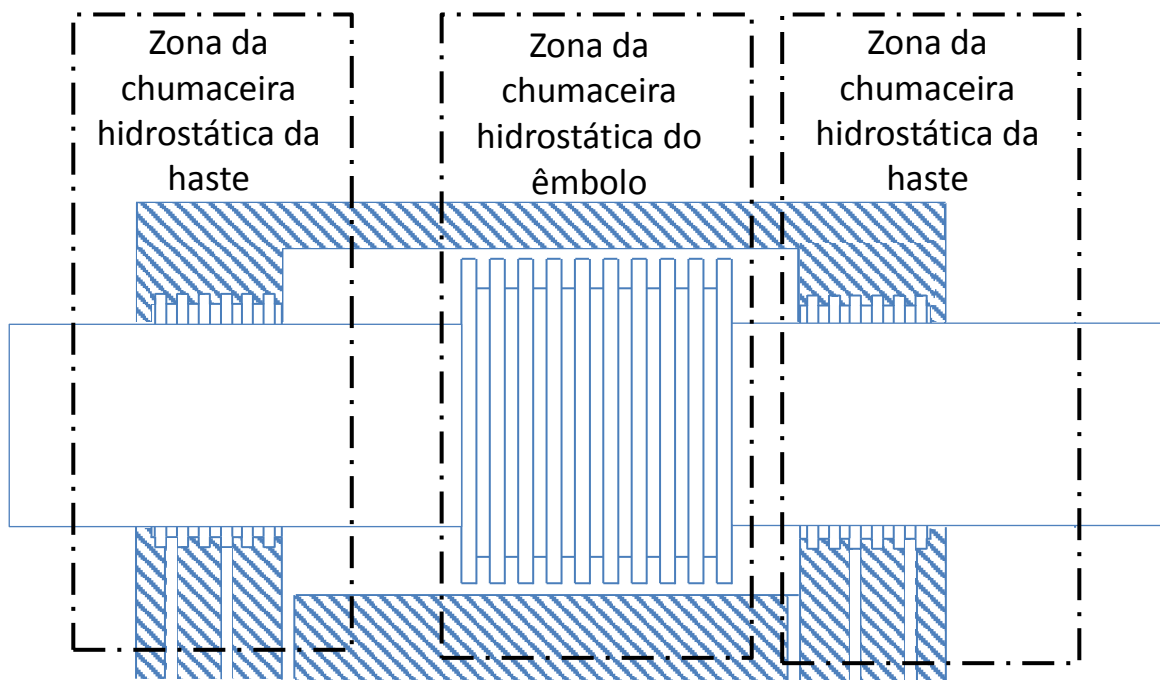


Figura 2.9 – Esquema do cilindro hidráulico

O transdutor de posição interno é do tipo magnetostrictivo, com a referência MTS GHM0100MD601V3 e com as seguintes propriedades:

- Gama de medição: 100mm;
- Não-linearidade: $< \pm 0,01\%$ para o deslocamento máximo (mínimo $\pm 50 \mu\text{m}$);
- Repetibilidade: $< \pm 0,001\%$ para o deslocamento máximo (mínimo $\pm 2,5 \mu\text{m}$);
- Histerese: $< 4 \mu\text{m}$.

O êmbolo do cilindro hidráulico não tem vedantes, existindo uma folga reduzida entre o êmbolo e o corpo do cilindro, dada pelas tolerâncias. Uma vez que este êmbolo não tem vedantes e existe uma folga radial, deixa de existir força de atrito de contacto nesta zona. Essa força é substituída por uma força de fricção viscosa, que resulta do escoamento laminar correspondente à passagem de fluido de uma câmara para a outra. No entanto, o êmbolo está construído com 9 ranhuras que permitem constituir uma sucessão de barreiras de vedação à

passagem do fluido. Esta construção é semelhante à das gavetas das válvulas direcionais de gaveta deslizante.

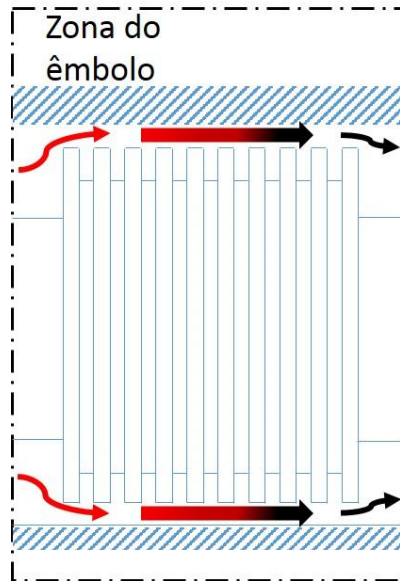


Figura 2.10 – Esquema do êmbolo do cilindro hidráulico

Neste cilindro também existem chumaceiras hidrostáticas associadas às hastes, de modo a criar isolamento entre as câmaras do atuador e o exterior. À semelhança do êmbolo, as chumaceiras hidrostáticas apresentam ranhuras que permitem vedar algum do caudal que tem fuga por estas. O caudal que atravessa esta chumaceira tem, por um lado, fuga para a câmara do atuador e, por outro lado, para uma linha de fuga externa Y, como indica a Figura 2.11.

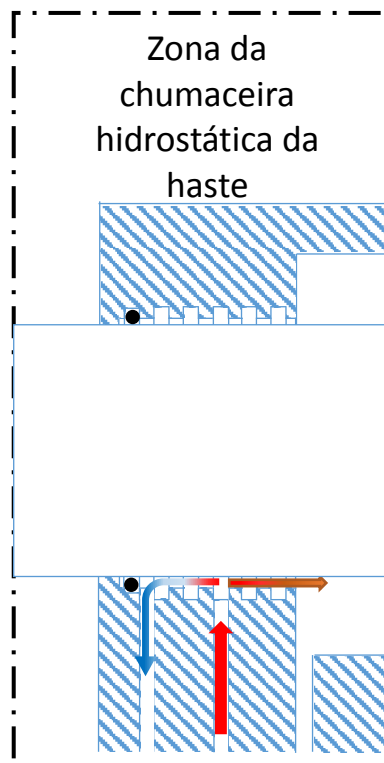


Figura 2.11 – Esquema simplificado que permite observar a circulação do caudal na chumaceira hidrostática

Estas chumaceiras evitam o contacto entre a haste e as paredes da chumaceira e centram as hastes, graças ao equilíbrio de forças radiais resultantes do filme de óleo pressurizado.

A forma como este atuador foi construído reduz as forças de contacto, pois só existem dois vedantes, os *o-ring*, que impedem a fuga externa de óleo das chumaceiras hidrostáticas. Estes *o-ring*, representados a preto na Figura 2.11, não estão sujeitos a pressão, devido ao canal de saída de fuga externa. Desta forma, as forças de atrito que possam dificultar o início do movimento são reduzidas.

A ausência destas forças de contacto é particularmente importante para ensaios de elevada frequência, uma vez que, neste tipo de ensaios, o desgaste dos componentes afetados por estas forças é elevado.

- **Célula de carga:**

- tipo de estrutura: TCE (de tração e de compressão);
- carga nominal: $\pm 25\text{kN}$;
- sensibilidade nominal: 2mV/V ;
- na figura 2.8 equivale ao componente 2.

- **Válvula direcional proporcional de elevado desempenho**

Esta válvula, na Figura 2.8, equivale ao componente 4, é da marca Parker com:

- Recobrimento nulo;
- Caudal nominal 12 l/min, para uma queda de pressão de 35bar por aresta de estrangulamento;
- Vedantes do tipo NBR;
- Sinal de comando: analógico de -10 a +10 V;
- Conexão do tipo 6 + PE acc. EN 175201-804;
- A resposta em frequência foi obtida a partir do catálogo e tem o diagrama de Bode da Figura 2.12.

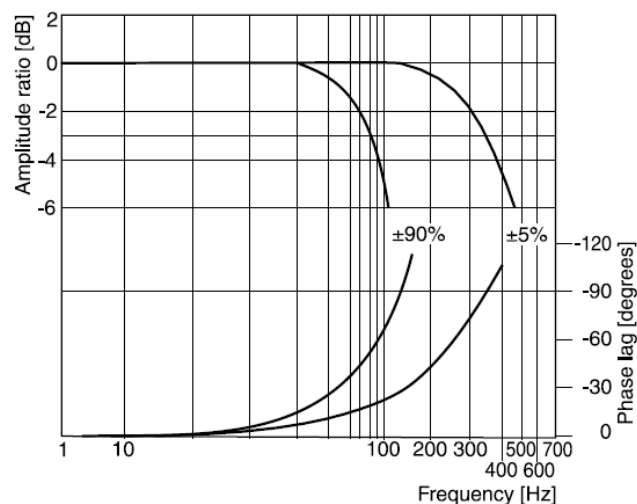


Figura 2.12 – Resposta em frequência da válvula D1FP E50FJ9NB0020 [18]

2.5 Sistema de comando e de aquisição de dados e *software* utilizado

Para a aquisição de dados recorreu-se ao *software* utilizado na dissertação “Avaliação Experimental do Controlo de Força em Servo-Sistema Hidráulico”, [5]. Essa aplicação informática chama-se *DynaTester* e será abordada mais tarde.



Figura 2.13 – Cartas de aquisição, PCI-6208V (esquerda) e PCI-9114 (direita)

O *software* permite o comando de duas cartas de aquisição de dados e controlo do sistema:

- uma carta multi-função modelo *PCI-9114*, e
- uma carta de saídas analógicas modelo *PCI-6208V*,

ambas da marca *Adlink*, ver Figura 2.13.

A carta *PCI-9114* é responsável pela geração do sinal de relógio de tempo real, que define a frequência de amostragem do algoritmo de aquisição e controlo das entradas e saídas digitais e das entradas analógicas. As principais características da carta *PCI-9114* são:

- 32 canais de entrada analógicos “single-ended”, ou 16 diferenciais, bipolares ou unipolares, com uma impedância de entrada de 10 M Ω ;
- Ganho de entrada programável;
- Conversor A/D de 16-bit, do tipo aproximações sucessivas;
- Taxa de amostragem até 80 kHz por canal (para os 32 canais significa uma amostragem máxima de 2,5 kHz);
- 16 canais de entrada digitais e 16 canais de saída digitais, até 24 VDC, com capacidade de comutação de 10 kHz;
- Relógio de 2,000 MHz associado a dois divisores de frequência de 16 bit.

A carta PCI-6208V é usada para gerar os comandos analógicos para controlo dos eixos e outros dispositivos, como, por exemplo, o comando de eventual cilindrada de bomba hidráulica a incluir no grupo hidráulico gerador.

As principais características da carta *PCI-6208V* são:

- 8 canais de saída analógicos bipolares;
- Conversor de 16-bit (para ± 10 VDC estando garantidos 14-bit) do tipo multiplicador monolítico;
- Tempo de estabilização de - 10 VDC a + 10 VDC de 2 μ s;
- Erro de linearidade máximo de $\pm 0,001\%$ da gama máxima (para ± 10 VDC corresponde a $\pm 0,1$ mV).

As funcionalidades presentes no *DynaTester* são semelhantes às normalmente presentes neste tipo de aplicações, possuindo competências que servem de base à criação e execução de ensaios com diferentes propriedades.

Assim sendo, as funcionalidades que, por norma, estão presentes são:

- Registo e caracterização de elementos do sistema em base de dados, bem como disponibilidade de apoio no procedimento de calibração de transdutores;
- Controlo manual do sistema;
- Preparação e realização de ensaios;
- Visualização e monitorização do sinal de transdutores;
- Ajuste dos parâmetros do controlador;
- Configuração de outros parâmetros do sistema.

De seguida, faz-se uma breve descrição de cada uma destas funcionalidades:

- A base de dados existente na aplicação serve como suporte de informação útil para o bom funcionamento das restantes funcionalidades. Neste suporte são registados e caracterizados todos os elementos de uma forma organizada e facilmente acessível.
- A calibração de transdutores é uma funcionalidade incluída para inserir e manter atualizável a característica de cada um dos transdutores utilizáveis no sistema de ensaio;
- Através do controlo manual, é possível comandar os vários componentes do sistema de ensaio, nomeadamente a central hidráulica e o movimento do servoatuador, de modo a efetuar operações de substituição do provete, manutenção ou reconfiguração daquele.
- A “preparação” e “execução” de ensaios são as principais funções de qualquer aplicação para sistemas de teste, isto porque é neste sub-programa, que se executam os ensaios e se obtêm as características dos provetes ensaiados. Na preparação do ensaio, pode-se escolher o tipo de trajetória de solitação em controlo de deslocamento ou em controlo de força. De entre as várias trajetórias de solitação podem-se encontrar as seguintes:
 - Constante;
 - Rampa;
 - Sinusoidal;
 - Outras obtidas pela combinação destas.

- É possível visualizar e monitorizar o sinal dos transdutores em tempo real, registando os dados para posterior consulta e análise. Na aquisição e armazenamento do sinal do transdutor, convém ter em atenção a frequência de aquisição do sinal.
- Para conseguir uma melhor resposta do sistema, é possível ajustar os parâmetros do controlador de forma fácil e expedita.
- Além das funcionalidades apresentadas, existem várias opções de configuração dos diversos elementos do sistema de ensaio, desde o grupo hidráulico até às placas de aquisição de dados.

O DynaTester apresenta, além das funções gerais supracitadas, algumas particularidades que o podem distinguir de outras aplicações, das quais se destaca a elevada flexibilidade na escolha de diferentes componentes do sistema de ensaio, como por exemplo:

- Ter definido na base de dados mais que um grupo hidráulico de modo a poder seleccionar o grupo específico que é utilizado numa aplicação;
- Ter capacidade para definir uma sequência de trajetórias diferentes, com características que podem ser bastante dispares entre si, e.g. o transdutor associado ao controlo (posição ou força), frequência de aquisição usada e a parametrização do controlador associado (para baixa, média ou elevada dinâmica).

Outra peculiaridade é a sua frequência de controlo que pode atingir 2 kHz, que é relativamente elevada face a outros sistemas em que a frequência de controlo usada está normalmente abaixo de 500Hz.

3 Caracterização experimental do sistema

Para realizar a modelação correta deste servomotor, é necessário conhecer muito bem os parâmetros que o definem. Desta forma, decidiu-se começar por identificar experimentalmente o sistema em funcionamento em malha aberta, como assinala a Figura 3.1. Assim, ao comandar este sistema com um sinal de excitação sob a forma de uma onda sinusoidal, de uma onda quadrada ou de uma onda triangular, de parâmetros conhecidos, é possível obter o deslocamento do atuador e, conseqüentemente, as relações entre as grandezas em questão.

Neste capítulo será caracterizado o funcionamento do sistema, inicialmente, em deslocamento sem carga e, posteriormente, sob uma carga elástica.

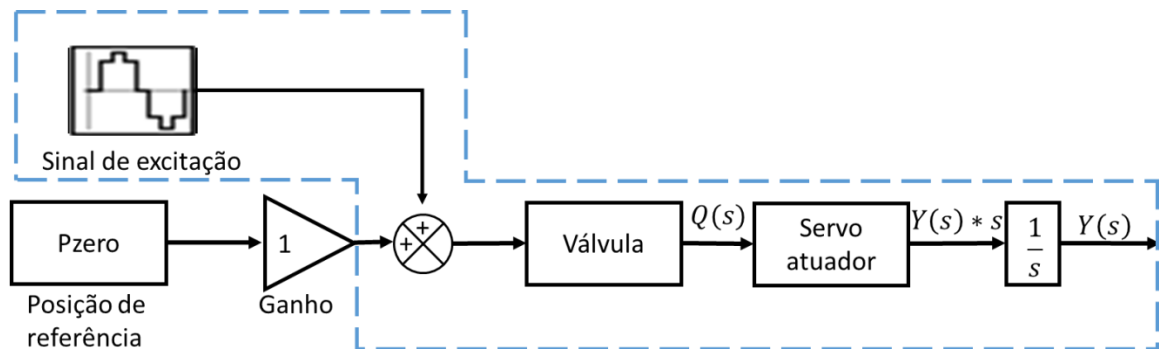


Figura 3.1 – Ilustração relativa ao funcionamento em malha aberta do sistema

Para efetuar esta caracterização foi necessário enviar um sinal de excitação sinusoidal para comandar a válvula, através da utilização de:

- Uma fonte de alimentação de corrente (para alimentar a válvula com corrente elétrica);
- Gerador de funções (para gerar o sinal de comando da válvula, isto é, o sinal de excitação);
- Osciloscópio (para observar o sinal a ser enviado para a válvula e a resposta do sistema);
- Transdutor de posição externo com contacto: marca Applied Measurements, do tipo: LVDT, com gama: $\pm 2,5$ mm de curso, (utilizou-se este transdutor para se conseguir uma maior resolução da medição do deslocamento para baixas amplitudes dado que o sensor interno magnetostrictivo tem uma gama de medição de 100mm);

3.1 Sinal de comando da válvula

O sinal de comando da válvula corresponde a um sinal sinusoidal, que pode ser traduzido por uma expressão matemática típica para este tipo de onda, expressa pela equação (3.1).

$$V_{comando}(t) = \frac{V_{pp}}{2} \sin\left(2\pi\omega t + \varphi \frac{\pi}{180}\right) + V_0, \quad (3.1)$$

- $V_{pp} \rightarrow$ valor da tensão pico-a-pico (VDC);
 $\omega \rightarrow$ valor da frequência do sinal de comando (Hz);
 $V_0 \rightarrow$ valor inicial e valor médio da tensão (mVDC offset);
 $\varphi \rightarrow$ valor da fase do sinal de comando (°).

O sinal de comando dita o valor do caudal e este, por sua vez, o valor da velocidade do atuador, a qual determina o deslocamento do atuador por integração. Assim, não será de surpreender que o valor do deslocamento do atuador evidencie uma deriva, como se verá depois. O valor dessa deriva depende do valor de V_0 , do “zero” hidráulico da válvula e da influência de outros parâmetros do sinal ou de resposta do sistema.

O valor da fase do sinal de comando ou do sinal de excitação é igual a 0° ou igual a 180° , uma vez que corresponde à posição do início do movimento da gaveta da válvula. Neste caso a fase utilizada foi de 0° .

3.2 Ensaios iniciais em deslocamento

- **Procedimento experimental**

Sabendo que a temperatura do óleo influencia o desempenho do sistema e que a temperatura ambiente varia com os fatores climatéricos e meteorológicos, torna-se necessário realizar um pré-aquecimento do óleo. Para isso, foi utilizado um sinal de referência com uma amplitude de 1Vpp, a uma frequência baixa, na ordem de 0,5Hz a 1Hz. Após uma análise experimental, concluiu-se que, para apressar o aquecimento do óleo, é vantajoso que a pressão de alimentação utilizada não seja inferior a 40bar, correspondendo a uma potência consumida de, aproximadamente, 0,2 kW.

Os ensaios pretendidos devem ser realizados sempre que o óleo no reservatório atinja uma temperatura igual ou superior a 38°C , mas nunca excedendo os 42°C , isto é, devem ser realizados a $40 \pm 2^\circ\text{C}$. A análise que permitiu determinar esta temperatura de ensaio está descrita no Anexo E.

Deve utilizar-se uma temperatura do óleo no reservatório próxima dos 40°C, pois, para além de ser uma temperatura de referência para a generalidade de ensaios normalizados, corresponde a um valor próximo do equilíbrio térmico do sistema de ensaio. No entanto, esta varia em conformidade com a pressão de alimentação do sistema. Esta temperatura está próxima da temperatura de equilíbrio térmico para ensaios com uma pressão de alimentação de 40bar. Para os ensaios que utilizem pressões mais baixas (até 20bar), a temperatura de equilíbrio está próxima dos 38°C.

Ao realizar os ensaios, foi possível observar que o valor inicial do sistema variava com os parâmetros do sinal de comando (frequência e amplitude), mas também com a temperatura, se bem que ligeiramente, como está representado na Figura 3.2. Em vez do sistema descrever o movimento em torno de um valor constante de posição, descreve-o, neste caso, em torno de uma reta de declive positivo. Esta apresenta, então, um declive o qual corresponde a uma deriva. A pressão de alimentação não afeta o valor desta deriva. Esta está analisada na secção 4.3 e no anexo A.

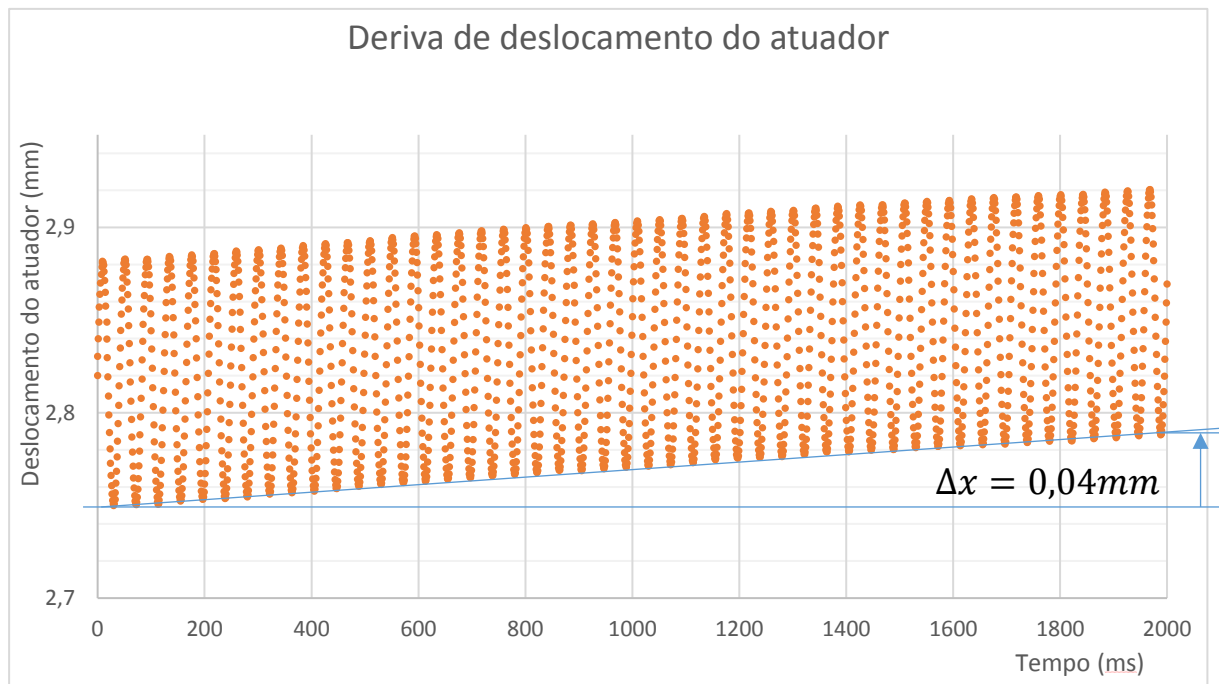


Figura 3.2 – Gráfico onde se observa a deriva do deslocamento

Como se pode observar nesta figura o deslocamento do atuador apresenta uma deriva, isto é, está em torno de uma reta com um declive, que, neste caso, é de $\frac{0,04}{2} = 0,02\text{mm/s}$.

A fim de se conseguir interpretar os dados o melhor possível, foi necessário deixar o sistema estabilizar em torno de um sinal inicial (V_0 , em mVDCoffset), garantindo um valor intermédio constante. Ao estabilizar em torno desse valor, eliminaram-se os erros adjacentes a uma transição entre estados, o que permitiu monitorizar o sistema em estado permanente. O único parâmetro que eventualmente não se conseguiu manter constante terá sido a temperatura. No entanto, tentou-se que

a sua variação fosse mínima, como já foi referido. Assim foi possível passar a obter uma variação atenuada deste parâmetro perturbador.

- **Ensaio realizados**

Numa primeira análise do servomotor, foram realizados ensaios para verificar o comportamento da válvula. Partindo da equação (2.2) obtemos a equação (3.2).

$$y = \int \frac{dy}{dt} dt = \int \frac{Q}{A} dt = \frac{C_d \pi \phi_g}{A} \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \int x_s(V_{com}) dt = K_v \sqrt{\Delta p} \int (V_{com}) dt, \quad (3.2)$$

As equações (3.2) e (3.1) permitem obter a equação (3.3).

$$y = K_v \sqrt{\Delta p} \int (V_{com}) dt = K_v \sqrt{\Delta p} \frac{V_{pp}}{2} \int \sin(\omega t) dt = -\frac{K_v}{\omega} \sqrt{\Delta p} \frac{V_{pp}}{2} \cos(\omega t), \quad (3.3)$$

Para averiguar se o atuador cumpre a equação (3.3), foram realizados ensaios com diferentes parâmetros de entrada, sendo estes:

- Pressões: {20, 25, 30, 40} bar;
- Amplitudes do sinal de comando: {0,3; 1; 1,8} Vpp (tensão em volt pico-a-pico);
- Frequências do sinal de comando: {1, 2, 4, 8, 12, 16, 20, 30, 40, 50, 60} Hz;
- Frequência de aquisição de dados:
 - 1000 Hz para ensaios com frequências inferiores a 50Hz;
 - 2000Hz para frequências iguais ou superiores a 50 Hz.

- **Observações e tratamento dos dados obtidos**

Ao realizar os ensaios, observou-se que a deriva influenciava os resultados de formas diferentes. No caso dos ensaios com o sinal de excitação de frequência reduzida, até 8Hz, o valor da deriva é aproximadamente desprezável. No caso das frequências maiores que 8Hz, a deriva influencia o deslocamento médio do sistema. Para ser possível examinar o comportamento do sistema, foi preciso retirar a deriva do deslocamento aos resultados obtidos. Assim o valor do deslocamento ficou em torno de zero, permitindo comparar os diferentes resultados.

- **Resultados obtidos**

Com base nos gráficos obtidos, foi possível comparar o comportamento do sistema para diferentes condições de funcionamento. Porém, já não foi possível comparar o comportamento a

temperaturas diferentes (tentou-se que este parâmetro se mantivesse fixo, apenas com variações não apreciáveis).

- Variação da pressão

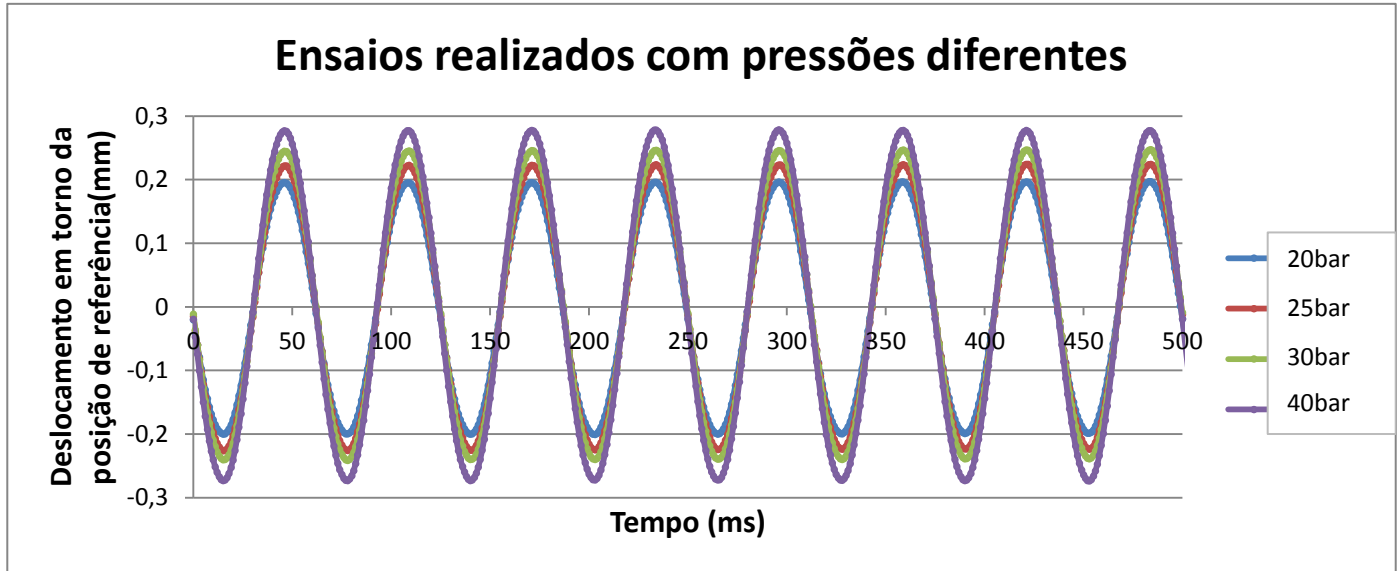


Figura 3.3 – Gráfico do deslocamento do atuador com pressões de alimentação diferentes

A Figura 3.3 é um exemplo dos gráficos obtidos. A partir dela, podemos concluir que, para um sinal com frequência e amplitude constantes, o aumento da pressão é acompanhado de um aumento da amplitude da resposta, o que já era esperado. Vejamos agora se, com esses valores, podemos verificar a equação (3.3).

$$\frac{y|_{P=40bar}}{y|_{P=20bar}} = \frac{-\frac{K_v}{\omega} \sqrt{\Delta p|_{P=40bar}} \frac{V_{pp}}{2} \cos(\omega t)}{-\frac{K_v}{\omega} \sqrt{\Delta p|_{P=20bar}} \frac{V_{pp}}{2} \cos(\omega t)} = \frac{\sqrt{2\Delta p|_{P=20bar}}}{\sqrt{\Delta p|_{P=20bar}}} = \sqrt{2} \leftrightarrow \frac{0,28}{0,2} \cong \sqrt{2}, \quad (3.4)$$

Pela equação (3.4) foi possível verificar o comportamento da válvula.

- Variação da amplitude

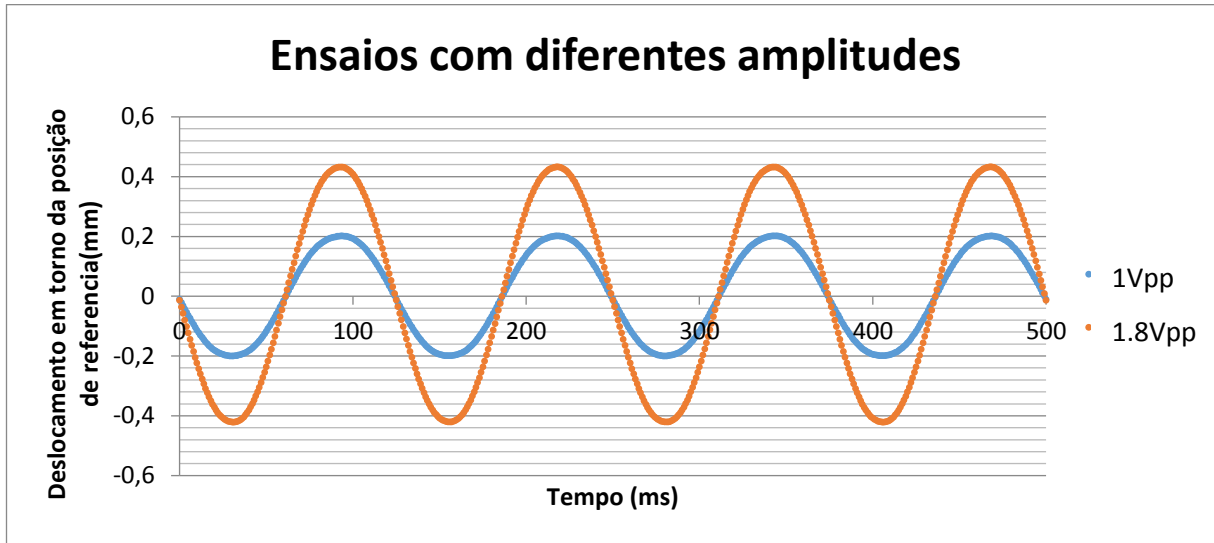


Figura 3.4 – Gráfico do deslocamento do atuador com diferentes amplitudes do sinal de referência.

A Figura 3.4 é um exemplo dos gráficos obtidos. Atendendo a ela, podemos concluir que, para um sinal com frequência e pressão constantes, o aumento da amplitude se faz acompanhar de um aumento da amplitude da resposta, o que já era esperado. Torna-se necessário verificar a equação (3.3).

$$\frac{y_{|V_{com}=1,8V_{pp}}}{y_{|V_{com}=1V_{pp}}} = \frac{-\frac{K_v}{\omega} \sqrt{\Delta p} \frac{1,8}{2} \cos(\omega t)}{-\frac{K_v}{\omega} \sqrt{\Delta p} \frac{1}{2} \cos(\omega t)} = \frac{1,8}{1} = 1,8 \leftrightarrow \frac{0,44}{0,21} \cong 2,1 \neq 1,8, \quad (3.5)$$

Pelo que se pode constatar pela equação (3.5), o deslocamento do atuador é superior ao que seria previsto. Isto pode significar que a válvula não tem um ganho de caudal constante, portanto evidenciando um ganho de caudal maior para maior amplitude de comando. A possibilidade de este comportamento estar relacionado com uma alteração da pressão de alimentação do sistema, só poderia justificar um comportamento inverso.

- Variação da frequência

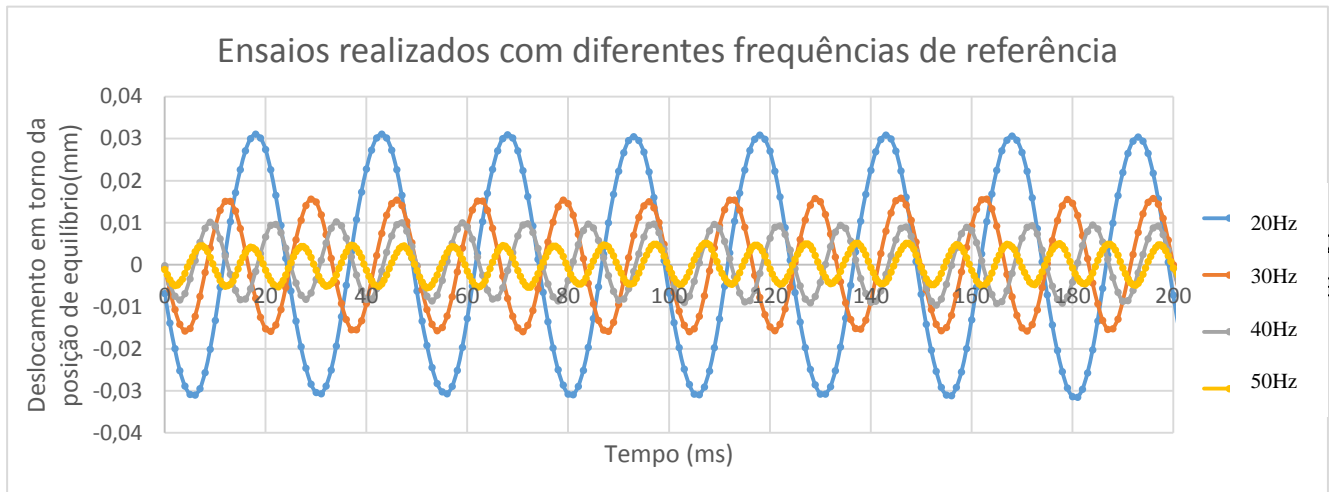


Figura 3.5 – Gráfico do deslocamento do atuador com diferentes frequências do sinal de comando.

A Figura 3.5 é um exemplo dos gráficos obtidos. A partir deste, podemos concluir que, para um sinal com amplitude e pressão constantes, o aumento da frequência é acompanhado de uma diminuição da amplitude do movimento do atuador, o que já era esperado. No entanto, o que é particularmente importante é que se verifica com clareza que, mesmo para frequências elevadas (como 50Hz), o deslocamento do atuador tem um perfil perfeitamente sinusoidal. Este comportamento permite dar garantias da fidelidade estrutural do sistema de ensaios a excitações de elevada frequência.

Torna-se necessário verificar a equação (3.3).

$$\frac{(y|_{f=20\text{Hz}})_{\text{máx}}}{(y|_{f=40\text{Hz}})_{\text{máx}}} = \frac{-\frac{K_v}{20 \times 2\pi} \sqrt{\Delta p} \frac{V_{pp}}{2}}{-\frac{K_v}{20 \times 2 \times 2\pi} \sqrt{\Delta p} \frac{V_{pp}}{2}} = 2 \leftrightarrow \frac{0,031}{0,01} \cong 3,1 \neq 2, \quad (3.6)$$

Pelo que se pode constatar pela equação (3.6), o deslocamento do atuador é inferior ao que seria previsto. Este comportamento claramente demonstra uma atenuação da resposta do sistema em função do aumento substancial da dinâmica do comando.

3.3 Ensaio do comportamento da pressão

Com o objetivo de se conseguir caracterizar completamente o sistema, foi necessário realizar o estudo da evolução instantânea das pressões nas diferentes linhas reinantes no sistema (P, A, B e T). Porém, a pressão na linha T mostrou-se de valor constante e aproximadamente igual a zero.

Para um estudo das pressões associadas ao movimento, nomeadamente no sentido de se analisar a eficácia das chumaceiras hidrostáticas, foram realizados ensaios com o sistema de ensaio na horizontal, com diferentes tipos de sinal de comando. A colocação do servoatuador na horizontal teve como objetivo retirar a influência gravítica unidirecional correspondente às partes móveis, nomeadamente a massa do conjunto do êmbolo e das hastes.

Numa primeira análise, só foi analisada a pressão na linha P, através da Figura 3.6. Nesta figura é também apresentada a curva do deslocamento do atuador, com a finalidade de se observar a fase do ciclo do movimento.

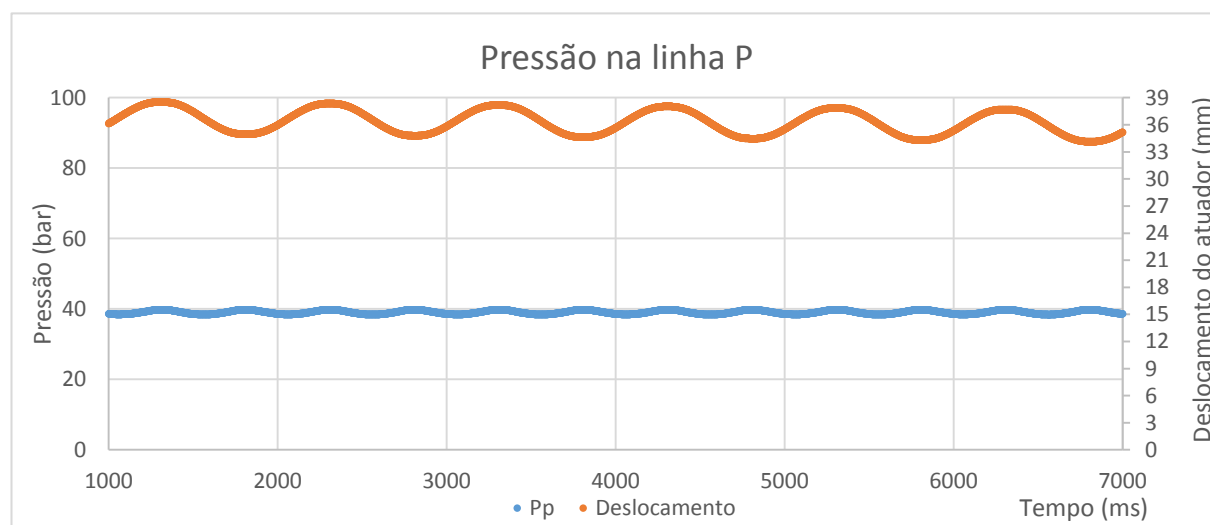


Figura 3.6 – Gráfico que representa a oscilação da pressão na linha P para um movimento oscilatório do atuador

Como se pode observar na Figura 3.6, a pressão na linha P é aproximadamente constante, mas apresenta efetivamente pequenas oscilações. Para se poder apreciar melhor essas oscilações, a Figura 3.6 foi ampliada, obtendo-se a Figura 3.7.

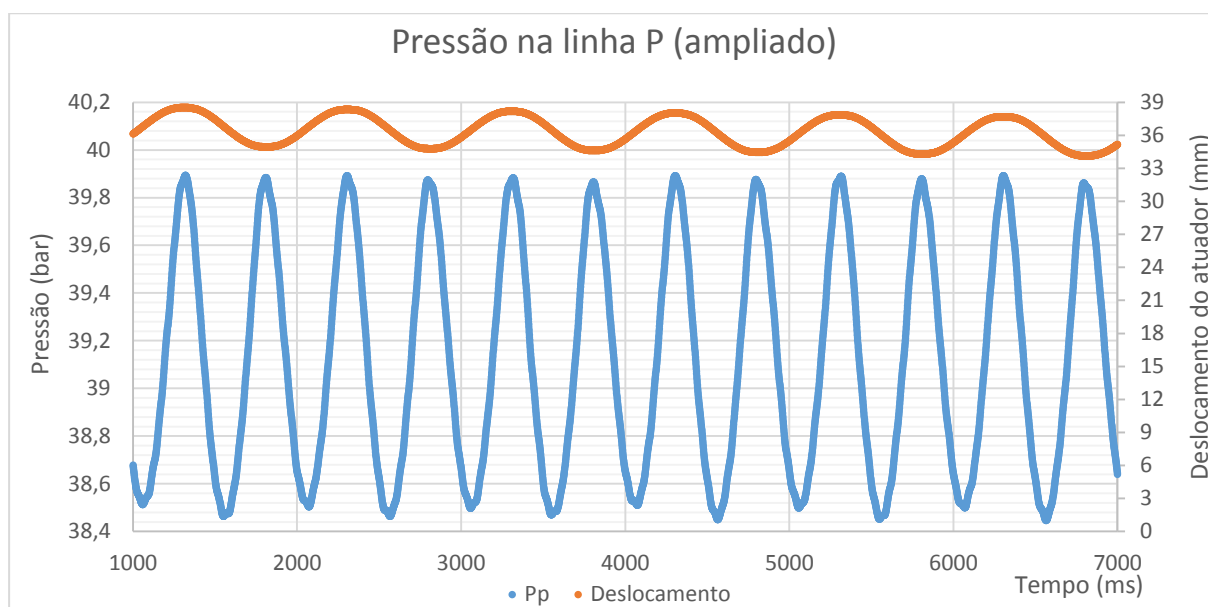


Figura 3.7 – Ampliação da Figura 3.6

Nesta figura é possível observar as pequenas oscilações da pressão na linha P de um modo aumentado, bem como a sua relação com o movimento do atuador. Quando o atuador está num dos extremos da senoide, isto é, quando o caudal que atravessa a válvula V4 é nulo, a pressão apresenta os mesmos valores máximos. No entanto, quando o deslocamento do atuador atravessa a posição intermédia de cada ciclo, isto é, quando o caudal que atravessa a válvula V4 é máximo, a pressão atinge valores mínimos, embora estes não sejam exatamente iguais para o movimento de avanço e para o movimento de recuo. Esta questão será abordada em maior detalhe na secção 4.3.

Uma vez analisada a pressão na linha P, foi necessário analisar as pressões nas linhas A e B e, para isso, foram realizados vários ensaios, um dos quais está representado na Figura 3.8.

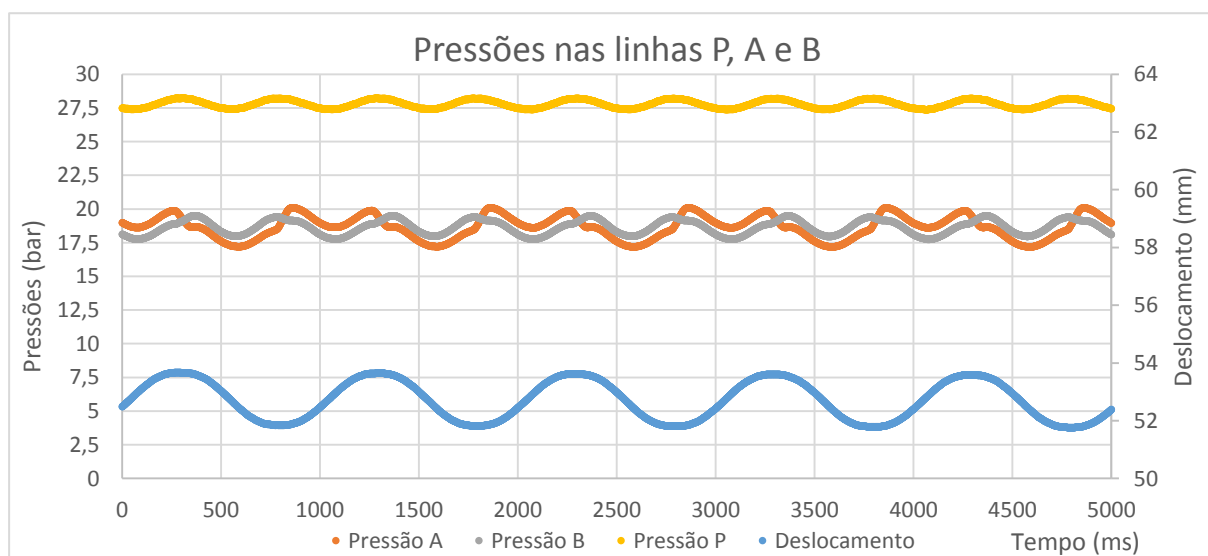


Figura 3.8 – Gráfico da evolução das pressões P, A e B

Pelo que se pode observar na Figura 3.8, as oscilações da pressão na linha P influenciam o comportamento das pressões nas linhas A e B. Estas pressões dependem da pressão na linha P e do caudal que atravessa a válvula para cada linha. Essa relação será detalhada na secção 4.3.

Por outro lado, também é de notar que a pressão média das linhas A e B não corresponde rigorosamente a metade da pressão na linha P, como seria de esperar numa válvula simétrica que comanda um atuador simétrico.

Para uma melhor observação das pressões das linhas A e B, foi ampliado o gráfico da Figura 3.8, obtendo a Figura 3.9.

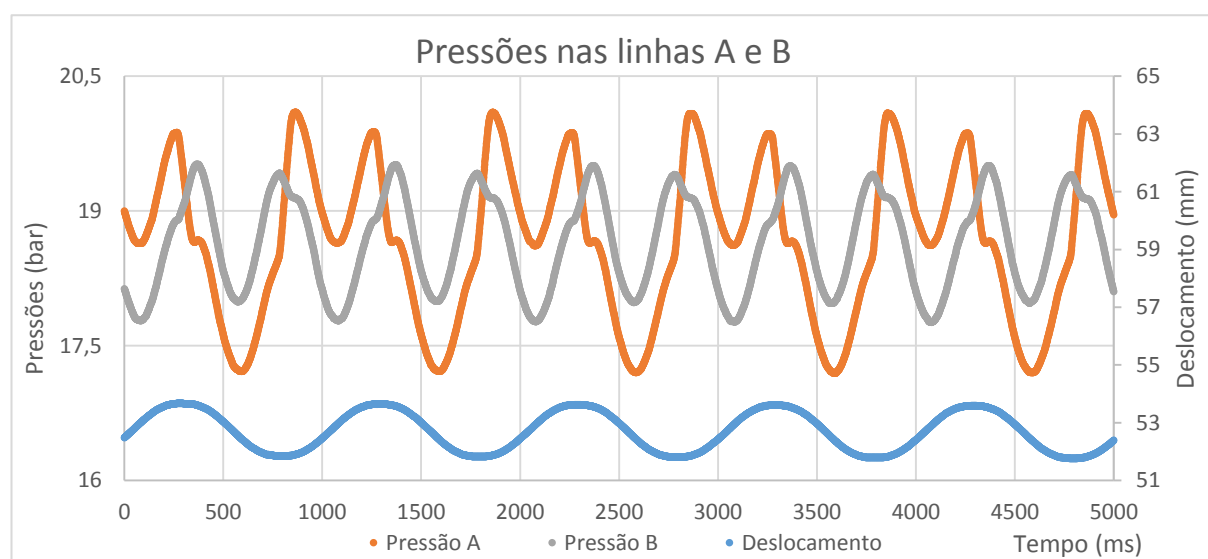


Figura 3.9 – Ampliação da Figura 3.8

Uma vez que os valores das pressões nas linhas A e B são influenciados pela pressão na linha P, é importante calcular o diferencial de pressão entre as linhas A e B. Este diferencial de pressão é importante uma vez que ao subtrair o valor da pressão da linha A pelo da linha B se anula a influência do valor da pressão na linha P. Pode-se observar este comportamento na Figura 3.10.

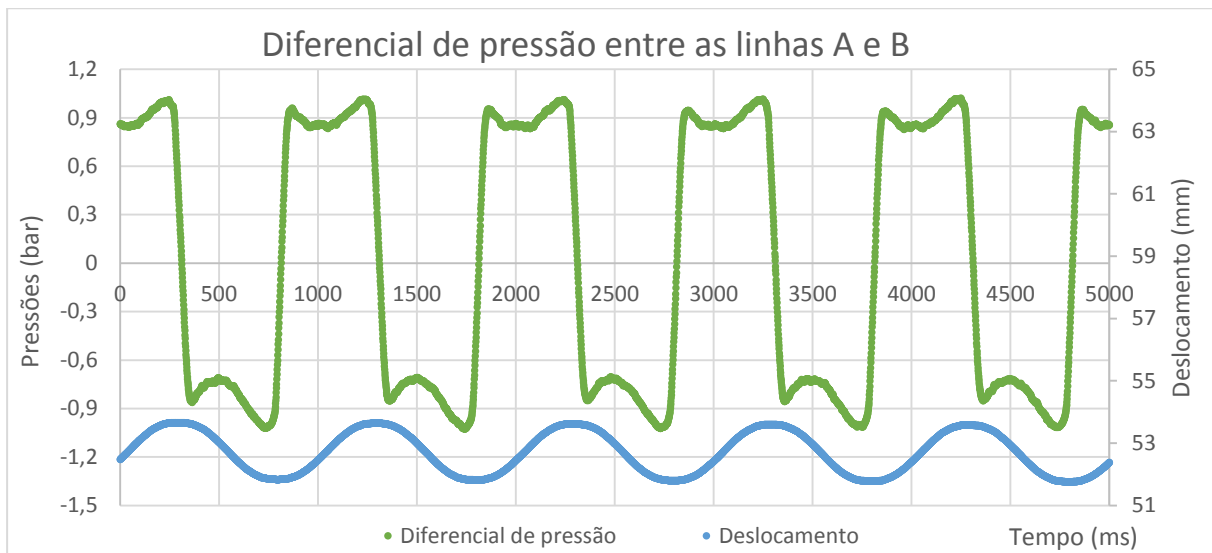


Figura 3.10 – Gráfico que representa o diferencial de pressão entre as linhas A e B

Nesta figura observa-se o diferencial de pressão entre as linhas A e B, que está limitado a ± 1 bar, e o deslocamento do atuador. Com base nas curvas apresentadas, verifica-se que o instante em que o diferencial de pressão comuta corresponde ao momento em que o deslocamento do atuador atinge um extremo do ciclo. Este instante corresponde ao momento em que a válvula V4 atravessa o seu “zero” hidráulico. Também é de notar que as oscilações, após a permuta nas pressões A e B, resultam da força de fricção viscosa no atuador. Esta força está associada ao comportamento das chumaceiras hidrostáticas e revela que o diferencial de pressão de 1 bar corresponde a uma fricção quase desprezável. A curvatura da queda de pressão nesse instante é semelhante ao simétrico da velocidade do atuador.

3.4 Ensaio para avaliar o comportamento das chumaceiras hidrostáticas sob diferentes pressões

Para avaliar o comportamento das chumaceiras hidrostáticas, foi necessário realizar alguns ensaios, em que a pressão do óleo presente na chumaceira correspondeu à pressão na linha P, existindo lubrificação forçada, bem como outros, em que não existiu lubrificação forçada. A lubrificação forçada ocorre quando a válvula V5 está aberta. Desta maneira, conseguiu-se determinar a variação do deslocamento da haste para cada um dos ensaios, como mostra a Figura 3.11.

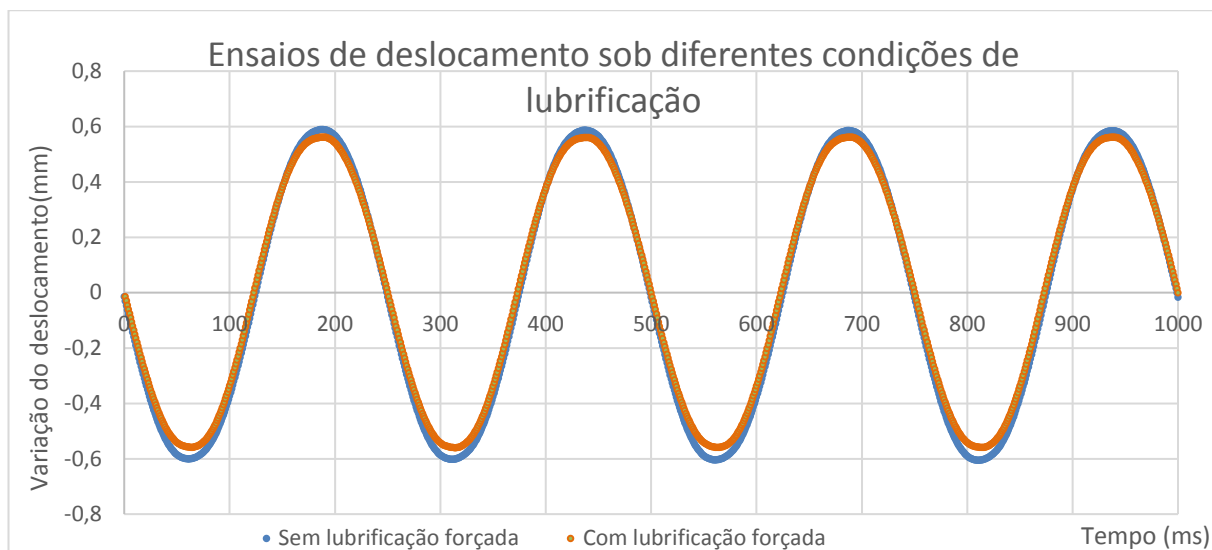


Figura 3.11 – Gráfico do deslocamento do sistema para diferentes condições de lubrificação nas chumaceiras hidrostáticas

Neste gráfico pode-se observar a variação do deslocamento em torno da posição média do movimento. Esta é marginalmente maior no ensaio em que a chumaceira está com lubrificação não forçada do que na com lubrificação forçada. Isto deve-se à variação das forças de atrito viscoso que se opõem ao movimento, resultantes das diferentes pressões nas chumaceiras em cada situação. Quanto maior for a pressão do óleo nesta zona, maiores serão essas forças, as quais serão abordadas posteriormente, na secção 4.5.

3.5 Dispositivo de carga elástica para atuador

Para que se possam realizar ensaios sob carga, torna-se essencial utilizar um elemento que apresente uma força elástica variável. Consequentemente, foi utilizado o “Dispositivo de Carga Elástica para Atuador” (D.C.E.A.), na Figura 2.8, que equivale ao componente 1, utilizado em [5]. O D.C.E.A. exibe grandes capacidades de repetibilidade e de flexibilidade dos ensaios. O dispositivo de carga elástica é baseado em molas de disco. Este é fixo ao suporte do sistema, em varões roscados, permitindo a análise do atuador em vários pontos do seu curso, se necessário. Uma parte do esquema de conjunto é apresentado na Figura 3.12.

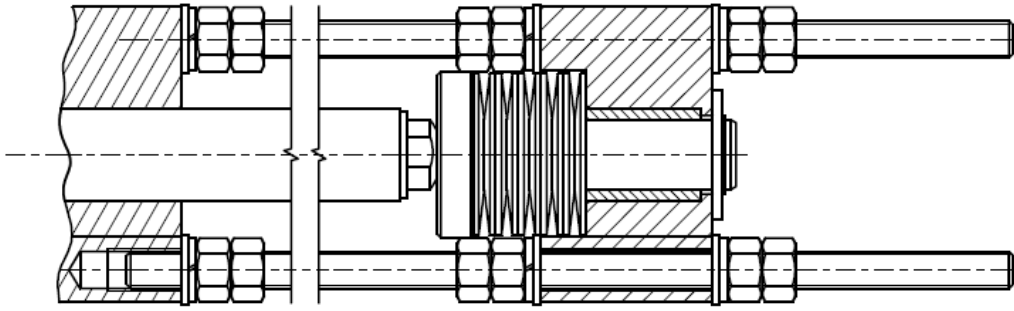


Figura 3.12 – Parte do desenho 2D do dispositivo de carga elástica para atuador (célula de carga não representada)

As molas de disco são flexíveis quanto à possibilidade do valor de rigidez disponível pelo conjunto, pois este depende do número de molas de disco e da sua disposição. Isto permite uma grande gama de valores de rigidez à escolha do utilizador, como sugere o gráfico da Figura 3.13.

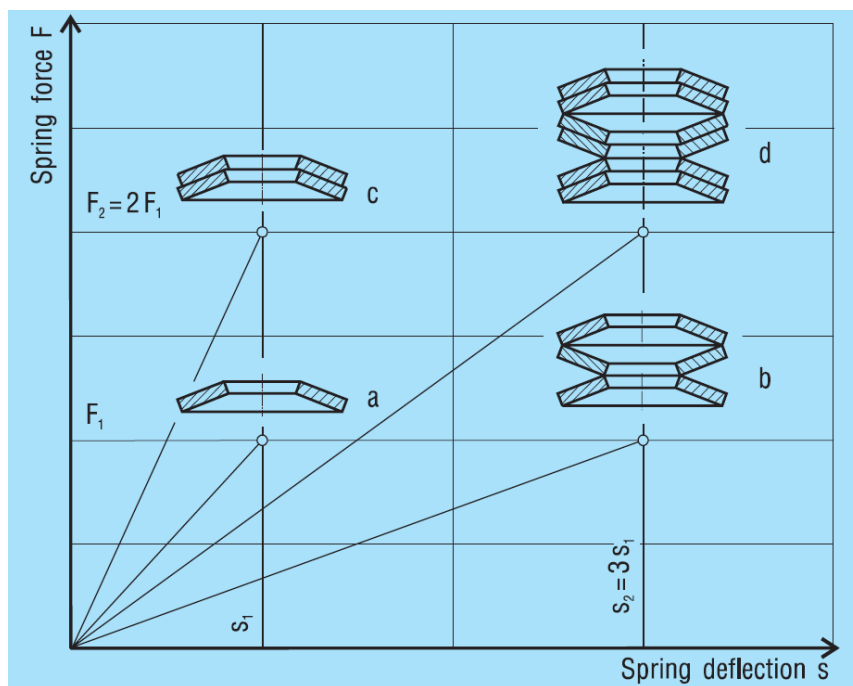


Figura 3.13 – Gráfico representativo das linhas características possíveis com molas da mesma dimensão em diferentes combinações [3]

Para apreciar melhor as capacidades destas molas, constatou-se que com 10 molas se alcançam variações de rigidez na proporção 1:20 (no caso das molas de disco da *Schnorr* ref: 016500 usadas neste dispositivo). Portanto, é possível variar a rigidez entre 450 e sensivelmente 9000 N/mm.

3.6 Estratégia na realização dos ensaios sob carga elástica

Neste subcapítulo, estão os resultados dos ensaios realizados sob carga elástica. Para este tipo de ensaio, o sistema de experimental foi excitado com um sinal de comando com um desvio (mVDC offset). Esse desvio altera os caudais nas câmaras do atuador que por sua vez são também afetadas pelas condições de pressão. Essa alteração, por sua vez, está descrita na secção 4.3. Para que o caudal de avanço, sob carga resistente, seja igual ao caudal de recuo, sob carga motora há que introduzir um desvio positivo da excitação de comando. Esta desigualdade caudal para cada câmara foi responsável pelo aparecimento de uma deriva no deslocamento de declive positivo. Deriva essa que conduziu a que a posição intermédia do ciclo se aproximasse progressivamente do DCEA. Quando a haste entrava em contacto com o DCEA, deformando-o, este exercia uma carga elástica sob o atuador. À medida que o a deformação do DCEA aumentava, o valor da deriva diminuía, estabilizando o movimento. A partir do momento em que a deriva é aproximadamente nula, o sistema passa a estar em equilíbrio. O valor em torno do qual esse movimento estabiliza corresponde a um valor de referência, quer seja em força ou em deslocamento.

Estes ensaios tiveram de ser sempre realizados sob carga elástica, porque era indispensável que a força medida na célula de carga fosse sempre positiva para que não existissem condições de carga não lineares.

3.7 Ensaios e resultados dos ensaios sob carga elástica

Nestes ensaios, é importante observar a forma da onda sinusoidal e a variação que esta apresenta em relação à apresentada na secção 3.2. Essa variação depende da fase do ciclo de movimento a considerar. Um dos exemplos dos gráficos obtidos é o da Figura 3.14, onde se pode observar essa variação da força em função da fase do ciclo de movimento.

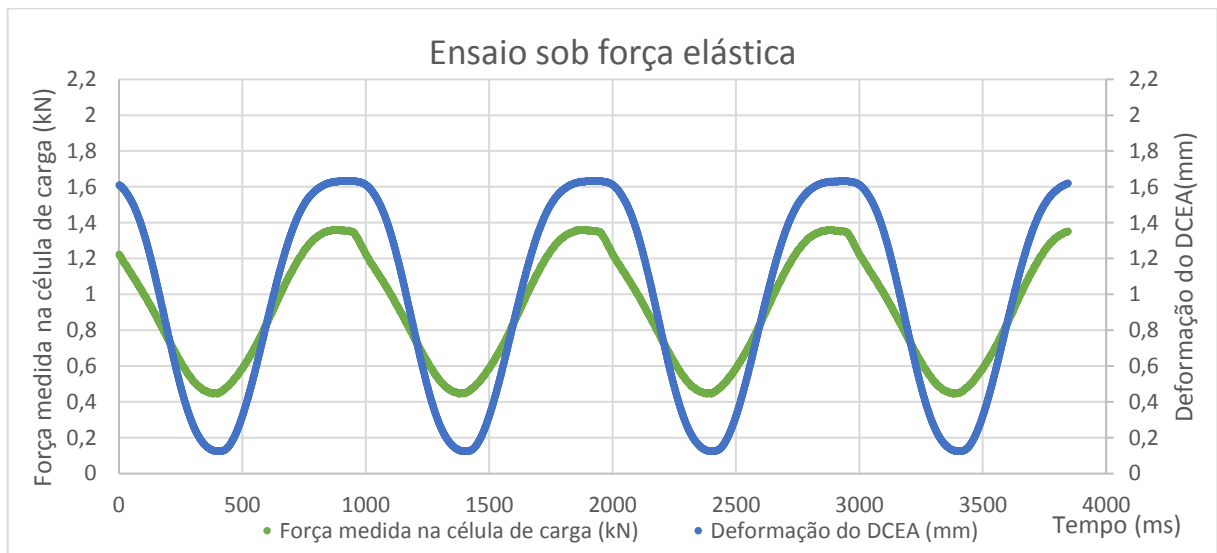


Figura 3.14 – Ensaio realizado sob carga elástica

Nestes ensaios mede-se a variação da força na célula de carga e a deformação do DCEA.

Quando o atuador inicia o movimento de avanço, isto é, o movimento na direção do DCEA, tem de vencer a força elástica com que este resiste. Esta força elástica vai alterar a forma da senoide de deslocamento do atuador, como se pode observar na Figura 3.15, uma vez que altera a queda de pressão na válvula.

Quando o atuador inicia o movimento de recuo, movimento na direção contrária ao DCEA, a força elástica exercida por este sobre o atuador vai contribuir para o aumento da velocidade associada ao movimento. Na Figura 3.14, é possível visualizar este efeito sobre a forma de uma diminuição rápida da força.

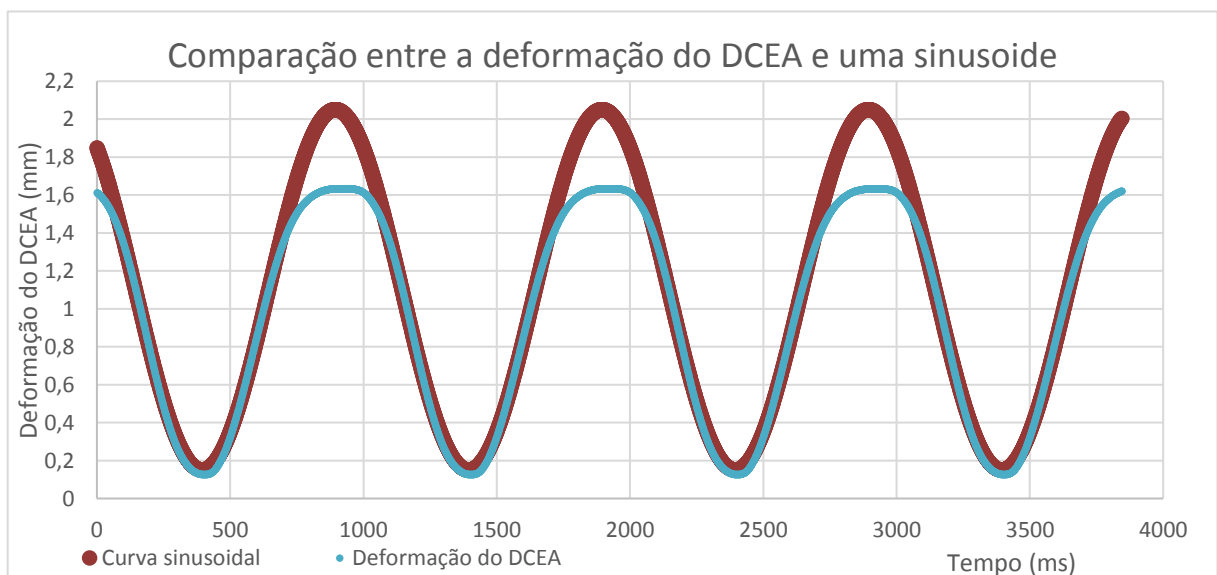


Figura 3.15 – Gráfico que permite comparar a deformação do DCEA com uma senoide

Nesta figura observa-se a influência da carga elástica sobre o atuador, impedindo que este consiga atingir os máximos de curso da senoide por diminuição da velocidade do atuador. Isto é uma consequência da força elástica, a qual aumenta à medida que a deformação do DCEA aumenta. Quando o sentido do movimento é invertido, a pressão na linha A diminui e o atuador inicia o movimento de recuo.

3.8 Ensaios para testar as chumaceiras hidrostáticas

É necessário observar a variação do comportamento do sistema de ensaio em função da variação das condições de lubrificação da chumaceira hidrostática. Com esse objetivo, foram realizados ensaios nos quais a única diferença foi a condição de lubrificação. Estas condições dependem apenas do estado de abertura da válvula V5. Se essa estiver aberta existe lubrificação “forçada”, caso contrário será “não forçada”. No caso da lubrificação forçada, a pressão nas chumaceiras é igual à pressão da linha P, embora possa ser ajustada para outro valor inferior.

Em baixo estão os resultados observados experimentalmente, nos quais é possível comparar os diferentes valores intermédios da força e da deformação do DCEA durante o movimento estabilizado, na Tabela 3.1, bem como as curvas que caracterizam a variação da força do atuador, na Figura 3.16, os quais foram verificados mediante diferentes condições de lubrificação.

Tabela 3.1 – Força e deformação de equilíbrio nos ensaios realizados com e sem lubrificação forçada

	Lubrificação não forçada	Lubrificação forçada
Força de equilíbrio (kN)	1,42	1,53
Deformação de equilíbrio (mm)	1,05	1,25

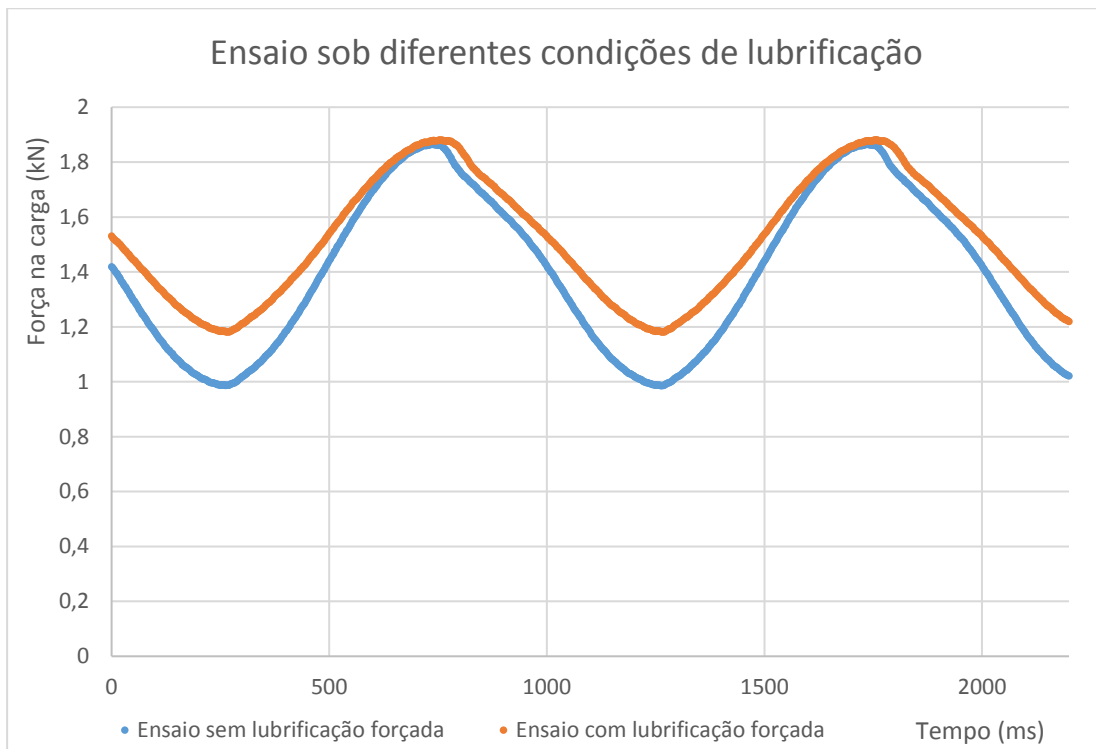


Figura 3.16 – Ensaio de força sob diferentes condições de lubrificação.

Nesta última, é possível observar que existe uma ligeira diminuição de amplitude quando se realiza um ensaio com lubrificação forçada. Isto é uma consequência da deformação média ser maior, no caso da lubrificação forçada. Esta deformação do DCEA vai conduzir a que a força por ele exercida também seja maior, como a Figura 3.13. Por outro lado, como já tinha sido tratado na secção 3.4, existe uma variação das forças viscosas neste componente quando a condição de lubrificação varia.

3.9 Análise das pressões nos ensaios sob carga elástica

Neste tipo de ensaios deve-se considerar o mesmo procedimento descrito na secção 3.6. Deve-se ter em conta, também, que a câmara A corresponde à que se encontra em baixo e a B à que se encontra em cima. Para além disso, deve-se recordar que o sistema ao estar a ser solicitado com um sinal de referência com um desvio (mVDC offset), a gaveta da válvula se vai deslocar em volta de uma posição média, que depende desse desvio. Esse desvio vai permitir uma maior área de passagem de caudal para a linha A, o que vem contrariado pela queda de pressão do óleo a que essa área de estrangulamento está sujeita. No caso da linha B, é precisamente o contrário, a queda de pressão é superior uma vez que a carga é motora. É, portanto, necessário ter em consideração que os valores médios das pressões sofrem a influência deste desvio. A Figura 3.17 permite observar as variações das pressões de cada câmara em cada fase do ciclo de movimento do atuador.

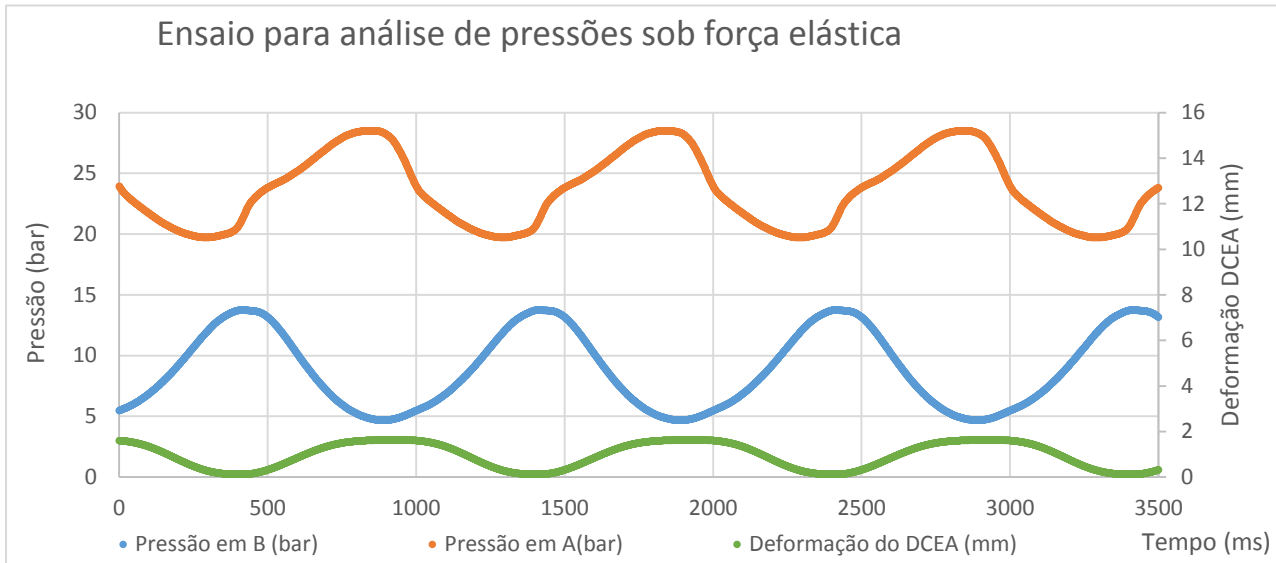


Figura 3.17 – Ensaio que avalia as pressões nas câmaras do atuador quando este está sob carga elástica

Neste gráfico podemos observar que o valor da pressão média da câmara A é superior ao da câmara B, como já tinha sido referido anteriormente. Isto fica-se a dever à diferente condição de carga a que a válvula está sujeita nas diferentes fases de funcionamento do sistema.

É também possível observar que, na fase do ciclo em que a deformação do DCEA está a aumentar, existe uma ligeira variação na pressão em A. Esta corresponde ao momento em que a gaveta está próxima da sua posição máxima correspondente a este ciclo de movimento.

O momento acima referido não é tão visível nos instantes em que a válvula está próxima da sua posição mínima para este ciclo de movimento. A força exercida pelo DCEA está a contribuir para o movimento do atuador nessa fase do ciclo, o que justifica a atenuação desta variação.

4 Modelo do sistema

Neste capítulo vai ser descrito o processo de modelação do sistema, partindo da bomba até ao atuador, seguindo o esquema hidráulico presente na Figura 2.7.

Algumas das propriedades do óleo mencionadas neste capítulo foram abordadas em anexo. Também são apresentados gráficos que permitem confrontar o comportamento do sistema modelado com o sistema real.

4.1 Bomba hidráulica

Para modelar a bomba hidráulica, Figura 4.1, foi necessário determinar como o caudal da bomba varia com a pressão da válvula limitadora de pressão. Este caudal depende do rendimento volumétrico que, por sua vez, depende da pressão do óleo.

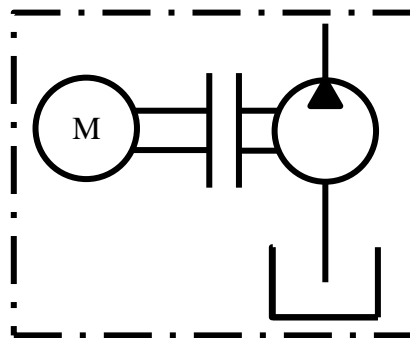


Figura 4.1 – Esquema da bomba hidráulica a modelar

No que diz respeito às bombas hidráulicas de engrenagem exterior, o seu rendimento volumétrico a 100bar é de 95%, segundo [11], e para uma pressão relativa nula o seu rendimento é igual à unidade. Nos valores intermédios de pressão podemos considerar a evolução deste rendimento como linear, tal como se observa na imagem Figura 4.2.

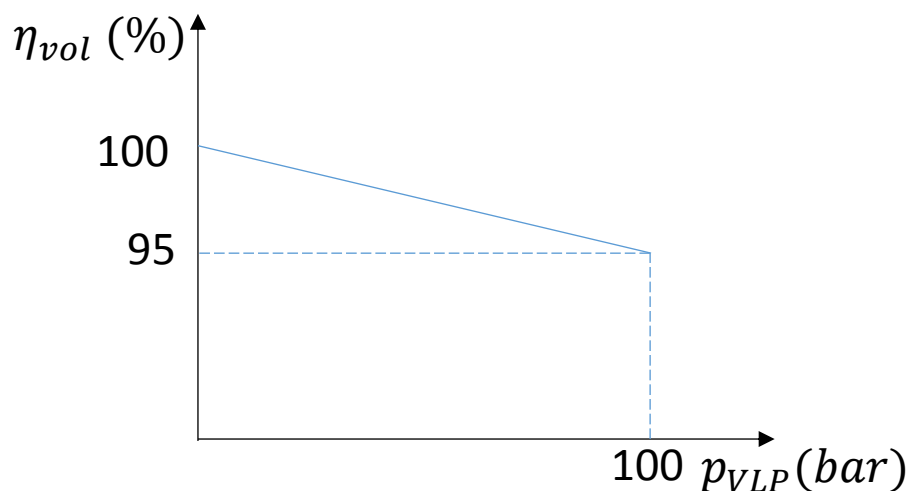


Figura 4.2 – Variação do rendimento com a pressão do óleo fornecido pela bomba

Assim sendo, a expressão do rendimento corresponde a uma equação de uma reta, como se pode ver na equação (4.1).

$$\eta_{vol}(\%) = 100 - 0,05p_{VLP}, \quad (4.1)$$

4.2 Nó de separação C

A seguir à bomba hidráulica o óleo vai escoar até um nó de separação de caudal, Figura 4.3. Neste, o caudal vai ser repartido de modo a cumprir as necessidades de funcionamento do sistema.

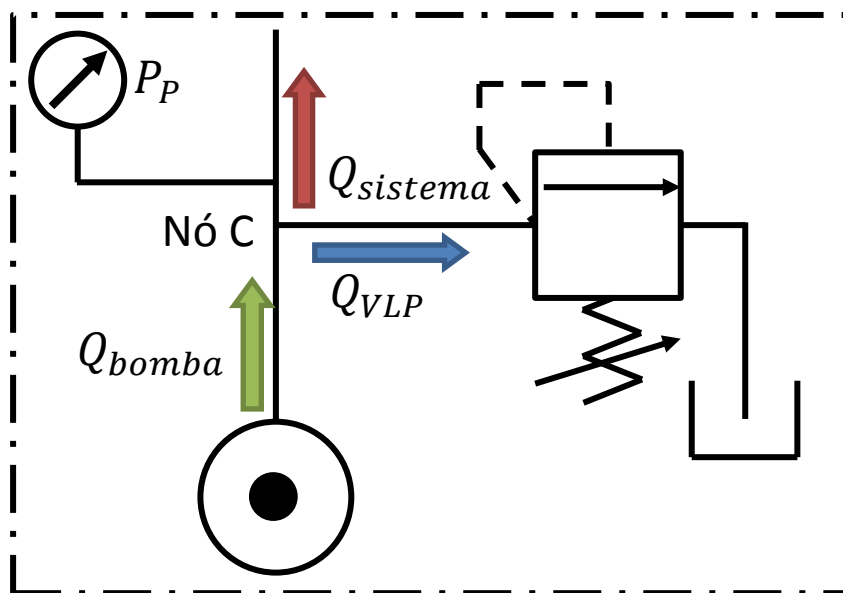


Figura 4.3 – Esquema simplificado do nó de separação do caudal

Neste nó é necessário ter em conta que o caudal introduzido pela bomba se vai dividir no caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão e no caudal que é consumido pelo sistema. Para

determinar a pressão do caudal neste nó é preciso saber o caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão (VLP), visto que existe uma relação linear entre estas, como sugere a Figura 4.4.

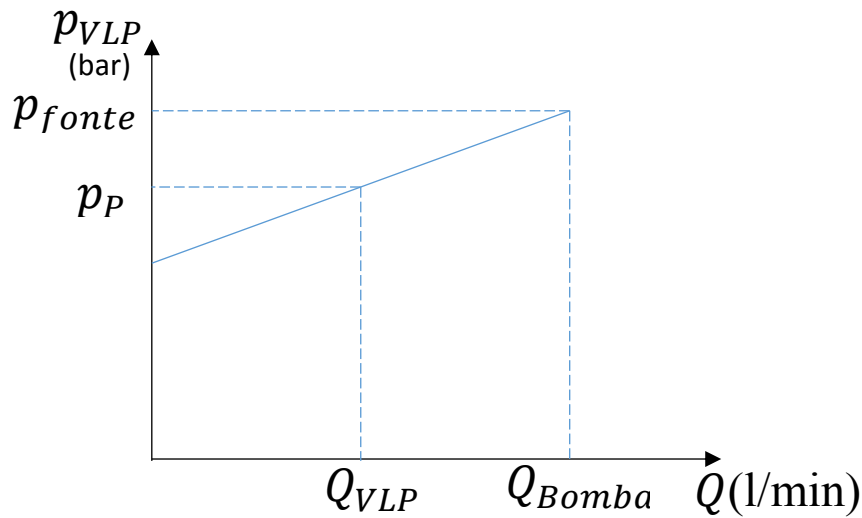


Figura 4.4 – Variação da pressão na válvula limitadora de pressão em função do caudal que a atravessa

Para determinar o caudal que atravessa esta válvula tem de se fazer um balanço entre o caudal que para é consumido pelo sistema de ensaio e o caudal proveniente da bomba. É importante referir que a pressão de enchimento do acumulador é superior à pressão do óleo utilizada nestas simulações. Desta forma, não existem trocas de caudal com o acumulador e, por isso, este componente não foi modelado.

$$\underbrace{Q_p \eta_{vol}}_{Q_{bomba}} = Q_{sistema} + Q_{VLP}, \quad (4.2)$$

Na equação, (4.2), η_{vol} depende da pressão do óleo à saída da bomba e $Q_{sistema}$ pode ser determinado a partir da soma dos caudais Q_v e $Q_{P \rightarrow chum}$, como sugere o esquema hidráulico simplificado da Figura 4.5.

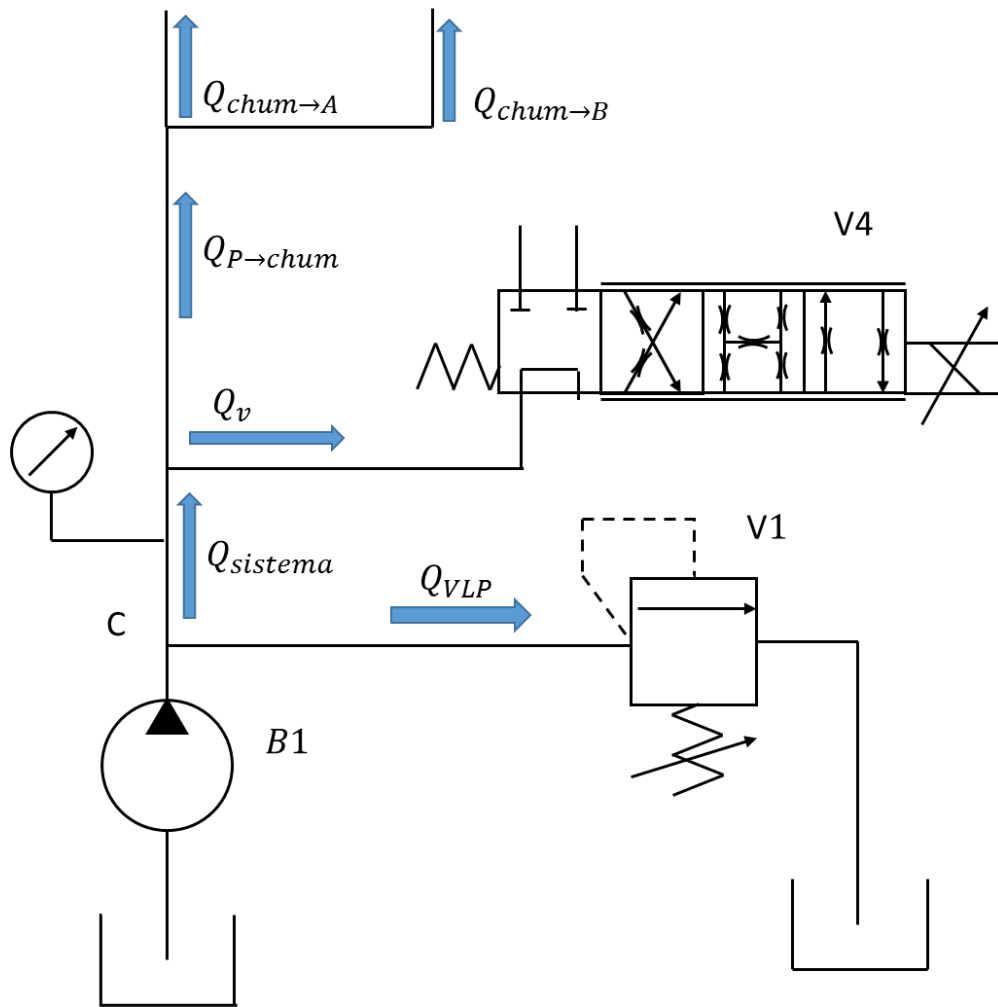


Figura 4.5 – Esquema do circuito hidráulico simplificado com a distribuição dos escoamentos

Desta forma, pode-se obter a equação (4.3).

$$Q_{sistema} = Q_v + Q_{chum \rightarrow A} + Q_{chum \rightarrow B}, \quad (4.3)$$

Portanto, os mínimos de $Q_{sistema}$ dependem sobretudo das áreas de estrangulamento de caudal da válvula V4 (ver secção 4.3), dado que o caudal introduzido pela chumaceira hidrostática é menor. Com base nas equações (4.2) e (4.3) foi possível modelar este comportamento do sistema, como se vê na Figura 4.6.

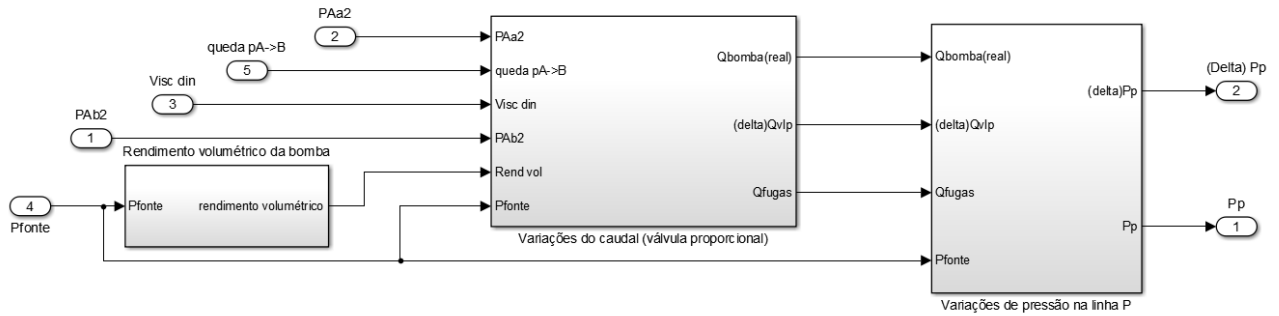


Figura 4.6 – Imagem retirada do modelo onde se observa a variação da pressão na linha P

Desta forma, conseguem-se comparar os resultados deste modelo com os experimentais, para as mesmas condições de ensaio, como se pode observar na Figura 4.7.

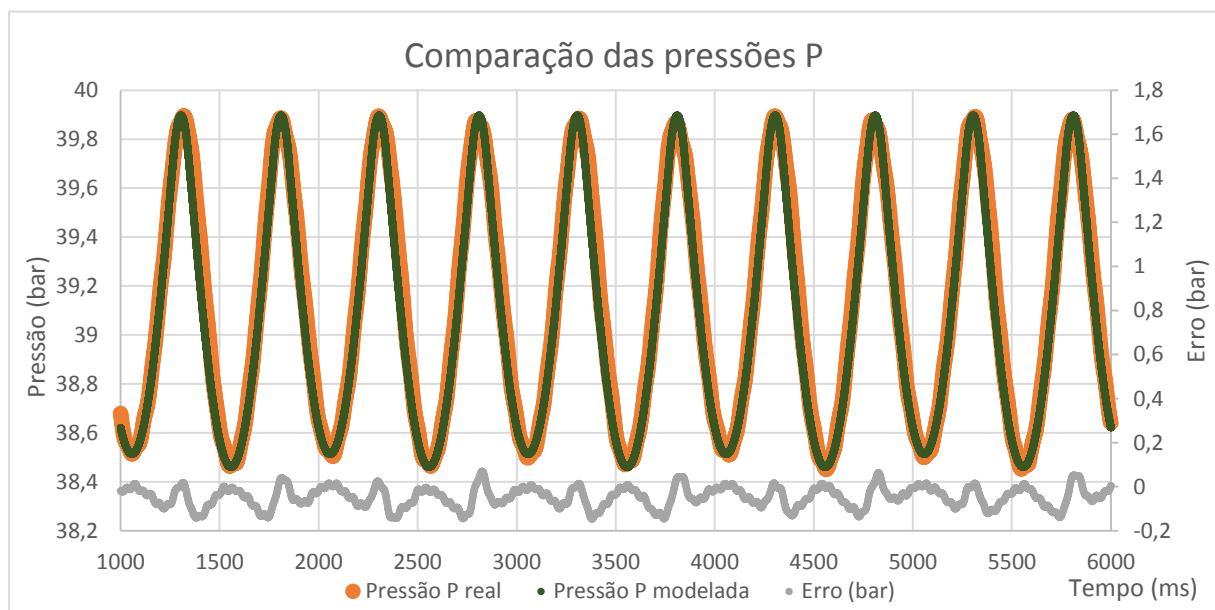


Figura 4.7 – Comparação entre os valores da pressão na linha P do modelo teórico e do sistema de ensaio

Neste gráfico é possível observar que a amplitude desta curva depende do caudal que circula através da válvula para cada câmara. Este caudal está influenciado pelas arestas de estrangulamento de caudal da válvula V4, o qual está abordado na secção 4.3. O caudal que atravessa a válvula para a linha A é maior do que o que atravessa para a linha B devido ao espaçamento entre as arestas da gaveta e da camisa da válvula, como é abordado na secção 4.3. Assim, pode-se concluir que os mínimos absolutos desta curva correspondem ao momento em que a válvula permite a passagem do óleo da linha P para a linha A. Desta forma, os mínimos relativos correspondem ao momento em que o óleo atravessa a válvula para a linha B. Também é importante salientar que o desvio do sinal de comando leva à alteração dos caudais que atravessam a válvula e, conseqüentemente, à alteração do valor da pressão na linha P.

4.3 Válvula proporcional

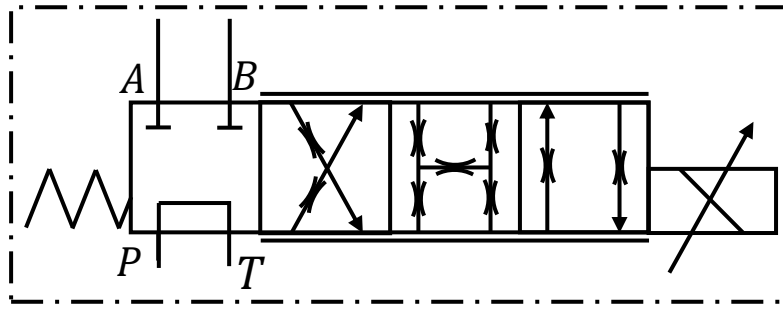


Figura 4.8 – Válvula em análise nesta secção

As eletroválvulas utilizam a corrente para gerar um campo eletromagnético, que vai mover a armadura associada à haste de comando, provocando o deslocamento da gaveta. O eletroímã proporcional permite controlar o deslocamento da gaveta da válvula, conforme a corrente fornecida. O sinal de comando destas válvulas determina a posição para a qual a gaveta da válvula se vai deslocar. Este sinal de comando foi abordado e modelado conforme está na secção 3.1.

O comportamento dinâmico da electroválvula, Figura 4.8, é descrito pela Figura 2.12, retirada do catálogo [18]. Nesta observa-se que, para sinais de comando próximos de 5% do sinal máximo e para frequências inferiores a 100Hz, não existe atenuação do deslocamento da gaveta. Esta atenuação também não é sentida no caso de sinais de comando não superiores a 40Hz e com amplitudes de comando inferiores a 90%. Neste sistema de ensaios não está previsto que o sinal de comando esteja próximo de 90%, de facto o sinal de comando na maioria dos casos estará próximo de 5%. Por esse motivo, na modelação da válvula apenas é necessário converter o sinal de comando em deslocamento da gaveta, sem atenuar esse deslocamento. No entanto, é necessário adequar a resposta do sistema ao atraso de fase, que vai corresponder a um atraso temporal. Para uma melhor compreensão desse deslocamento foi necessário obter a velocidade do atuador, uma vez que esta permite determinar uma aproximação do curso máximo da gaveta. Por esse motivo foi utilizado um método de derivação numérica e um método de aproximação por mínimos quadrados para obter essa velocidade, como se pode observar na Figura 4.9. Estes métodos numéricos estão descritos no Anexo A.

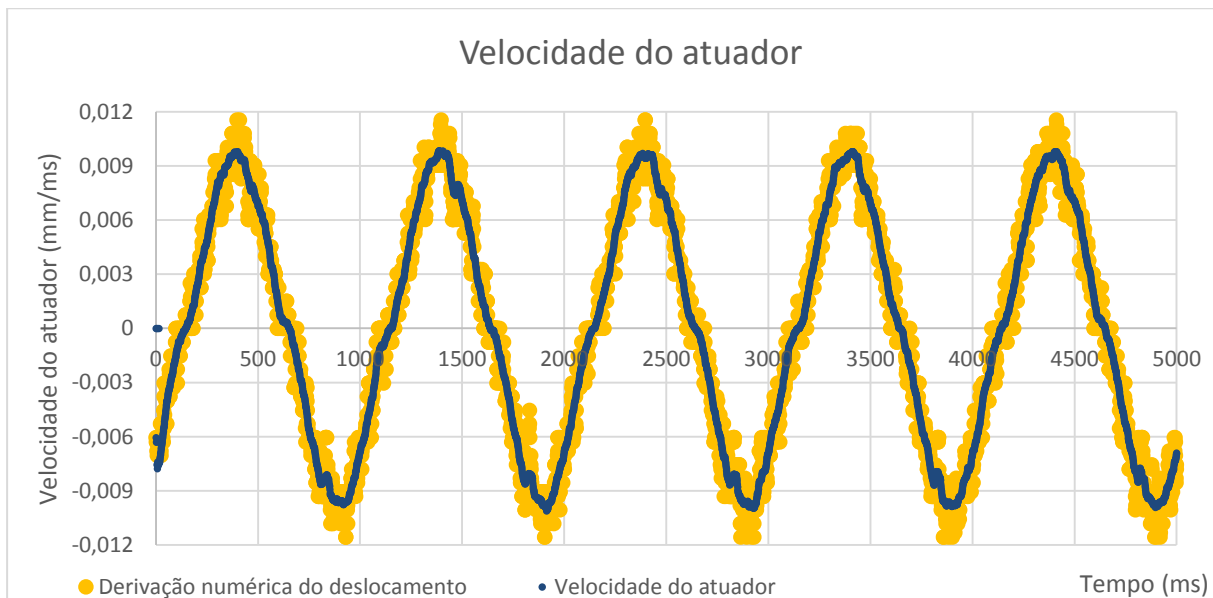


Figura 4.9 – Gráfico que representa a velocidade do atuador obtida por derivação numérica.

O gráfico da Figura 4.9 é um dos exemplos dos gráficos obtidos por derivação numérica. Com estes é possível obter um valor aproximado do curso máximo da gaveta da electroválvula. É de salientar que este ensaio foi realizado na horizontal (portanto não existe a influência do peso) e que as forças viscosas não interferem de forma significativa na velocidade do atuador. Para obter esse curso foram considerados alguns valores de variáveis e constantes.

Valores a considerar nesta análise:

$$C_{d_{m\acute{a}x}} = 0,69, [17];$$

Valores de P_A, P_B e P_P obtidos experimentalmente;

$$\phi_g = 8mm;$$

$$\rho \approx 890 kg/m^3;$$

$$V_{com_{m\acute{a}x}} = 10V;$$

Numa eletroválvula proporcional sabe-se que o caudal é dado pela equação (4.4).

$$Q = vA_{\hat{e}mbolo} = C_d \pi \phi_g x_s \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_P - P_A)}, \quad (4.4)$$

Reequacionando em ordem a x_s obtém-se a equação (4.5).

$$x_s = \frac{vA_{\hat{e}mbolo}}{C_d \pi \phi_g \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_P - P_A)}}, \quad (4.5)$$

É também necessário fazer uma análise da percentagem da tensão do sinal de referência, como está presente na equação (4.6).

$$V_{com}(\%) = x_s(\%) \leftrightarrow \frac{V_{com}}{V_{com\text{máx}}} = \frac{x_s}{x_{s\text{máx}}} \leftrightarrow x_{s\text{máx}} = \frac{x_s}{\frac{V_{com}}{V_{com\text{máx}}}}, \quad (4.6)$$

Através das equações (4.5) e (4.6) é possível obter um valor médio do deslocamento máximo da gaveta, que neste caso é de aproximadamente $0,160mm$.

Com o valor do deslocamento da gaveta, torna-se necessário determinar os valores dos caudais que atravessam cada uma das arestas estranguladoras de caudal da válvula.

Nas válvulas proporcionais de recobrimento nulo o espaçamento entre as arestas da gaveta e da camisa da válvula são teoricamente nulos. Todavia, a existência de ligeiras imprecisões de maquinagem conduz à existência de valores de espaçamentos ligeiramente negativos, geralmente. A desigualdade nestes espaçamentos leva a que o caudal que atravessa a válvula seja diferente dependendo da secção de estrangulamento a que nos referimos.

A válvula proporcional neste sistema é uma válvula de elevado desempenho de recobrimento crítico, ou nulo. No entanto, ao analisar esta válvula foi possível verificar que existe algum desfasamento entre as arestas da gaveta e da camisa. Isto faz com que o comportamento do sistema para baixas velocidades seja diferente dos valores teóricos.

Para modelar o caudal que atravessa a válvula, é preciso ter presente que este a atravessa da mesma forma que um fluido atravessa um orifício (Figura 4.10), no entanto, este orifício é variável e depende da ação de comando.

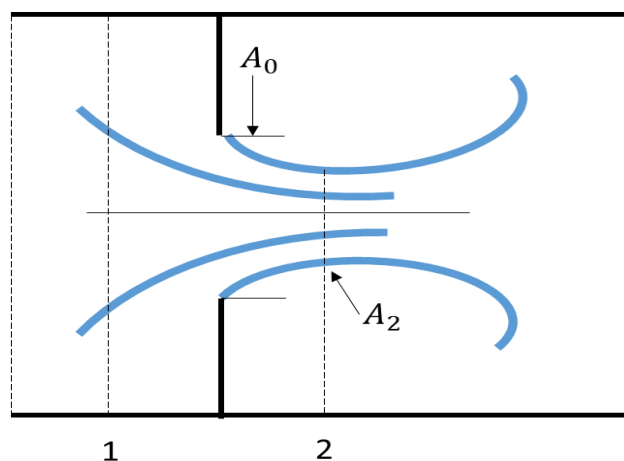


Figura 4.10 – Estrangulamento de caudal com identificação da zona onde o fluido começa a acelerar (1) e a zona da *vena contracta* (2)

Nesta modelação vamos adaptar o método descrito por Merrit, [17], em relação a escoamentos através de orifícios nas válvulas. Nesta, vamos considerar uma variável que engloba o coeficiente

de descarga variável e a área ambos associados a uma secção de estrangulamento de caudal, chamando a esse conjunto uma “pseudo-área”.

Nesta secção, vamos considerar a área contida entre as linhas de caudal mais afastadas do eixo que acompanha o sentido do escoamento e o segmento de reta que une as duas arestas de estrangulamento de caudal tem um comprimento de L .

Segundo [17], a secção de fluido que atravessa a *vena contracta* é menor que a que atravessa o orifício e situa-se a aproximadamente $L/2$ do orifício, no sentido do escoamento do fluido. Vamos designar a área desta secção de A_2 .

De acordo com [17], a área onde o fluido começa a acelerar antes de atravessar o orifício situa-se a aproximadamente $L/2$ do orifício, no sentido contrário ao escoamento do fluido. Vamos designar esta área como A_1 .

Desta forma é possível adaptar o trabalho de Merrit, [17], para as válvulas, como representado abaixo na Figura 4.11.

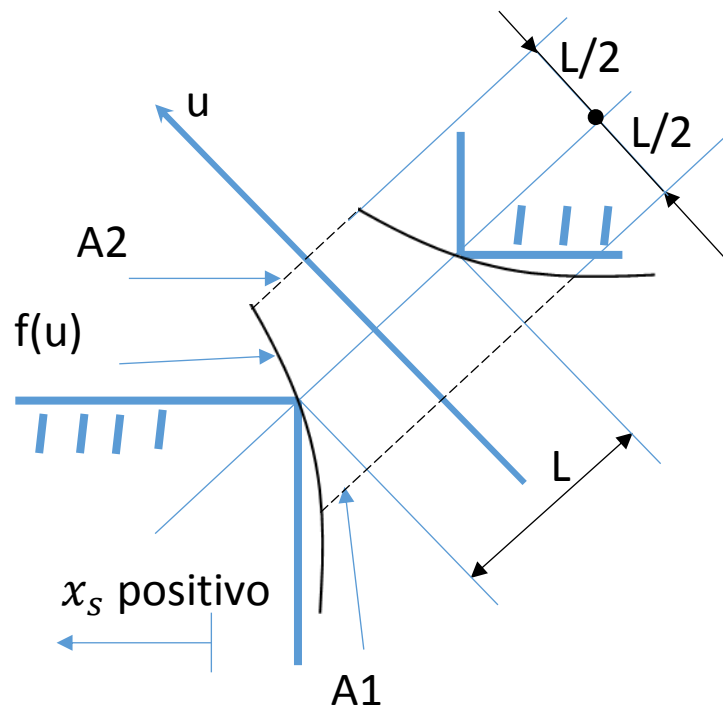


Figura 4.11 – Esquema da zona de estrangulamento de caudal entre as arestas da gaveta e a camisa nas válvulas

Nesta imagem é possível verificar que as áreas acompanham a direção ‘ u ’, e esta varia com a variação de x_s (deslocamento da gaveta). É importante referir que a direção ‘ u ’ é perpendicular à secção do orifício. Esta direção depende também de alguns parâmetros geométricos indicados na Figura 4.12.

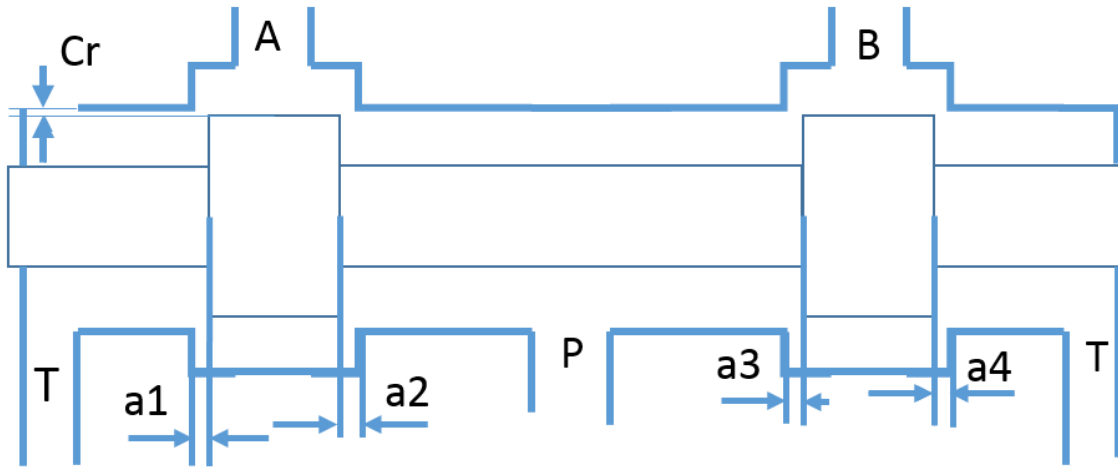


Figura 4.12 – Esquema construtivo da válvula onde se destaca o espaçamento entre as arestas da gaveta e da camisa

Segundo [17], a área A_2 é dada pela equação (4.7) e, partindo da equação (4.8), obtemos a equação (4.9). Nestas equações, A_0 corresponde à área da secção estranguladora de caudal, C_c ao coeficiente de contração do fluido, C_v ao coeficiente de perdas viscosas ao atravessar a zona de estrangulamento, que, geralmente, é igual a 1, segundo [17].

$$A_2 = C_c \times A_0, \quad (4.7)$$

$$\frac{C_v}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} = C_d, \quad (4.8)$$

$$Q = \frac{C_v A_2}{\sqrt{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2}} \sqrt{\frac{2}{\rho} (P_1 - P_2)}, \quad (4.9)$$

O comprimento do segmento de reta L é dado pela expressão (4.10).

$$L = \begin{cases} \sqrt{C_r^2 + (a_i \pm x_s)^2}, \forall a_i \pm x_s \geq 0, \\ C_r, \forall a_i \pm x_s < 0 \end{cases} \quad (4.10)$$

Esta expressão de L só admite valores de $a_i \pm x_s \geq 0$, de modo a representar o comportamento real da válvula, pois quando a aresta estranguladora da gaveta encontra a camisa da válvula estes parâmetros deixam de ter influência. O sinal deste conjunto depende da aresta em causa. Se for o caso das arestas a_1 e a_3 , tem de se considerar o sinal negativo para x_s , ao passo que para as outras arestas x_s é positivo.

- Valores de A_1 e A_2

Vamos considerar que $f(u) = e^{-au} + b$ representa a expressão das linhas de caudal, em que o valor de 'b' tem de ter em conta certas considerações geométricas e o valor de 'a' depende do tipo de escoamento de fluido.

O referencial para esta função acompanha a direção 'u', com a origem deste no ponto médio do segmento de reta L e perpendicular a este. Os valores de $f(u)$ são segundo a direção do eixo 'w', perpendicular a 'u'.

Para determinar o valor de 'b' temos de considerar o valor de $f(u)$ na secção do orifício, dado que esta está na origem do referencial. Assim,

$$f(u = 0) = \frac{L}{2} = e^0 + b \leftrightarrow b = \frac{L}{2} - 1, \quad (4.11)$$

No que diz respeito ao valor de 'a', este representa o regime do escoamento do fluido, se é turbulento ou laminar. Este parâmetro, neste caso, corresponde a uma constante que foi determinada com o auxílio dos ensaios experimentais.

Os valores de cada área dependem do seu raio de revolução. Estes valores podem ser determinados com base nas relações geométricas apresentadas na Figura 4.13 e na Figura 4.14.

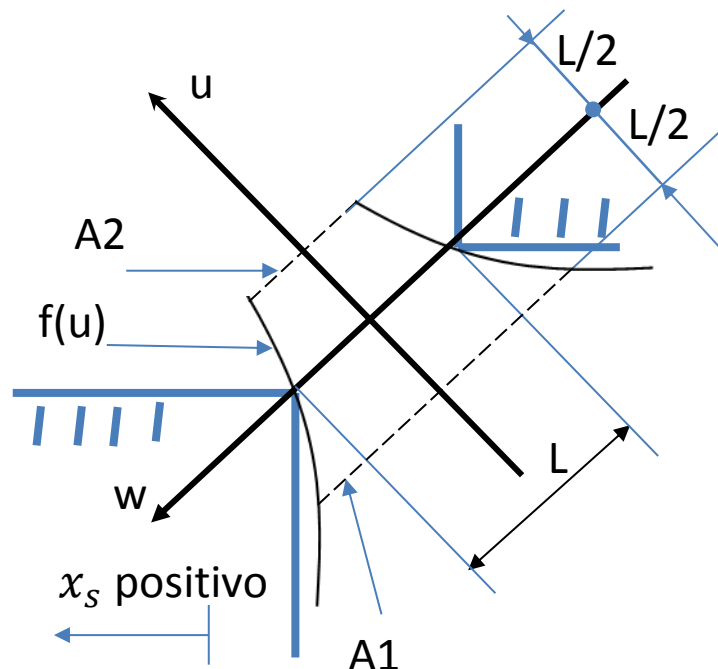


Figura 4.13 – Dimensões das zonas de destaque do escoamento do fluido quando este atravessa uma secção de estrangulamento de caudal

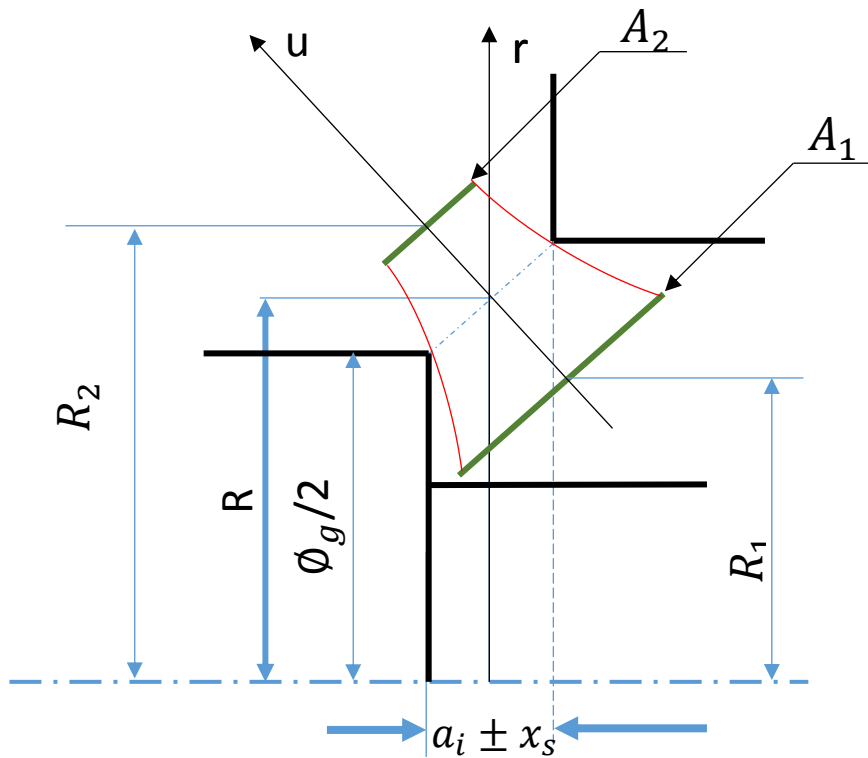


Figura 4.14 – Esquema onde se evidenciam os raios de revolução médios de cada área

Na Figura 4.14 é possível observar os raios de revolução para cada área. Para obter o valor de cada área basta aplicar as equações (4.12) e (4.11).

$$A_1 = \frac{\text{Perímetro do círculo}}{\text{Trajétória seguida pelo segmento}} \times (\text{Comprimento do segmento}) = 2\pi R_1 \times 2 \times \underbrace{f(u = -\frac{L}{2})}_{\text{segmento de reta}}, \quad (4.11)$$

$$A_2 = \frac{\text{Perímetro do círculo}}{\text{Trajétória seguida pelo segmento}} \times (\text{Comprimento do segmento}) = 2\pi R_2 \times 2 \times \underbrace{f(u = \frac{L}{2})}_{\text{segmento de reta}}, \quad (4.12)$$

• Modelação e visualização das Pseudo-áreas

Com base nas expressões teóricas apresentadas (4.12), (4.11), (4.10) e (4.9) foi possível modelar as pseudo-áreas, Figura 4.15. Com esta modelação observou-se o comportamento destas para um sinal de excitação do tipo rampa, como está na Figura 4.16.

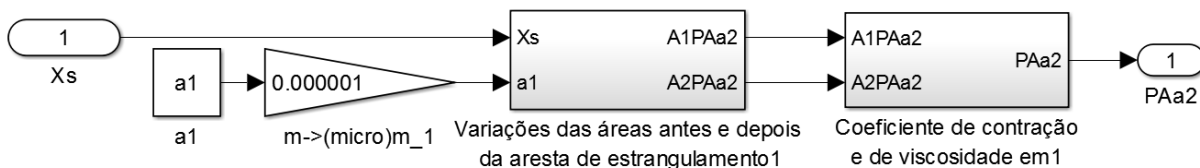


Figura 4.15 – Imagem retirada do modelo que retrata uma das pseudo-áreas

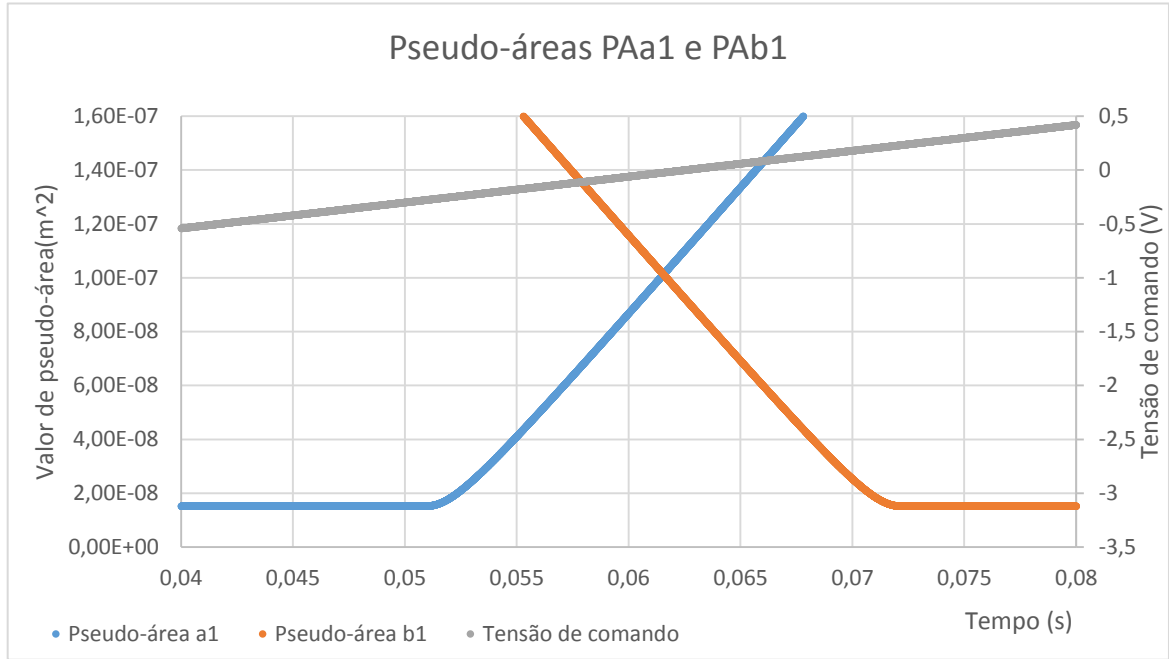


Figura 4.16 – Comportamento das pseudo-áreas PA_{a1} e PA_{b1} para um sinal de comando do tipo rampa

Nesta figura podemos observar a evolução das pseudo-áreas quando o sinal de comando está próximo de zero. Pode-se observar que, próximo da zona de desfasamento, existe uma não linearidade nestas evoluções. Esta não linearidade resulta da variação do coeficiente de descarga. Também é salientar que existe um ligeiro desfasamento entre o zero do sinal de comando e o instante em que as pseudo-áreas têm o mesmo valor.

Pressões em função das pseudo-áreas

Para determinar as pressões em função das pseudo-áreas foi utilizado um método semelhante ao descrito em [1]. Esta aproximação é particularmente válida para este modelo uma vez que neste trabalho são, apenas, considerados pequenos deslocamentos da gaveta da válvula (próximos de 5% do sinal de comando). Assim, para valores pequenos de deslocamento, podemos estabelecer as equações (4.13), (4.14), (4.15) e (4.16), obtendo a expressão (4.17).

$$Q_A \cong 0 ; Q_B \cong 0, \quad (4.13)$$

$$Q_A = Q_{P \rightarrow A} - Q_{A \rightarrow T} \leftrightarrow PA_{a1} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{P \rightarrow A}} - PA_{a2} \sqrt{\frac{2}{\rho}} \sqrt{\Delta p_{A \rightarrow T}} = 0, \quad (4.14)$$

$$PA_{a1} \sqrt{p_P - p_A} = PA_{a2} \sqrt{p_A}, \quad (4.15)$$

$$(PA_{a1})^2 (p_P - p_A) = (PA_{a2})^2 p_A \leftrightarrow p_A \left(1 + \left(\frac{PA_{a1}}{PA_{a2}} \right)^2 \right) = p_P \left(\left(\frac{PA_{a1}}{PA_{a2}} \right)^2 \right), \quad (4.16)$$

$$p_A = p_P \frac{\left(\left(\frac{PA_{a1}}{PA_{a2}}\right)^2\right)}{\left(1 + \left(\frac{PA_{a1}}{PA_{a2}}\right)^2\right)}, \quad (4.17)$$

Da mesma forma também se consegue determinar a relação entre as pressões em P e B através do mesmo raciocínio, obtendo a (4.18).

$$p_B = p_P \frac{\left(\left(\frac{PA_{b1}}{PA_{b2}}\right)^2\right)}{\left(1 + \left(\frac{PA_{b1}}{PA_{b2}}\right)^2\right)}, \quad (4.18)$$

Estas são as pressões resultantes das relações entre as pseudo-áreas. A estas é necessário aplicar uma variação resultante da diferença de pressão, como resultado das outras forças aplicadas sobre o sistema, como descrito na secção 4.6.

No entanto, é de notar que sendo as pseudo-áreas iguais, então as pressões p_B e p_A são iguais e iguais a $p_P/2$, como esperado.

- **Constantes das Pseudo-áreas**

Segundo [17], os espaçamentos entre as arestas da camisa e da gaveta da válvula estão emparelhados. Assim, podemos dizer que: $a_1 = a_3$ e $a_2 = a_4$. Logo, as pseudo-áreas também estão emparelhadas, devido à forma como foram modeladas.

Para se determinar as constantes C_r , a_1 , a_2 , a_3 e a_4 , foi utilizado o valor das fugas internas da válvula V4 retirado do catálogo da electroválvula proporcional, [18]. Esse caudal corresponde a 400ml/min a uma pressão de alimentação de 100bar. Assim, foi possível determinar os valores das constantes referidas acima através das equações (4.19), (4.20) e (4.21). É importante referir que, para garantir as mesmas condições de caudal que no catálogo, deve-se apenas considerar o caudal que atravessa a válvula. Por esse motivo, o sinal de comando deve ser do tipo rampa. Para esse sinal, deve-se escolher um valor mínimo e máximo, que permita analisar o comportamento da válvula na gama de funcionamento em que esta apresenta um comportamento não linear. Por conseguinte, foram seleccionados os valores extremos de -5% e 5% da tensão máxima de comando.

$$Q_{fugas\ da\ válvula\ V4} = Q_{fugas_V4} = (Q_{PA_{a2}})_{|V_{com} \geq 0} + (Q_{PA_{b2}})_{|V_{com} < 0}, \quad (4.19)$$

$$(Q_{PA_{a2}})_{|V_{com} \geq 0} = PA_{a2} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_A}, \quad \forall V_{com} \geq 0, \quad (4.20)$$

$$(Q_{PA_{b2}})_{|V_{com} < 0} = PA_{b2} \sqrt{\frac{2}{\rho} p_B}, \quad \forall V_{com} < 0, \quad (4.21)$$

Com a implementação destas equações no modelo Simulink obteve-se o gráfico da evolução das fugas internas de caudal, Figura 4.17, o qual permitiu ajustar os valores das constantes pretendidas.

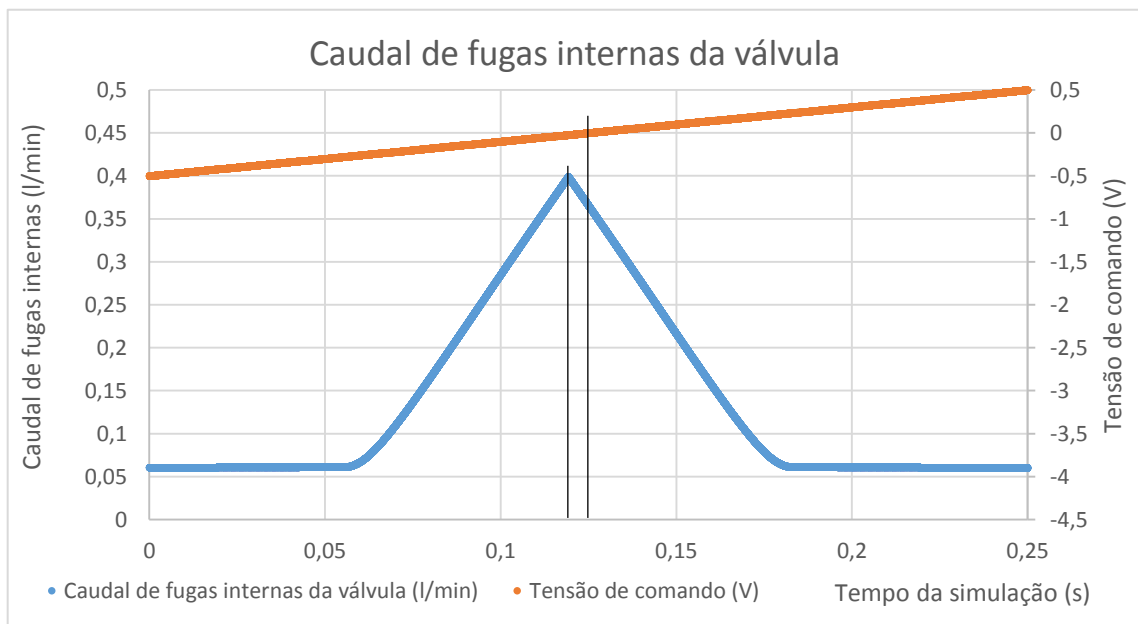


Figura 4.17 – Gráfico no qual se observa a evolução do caudal em paralelo com a do sinal de comando

Neste gráfico podemos observar a evolução do caudal de fugas em conformidade com a evolução do sinal de comando. É importante assinalar que o instante em que a tensão de comando cruza o zero não corresponde ao momento em que o caudal de fugas é máximo. Isto é o resultado de existirem diferentes desfazamentos entre as arestas de estrangulamento de caudal.

Para além destas equações, foram utilizados os valores experimentais obtidos nos ensaios do capítulo 3, para determinar as constantes acima referidas.

Desta maneira, foi possível determinar as constantes que permitem definir os valores das pseudo-áreas.

Trocas de caudal no conjunto válvula e atuador

Cada pseudo-área depende da aresta de estrangulamento de caudal a considerar, como se pode observar na Figura 4.18.

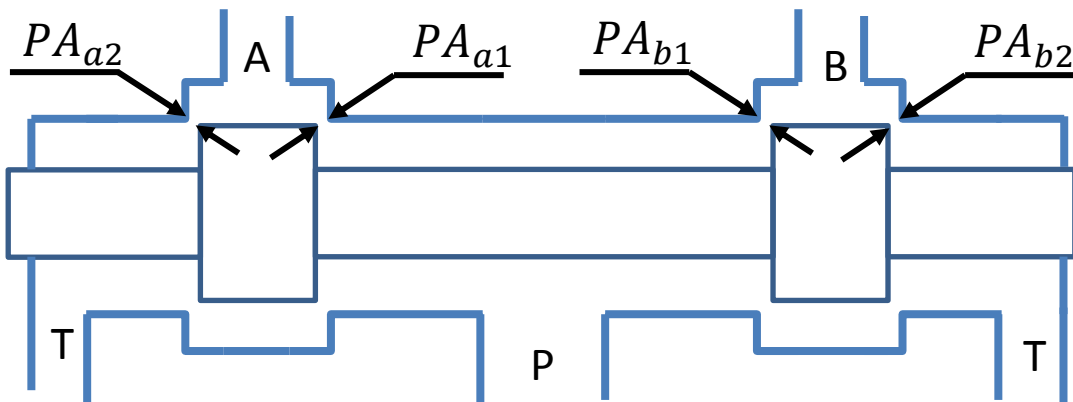


Figura 4.18 – Esquema construtivo da válvula proporcional.

Dado o tipo construtivo desta válvula podemos representar esquematicamente as passagens do óleo pelas várias linhas do circuito hidráulico, como está representado na Figura 4.19.

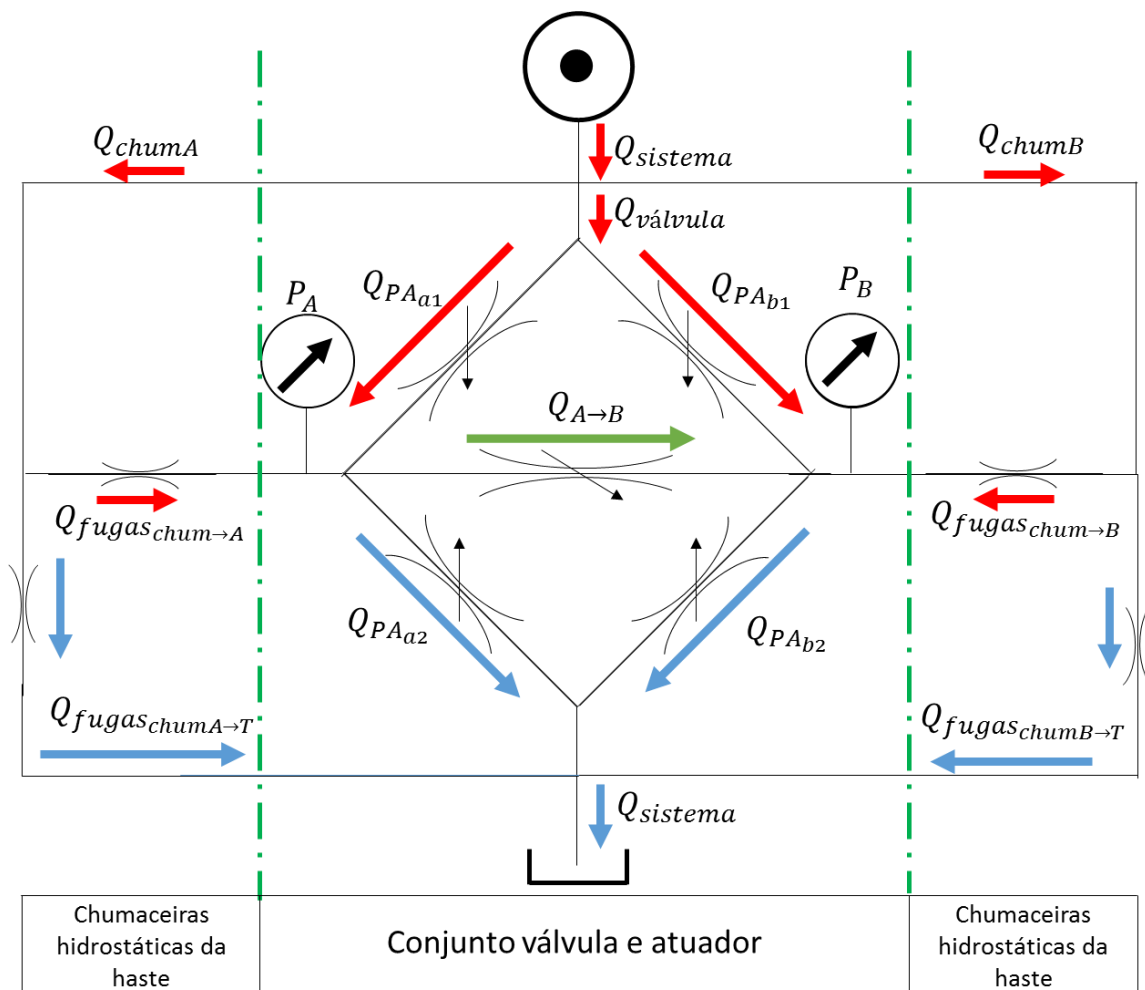


Figura 4.19 – Circuito hidráulico equivalente à válvula e atuador com indicação das passagens de caudal.

Deste modo, o caudal que passa para cada linha pode ser modelado como a diferença entre o caudal que atravessa a primeira aresta estranguladora e o caudal que atravessa a segunda.

As pressões resultantes destes estrangulamentos foram abordadas no Anexo B. É importante referir que estas pressões são apenas resultantes desses estrangulamentos e não têm, ainda, a influência de outros fatores como o peso do êmbolo e da haste e da força do DCEA (nos casos onde é aplicável). Essas pressões serão descritas na secção 4.6.

Para cada aresta estranguladora da válvula é preciso analisar o caudal que atravessa o orifício entre essa aresta e a camisa da válvula. Este caudal vai ser dividido em caudal resultante do deslocamento da gaveta e caudal resultante da diferença de pressão. As expressões que se seguem refletem o comportamento do caudal para cada aresta de estrangulamento.

$$Q = Q_0 + \frac{\partial Q}{\partial x_s} \delta(x_s) + \frac{\partial Q}{\partial \Delta p} \delta(\Delta p), \quad (4.22)$$

No entanto, em vez de utilizarmos o deslocamento da gaveta, vamos considerar as pseudo-áreas de cada aresta estranguladora. Assim obtemos a equação (4.23).

$$Q = Q_0 + \frac{\partial Q}{\partial PA} \delta(PA) + \frac{\partial Q}{\partial \Delta p} \delta(\Delta p), \quad (4.23)$$

Em termos de simulação vamos considerar que a velocidade inicial é aproximadamente nula ($Q_0 \approx 0$). As outras parcelas da equação (4.22) estão determinadas nas equações (4.24) e (4.25).

$$\frac{\partial Q}{\partial \Delta p} \delta(\Delta p) = (PA) \sqrt{\frac{2}{\rho}} \times \frac{1}{2\sqrt{\Delta p}} \times \delta(\Delta p), \quad (4.24)$$

$$\frac{\partial Q}{\partial PA} \delta(PA) = \sqrt{\frac{2}{\rho}} (\Delta p) \times \delta(PA), \quad (4.25)$$

Assim, é possível estabelecer o caudal que atravessa cada secção estranguladora. Contudo, também é necessário fazer um balanço entre o caudal que atravessa por uma aresta e sai por outra, para saber o caudal que realmente passa para cada linha de alimentação do atuador.

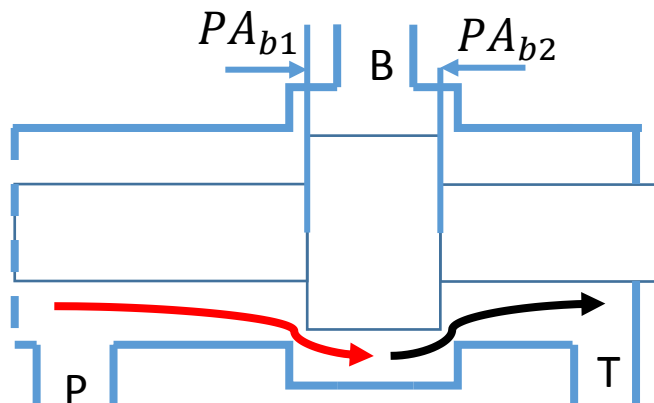


Figura 4.20 – Esquema simplificado da gaveta onde se observam as passagens de caudal

Portanto o caudal que atravessa a válvula e vai para a câmara do atuador é dado pelas equações (4.26) e (4.27), como resultado das equações (4.24), (4.25) e (4.23).

$$Q_A = Q_{PA_{a1}} - Q_{PA_{a2}}, (4.26)$$

$$Q_A = \underbrace{\frac{\partial Q}{\partial PA_{a1}} \delta(PA_{a1}) + \frac{\partial Q}{\partial \Delta p|_{PA_{a1}}} \delta(\Delta p|_{PA_{a1}})}_{Q_{PA_{a1}}} - \underbrace{\frac{\partial Q}{\partial PA_{a2}} \delta(PA_{a2}) - \frac{\partial Q}{\partial \Delta p|_{PA_{a2}}} \delta(\Delta p|_{PA_{a2}})}_{Q_{PA_{a2}}}, (4.27)$$

Deste modo, foi possível implementar estas equações no modelo Simulink, como se pode ver na Figura 4.21.

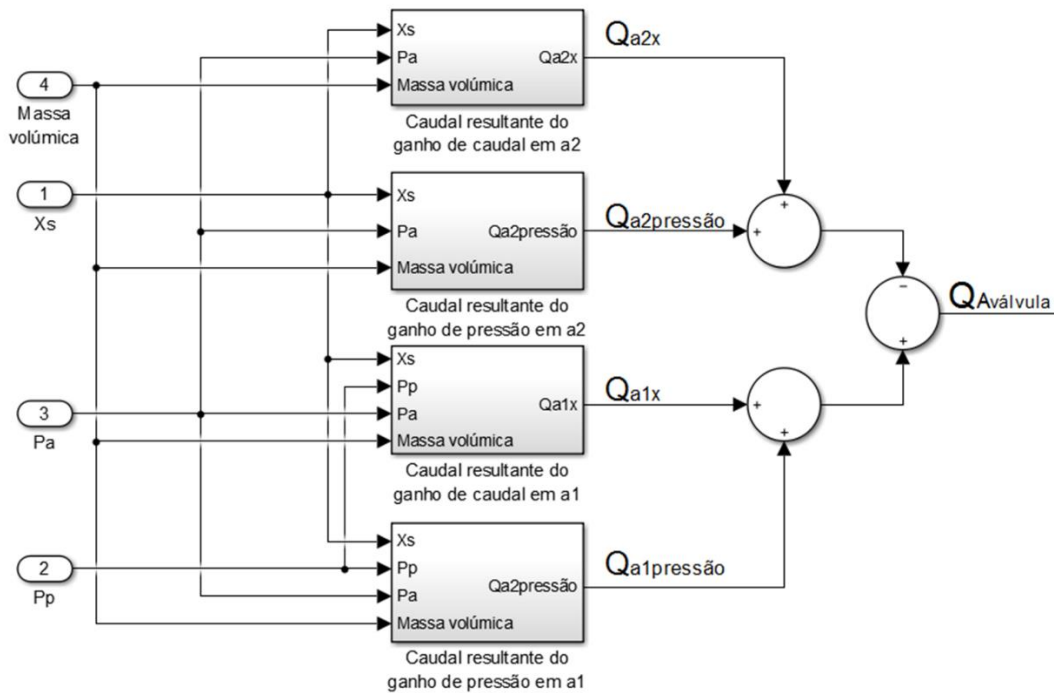


Figura 4.21 – Imagem retirada do modelo que retrata os caudais que atravessam as pseudo-áreas

Assim, pode-se obter o caudal que atravessa a válvula em direção à câmara do atuador. Nesta, o caudal vai sofrer algumas alterações, dependendo da fase do ciclo em questão e da pressão na chumaceira hidrostática. Este caudal corresponde apenas ao caudal que atravessa a válvula em direção ao atuador e não inclui os outros caudais que chegam ao atuador, os quais irão ser tratados na secção 4.4.

4.4 Atuador

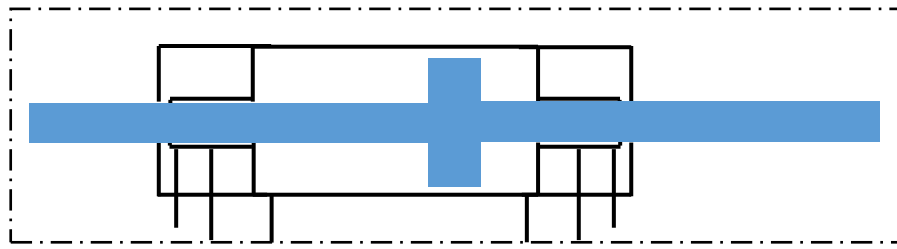


Figura 4.22 – Esquema simplificado do atuador hidráulico

Para o caso do atuador, Figura 4.22, é importante ter em conta cinco aspetos fundamentais, no que toca aos caudais de cada câmara:

- o caudal que chega a este pela válvula, abordado na secção (4.4);
- o caudal que se infiltra nas câmaras do cilindro devido às chumaceiras hidrostáticas;
- o caudal que escoo, pela abertura radial do êmbolo, de uma câmara para a outra devido à falta de vedantes (procedimento semelhante ao do anterior);
- o caudal devido à compressibilidade, em função da existência de uma carga;
- o caudal relativo ao deslocamento do êmbolo.

O caudal proveniente da válvula V4 depende das pseudo-áreas e das pressões associadas a cada câmara.

- **Caudal que se infiltra nas câmaras devido às chumaceiras hidrostáticas**

O caudal que entra nas câmaras do cilindro devido às chumaceiras hidrostáticas depende da viscosidade do óleo, da queda de pressão de uma câmara para a outra e das características geométricas da zona de fuga do óleo. Este último parâmetro pode ser determinado de forma experimental.

$$Q_{chum} = \frac{\Delta p_{P \rightarrow A}}{\mu} k_{geométrico}, \quad (4.28)$$

$k_{geométrico} \rightarrow$ corresponde aos parâmetros geométricos que caracterizam a zona de escoamento (m^3)

$\mu \rightarrow$ corresponde à viscosidade dinâmica, abordada em anexo, (Ns/m^2)

Para determinar o parâmetro $k_{geométrico}$ de forma experimental, foi necessário realizar um ensaio, a temperatura aproximadamente constante ($\cong 40 \pm 0,5^\circ C$), no qual se mediu o caudal que atravessava as chumaceiras hidrostáticas durante 1 minuto. Este ensaio foi realizado sem carga, com o cilindro parado e com as pressões p_A e p_B iguais. Verificou-se que a soma do caudal que as atravessou foi de 87ml, para uma pressão de alimentação de 40 bar. Desta forma, foi possível determinar o valor de $k_{geométrico} = 8,333 * 10^{-17} m^3$.

- **Caudal que escoo de uma câmara para a outra**

O caudal que passa de uma câmara para a outra devido à ausência de vedantes no êmbolo foi determinado através de um ensaio com uma temperatura de óleo aproximadamente constante ($\cong 40 \pm 0,5^\circ\text{C}$). No entanto, neste ensaio foi necessário fechar a válvula V5, de modo a garantir que todo o caudal passasse pela folga radial entre o êmbolo e o corpo do cilindro. Foi também necessário realizar o ensaio com pressões diferentes em cada câmara. Por isso, foi utilizado o DCEA, com a configuração de menor rigidez, para que a diferença de pressão fosse mais apreciável. No entanto, para garantir que a força do DCEA fosse aproximadamente constante, foi utilizado uma amplitude do sinal de excitação relativamente baixa, neste caso 0,5Vpp. Assim, o movimento do atuador teve uma amplitude de deslocamento reduzida, o que permitiu obter uma força do DCEA aproximadamente constante. Com esta força e com as pressões de cada câmara foi possível calcular a diferença de pressão no êmbolo.

Para determinar o valor do parâmetro $k_{geométrico}$ do êmbolo, foram utilizadas as equações 4.28, 2.4 e com a diferença de pressões no êmbolo.

Com base nos caudais acima referidos, é possível determinar o volume de óleo que vai ser comprimido. Para determinar esse caudal é necessário realizar o balanço entre os caudais que entram e saem de cada câmara, como sugere a Figura 4.23.

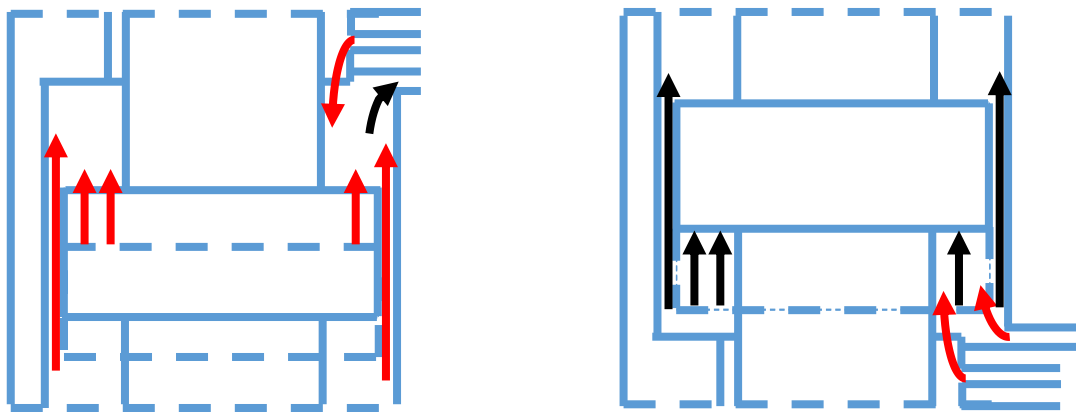


Figura 4.23 – Esquema dos caudais que entram e saem, representados a vermelho e preto respetivamente, das câmaras A, à direita, e B, à esquerda, aquando de um deslocamento de A para B.

O somatório de caudais está expresso na equação (4.29).

$$\sum Q_{entra} = \sum Q_{sai} + \sum Q_{deslocamento} + \sum Q_{compressibilidade}, \quad (4.29)$$

Para a modelação que se segue, vamos assumir um deslocamento do atuador de baixo para cima, como representado na Figura 4.23. Assim, o caudal vai escoar da câmara A para a B. Desta forma,

em relação à câmara A, podemos determinar os somatórios de caudal referidos na equação (4.29), como se pode observar nas equações (4.30), (4.31) e (4.32).

$$\sum Q_{entram_A} = Q_{válvula_A} + Q_{chum \rightarrow A}, \quad (4.30)$$

$$\sum Q_{variação\ de\ volume_A} = Q_{deslocamento}, \quad (4.31)$$

$$\sum Q_{sai_A} = Q_{A \rightarrow B}, \quad (4.32)$$

Utilizando o mesmo método para a câmara B, com a respetiva adaptação dos somatórios, obtemos as equações (4.33), (4.34) e (4.35).

$$\sum Q_{entra_B} = Q_{chum \rightarrow B} + Q_{A \rightarrow B}, \quad (4.33)$$

$$\sum Q_{variação\ de\ volume_B} = -Q_{deslocamento}, \quad (4.34)$$

$$\sum Q_{sai_B} = Q_{válvula_B}, \quad (4.35)$$

Consequentemente, é possível determinar o caudal correspondente ao volume de óleo que está comprimido em cada câmara do atuador. Das equações (4.29), (4.31), (4.30) e (4.32) obtemos a equação (4.36).

$$Q_{compressibilidade_A} = Q_{válvula_A} + Q_{chum \rightarrow A} - Q_{deslocamento} - Q_{A \rightarrow B}, \quad (4.36)$$

O mesmo pode ser aplicado para a câmara B, com base nas equações (4.29), (4.33), (4.34) e (4.35), conseguindo determinar a equação (4.37).

$$Q_{compressibilidade_B} = Q_{chum \rightarrow B} + Q_{deslocamento} + Q_{A \rightarrow B} - Q_{válvula_B}, \quad (4.37)$$

Com base nas equações (4.33) e (4.34) foi modelado o caudal comprimido como sugere a Figura 4.24.

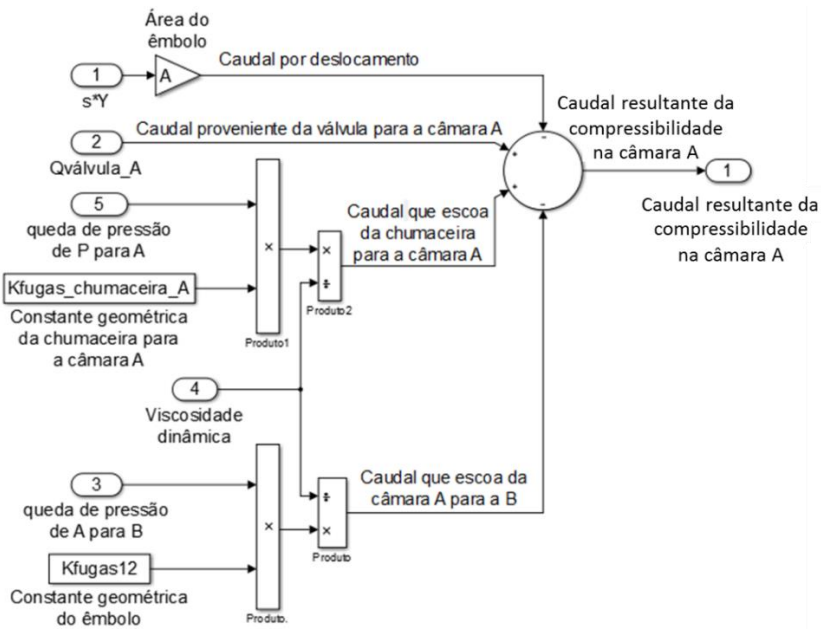


Figura 4.24 – Imagem retirada do modelo na qual se observa como é determinado o caudal comprimido, neste caso na câmara A

A partir do volume comprimido, do volume morto (determinado no Anexo D) e da compressibilidade efetiva do óleo (abordada em Anexo C), é possível obter a variação da pressão da câmara em análise, como se pode observar na (4.38).

$$\Delta p = -\beta \frac{\Delta V}{V_0} \Leftrightarrow \frac{\Delta p}{dt} = -\beta \frac{\Delta V/dt}{V_0} = -\beta \frac{Q_{comp}}{V_0} \Leftrightarrow \delta p = \int -\beta \frac{\delta Q_{comp}}{V_0} dt, \quad (4.38)$$

O volume V_0 corresponde ao volume morto nas linhas de ligação da válvula ao atuador mais o volume de óleo já existente na câmara, como analisado no Anexo D. Com isto, foi possível modelar esta etapa do modelo como está apresentado na Figura 4.25.

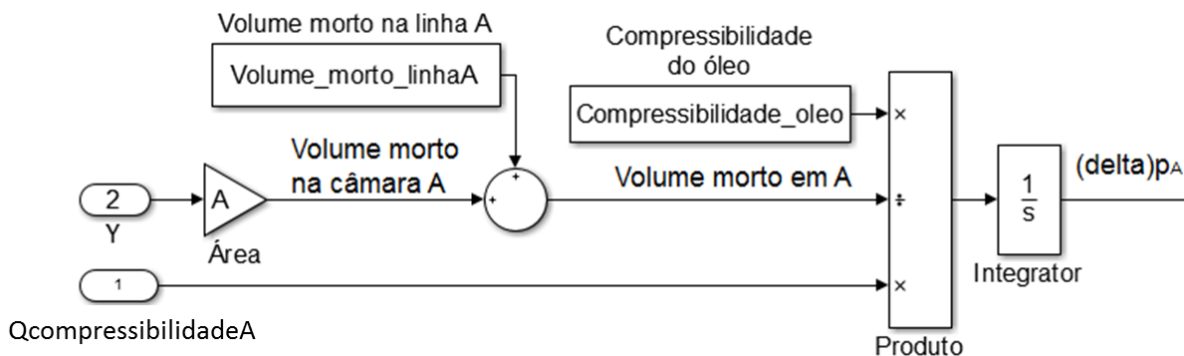


Figura 4.25 – Imagem retirada do modelo onde se obtém a variação de pressão resultante do caudal de compressibilidade

Sabendo o valor da pressão inicial de uma câmara, é possível obter o valor da pressão, como variável de tempo, dessa câmara, considerando as equações (4.38) e (4.39).

$$p_A = p_{A_0} + \delta p_A ; p_B = p_{B_0} + \delta p_B, \quad (4.39)$$

Os valores de p_{A_0} e p_{B_0} dependem apenas das condições iniciais de pressão do sistema. Estes valores estão analisados na secção 4.6.

Com o valor da pressão de cada câmara é possível determinar a força que essa pressão causa no êmbolo.

$$F = p_A A - p_B A, \quad (4.40)$$

Para além destas forças, existem outras que atuam no êmbolo e que dependem do tipo de ensaio a realizar, da posição da haste e da disposição do mecanismo (se está disposto na vertical ou na horizontal). Estas são o peso do atuador, a força da mola e uma eventual perturbação externa. É ainda necessário considerar as forças viscosas que vão atuar nas superfícies banhadas pelo óleo e uma força inicial oposta ao movimento ($F_{Coulomb}$). Essas forças estão analisadas posteriormente, na secção 4.5. Posto isto, é possível determinar a força resultante que atua no êmbolo. E com esta é possível obter a aceleração da haste, uma vez que, segundo a 2ª lei de Newton, se obtém a equação (4.41).

$$F = m \times a \leftrightarrow a = \frac{F}{m}, \quad (4.41)$$

Por sua vez, com a aceleração obtém-se a velocidade e a posição da haste por integração. Ao valor da posição é, no entanto, necessário adicionar o valor da posição inicial da haste. Esta etapa final do modelo está modelada tal qual como na Figura 4.26.

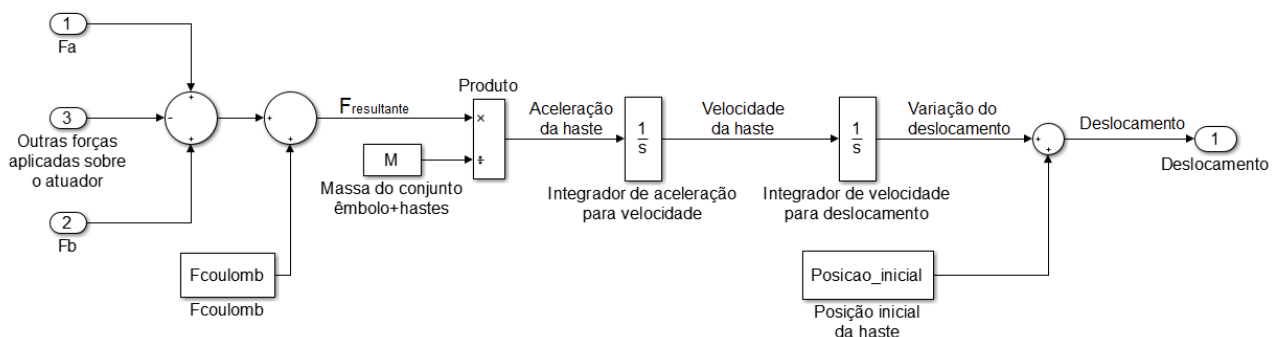


Figura 4.26 – Imagem retirada do modelo na qual se observa como se obtém o deslocamento a partir das forças aplicadas no sistema

4.5 Outras forças aplicadas sobre o sistema

- **Força do Dispositivo de Carga Elástica para Atuador (DCEA)**

A força do DCEA depende essencialmente da deformação deste e da rigidez equivalente, como foi apresentado na secção 3.5. No modelo esta força foi apresentada pela equação (4.42).

$$F_{DCEA} = k_{equivalente} \times \underbrace{(y - y_{0DCEA})}_{\text{Deformação do DCEA}}, \quad (4.42)$$

Esta equação só é válida para valores positivos da deformação do DCEA. O valor de $k_{equivalente}$ depende do número de discos utilizados e da forma como está estruturado o DCEA, como consta na secção 3.5.

Esta força tem influência na pressão inicial das câmaras e, portanto, foi modelada na secção 4.6.

- **Peso**

Esta força é intrínseca ao atuador e manifesta-se nos ensaios realizados na vertical. O peso pode ser modelado segundo a equação (4.43).

$$P = m_{\text{êmbolo mais hastes}} \times g, \quad (4.43)$$

Este também se encontra presente no valor da pressão inicial de cada câmara, como está descrito na secção 4.6.

- **Força viscosa**

Esta força depende da velocidade do atuador como descrito no capítulo 2, a qual é particularmente importante nas regiões das chumaceiras hidrostáticas e do êmbolo sem vedantes, dependendo da viscosidade dinâmica do óleo, tendo sido abordada na secção 4.3.

Para determinar as forças de fricção viscosa, é necessário ter em consideração a área da superfície banhada pelo óleo. Numa primeira fase só foi analisada a fricção viscosa nas câmaras e, posteriormente, foram apreciadas as forças viscosas nas chumaceiras hidrostáticas e no êmbolo sem vedantes.

Podemos dizer que as forças de tensão viscosa são obtidas pela equação (4.44).

$$F_{\tau} = \underbrace{\pi \phi_h \times dx}_{\text{área em contacto com o óleo}} \times \tau, \quad (4.44)$$

Segundo a lei de Newton da viscosidade, a tensão viscosa é dada por (4.45).

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \rightarrow \tau = \mu \frac{du}{dr}, \quad (4.45)$$

Portanto, a partir da equação (4.41) e da (4.42) podemos obter a equação (4.46).

$$F_{\tau} = \pi \phi_h L \times \mu \frac{du}{dr}, \quad (4.46)$$

Uma vez que a força viscosa apresenta uma ordem de grandeza inferior, em relação às outras forças que atuam na haste, considera-se uma aproximação aceitável assumir o escoamento como laminar para determinar esta força, como sugere a Figura 4.27.

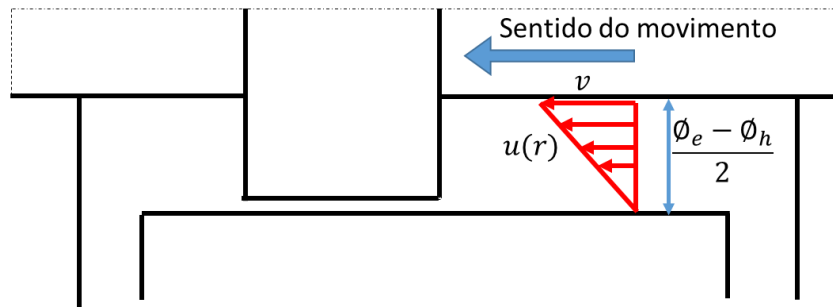


Figura 4.27 – Esquema onde se observa o gradiente de velocidade do óleo numa das câmaras

Desta forma, o valor do gradiente de velocidade $\frac{du}{dr}$, da equação (4.46), é dado pela expressão (4.47).

$$\frac{du}{dr} = \frac{v}{\frac{\phi_e - \phi_h}{2}}, \quad (4.47)$$

Por conseguinte, concluímos que a força de fricção viscosa presente nas câmaras do atuador é dada pela equação (4.48), tendo em conta as aproximações assumidas.

$$F_v = 2\pi \frac{\phi_h \mu L}{\phi_e - \phi_h} v, \quad (4.48)$$

Este método foi utilizado para as forças viscosas nas chumaceiras das hastas e do êmbolo.

Como foi observado nas secções 3.4 e 3.8, as chumaceiras hidrostáticas introduzem uma força viscosa contrária ao movimento quando a válvula V5 está aberta. Esta força pode ser determinada utilizando o mesmo procedimento descrito para as forças viscosas nas câmaras do cilindro. Todavia, é de salientar que essa fricção viscosa está presente numa zona onde o filme de óleo apresenta uma espessura reduzida.

Por isso a força de atrito viscoso foi obtida pela soma destas forças viscosas.

Uma vez que estas forças apenas se verificam quando o atuador está em movimento, não influenciam a pressão inicial de cada uma das câmaras.

- **Força de Coulomb**

Na simulação do modelo foi observada uma oscilação em torno da curva da resposta do sistema. Esta oscilação corresponde a uma “mola numérica” introduzida pela compressibilidade do óleo. Desta forma, é necessário introduzir uma força viscosa reduzida, $F_{Coulomb}$, no início da simulação, para a amortecer. Para determinar o valor dessa força de Coulomb foi necessário recorrer ao modelo Simulink.

Na Figura 4.28 é apresentado o gráfico correspondente à modelação da aceleração do sistema, na qual, ainda, não foi aplicada a força de Coulomb.

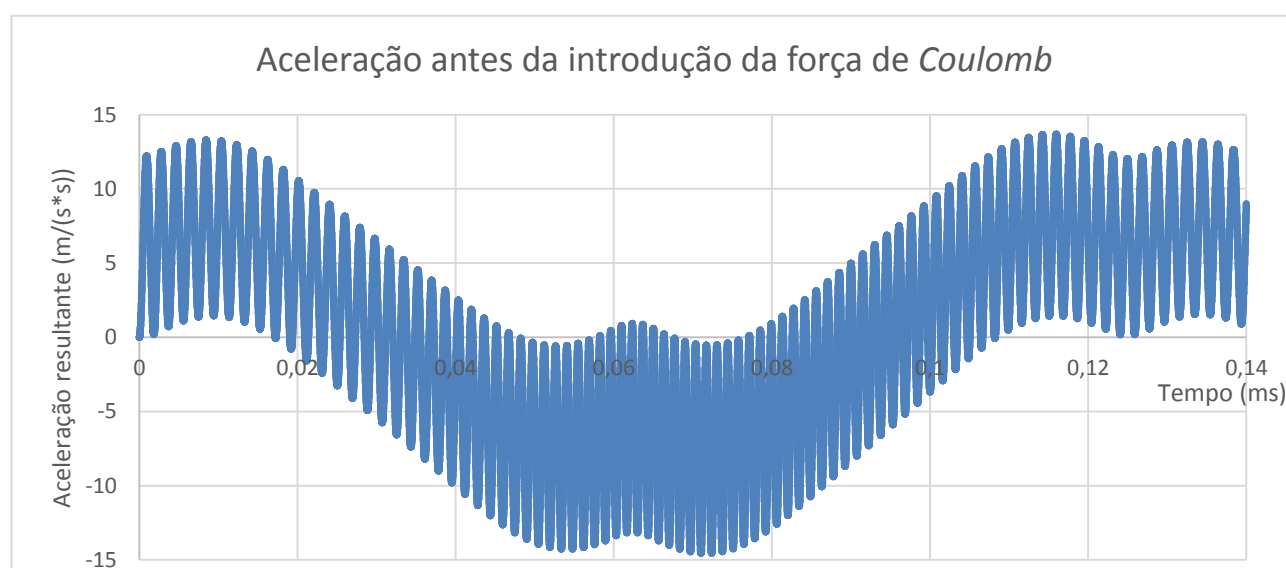


Figura 4.28 – Aceleração do atuador antes da introdução da força de *Coulomb*

Como se pode observar, a simulação apresenta uma oscilação em torno da curva da aceleração. Antes da aplicação desta força, o modelo é equivalente a um sistema massa mola em que a massa oscila entre duas molas, como está representado na Figura 4.29. A mola apresenta o valor da rigidez hidráulica da câmara correspondente e a massa corresponde à do conjunto êmbolo mais hastes.

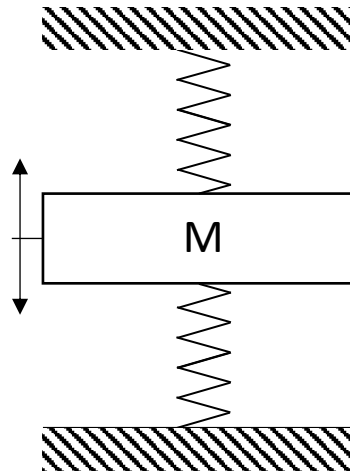


Figura 4.29 – Representação esquemática do sistema vibratório equivalente ao sistema na ausência de forças viscosas

Na ausência de amortecimento viscoso, a massa oscila em torno do valor de aceleração pretendido. Para compensar esse comportamento, foi aplicada uma força viscosa ($F_{Coulomb}$). Assim obteve-se o resultado apresentado na Figura 4.30, o qual se aproxima do valor real.

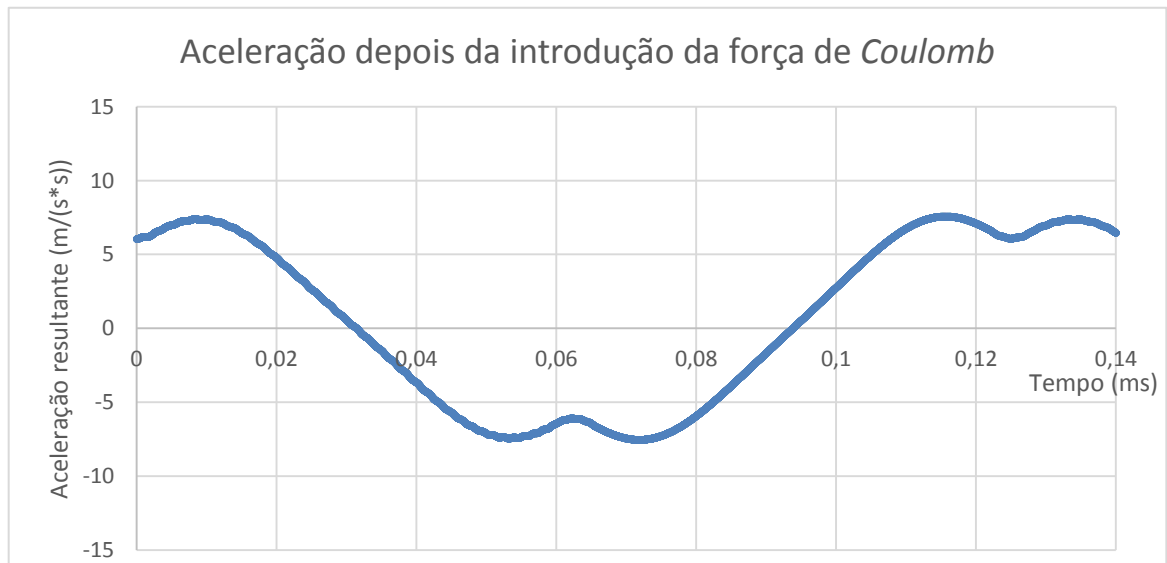


Figura 4.30 – Aceleração do atuador depois de inserir a força de *Coulomb*

Esta força foi determinada só para o caso em que o sistema não tem de vencer a força do DCEA. Nessa situação, é preciso adicionar uma outra força $F_{Coulomb}$, que só seja válida para este tipo de ensaios, para estabilizar a curva da resposta do sistema.

4.6 Pressões iniciais

As pressões iniciais do sistema dependem das forças aplicadas no conjunto êmbolo mais hastes. Neste caso, o sistema de ensaios está disposto na vertical, portanto o peso do conjunto vai estar sempre a exercer uma certa influência nas pressões, como se pode observar na Figura 4.31.

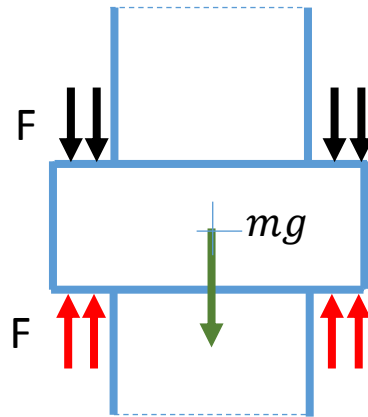


Figura 4.31 – Esquema que representa as forças resultantes da pressão de cada câmara e o peso do conjunto êmbolo mais hastes

No caso do peso, o valor correspondente a metade da pressão resultante desta força deve ser somado ao valor médio da pressão na câmara A e subtraído ao valor médio da pressão na câmara B.

No caso dos ensaios com o DCEA, deve-se ter em conta o valor inicial dessa força, se ele apresentar uma deformação. O valor da força depende da rigidez equivalente do DCEA e da deformação inicial. Este depende da posição inicial da haste e da posição do DCEA. Esta força está representada na Figura 4.32.

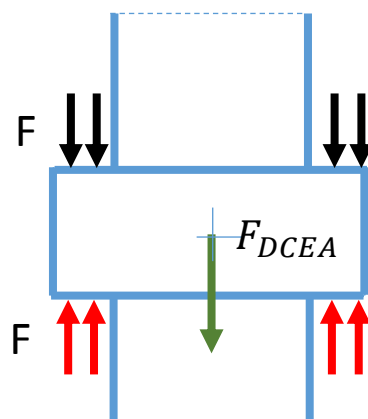


Figura 4.32 – Esquema que representa as forças resultantes da pressão de cada câmara e a força do DCEA

Esta pressão pode ser determinada pela equação (4.49).

$$p_{DCEA_0} = \frac{F_{DCEA_0}}{A} = \frac{k_{equivalente}}{A} \times \underbrace{(y_0 - y_{0_{DCEA}})}_{\text{Deformação inicial do DCEA}}, \quad (4.49)$$

Esta equação permite modelar o sistema para a situação em que o atuador já está a comprimir o DCEA no início da simulação. Assim, esta pressão não é negativa.

No caso das forças de atrito viscoso, uma vez que estas só se verificam quando o atuador está em movimento e que a simulação parte do repouso, não existe pressão inicial resultante destas forças.

4.7 Comparação do modelo obtido com os resultados experimentais

Após a modelação do sistema de ensaio, é necessário comparar o seu comportamento com o sistema real. Estas comparações permitem determinar o grau de aproximação do modelo com a realidade.

Para comparar o comportamento do sistema modelado com o real, foram realizados três tipos de ensaio, cada um deles explorando as diferentes particularidades do modelo. Nestes ensaios foram utilizados sinais de excitação do tipo sinusoidal. Os ensaios selecionados foram do tipo:

- Deslocamento livre do atuador – neste ensaio é possível observar o cumprimento da forma sinusoidal do deslocamento e a deriva do deslocamento;
- Deslocamento sob carga elástica – neste ensaio é importante observar o cumprimento da senoide de deslocamento bem como a senoide de força aplicada pelo DCEA;
- Deslocamento com descontinuidades de força - neste ensaio é necessário explorar o comportamento do modelo para solicitações descontínuas de força, sendo particularmente importante explorar o comportamento em força do sistema modelado.

Para os ensaios em que não existem descontinuidades, foi utilizado um passo de tempo de simulação de 0,000005s. Nas simulações onde se evidenciam as descontinuidades é necessário utilizar um passo de tempo variável, devido às descontinuidades de força.

• Deslocamento livre do atuador

Para realizar este tipo de ensaio, foi utilizado um sinal de excitação com um desvio (-50 mVDCoffset), para garantir a existência de uma deriva apreciável no tempo de simulação utilizado (1s). Assim foi possível comparar o comportamento do sistema modelado com o real, como se observa na Figura 4.33.

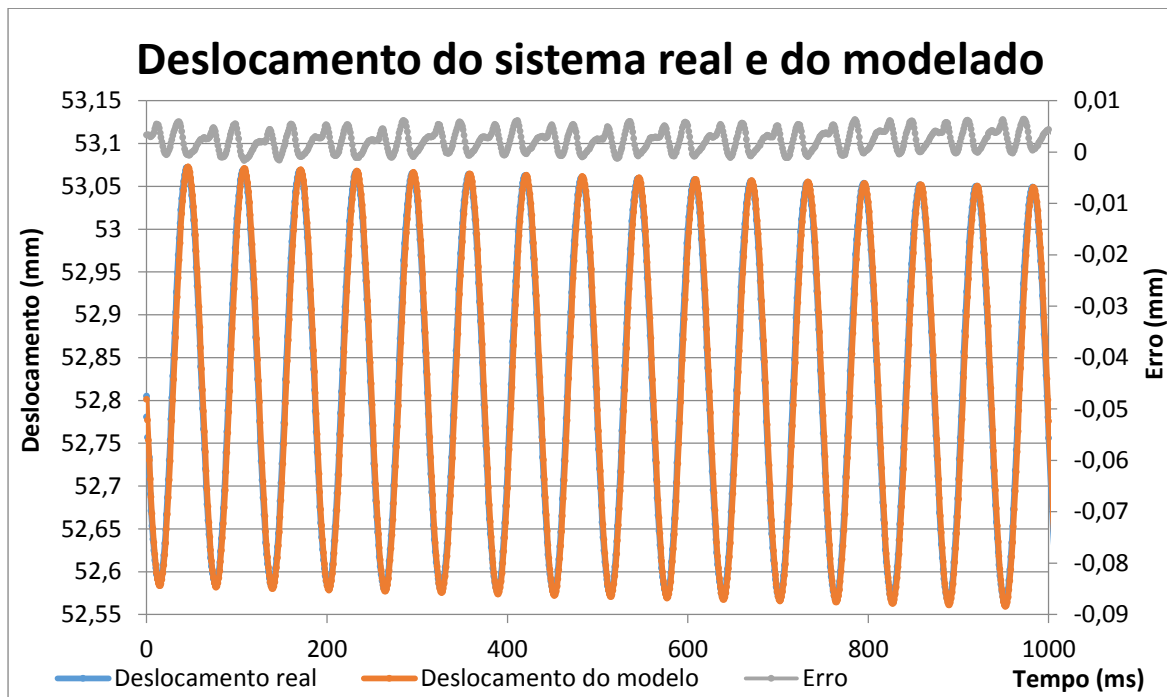


Figura 4.33 – Comparação entre o deslocamento do sistema modelado e do real

Neste gráfico podemos observar a resposta em deslocamento do modelo e do sistema real. Em ambos se observa a existência de uma deriva negativa, condição essencial do ensaio. Pelo que se pode concluir que o sistema modelado apresenta um erro inferior a $\pm 0,01$ mm.

- **Deslocamento sob carga elástica**

Para realizar este tipo de ensaio foi utilizado o DCEA e um sinal de excitação com um desvio (100 mVDCoffset), para garantir que o deslocamento se mantém em torno de uma reta sensivelmente constante. Este desvio garante que a força do DCEA é sempre positiva e em torno de um valor constante. Assim foi possível comparar a resposta do sistema modelado com o real, tanto em deslocamento, Figura 4.34, como em força, Figura 4.35.

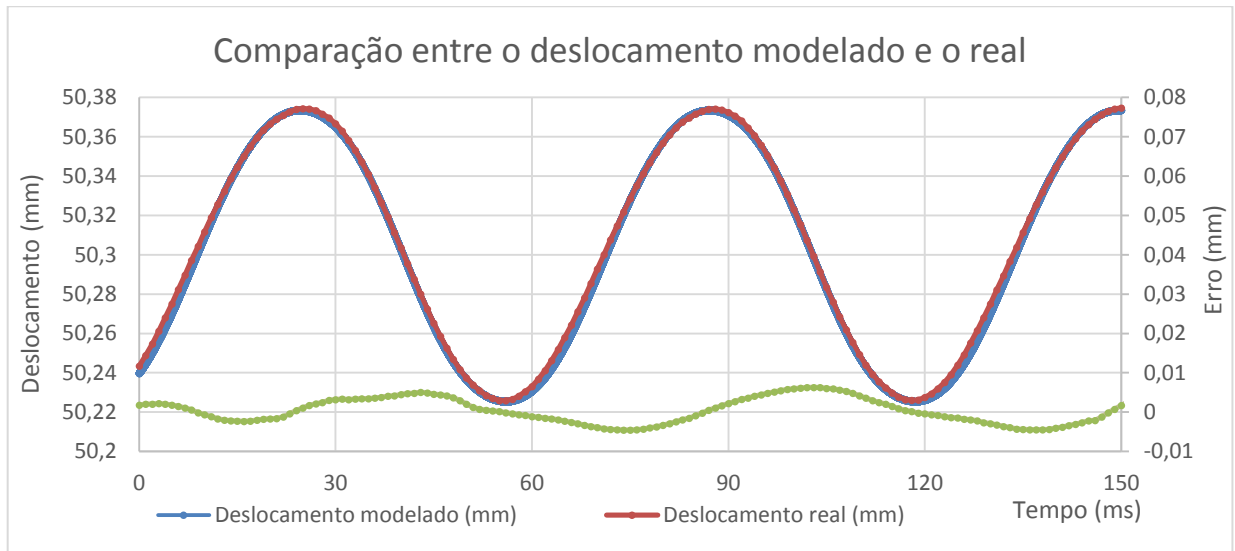


Figura 4.34 – Gráfico onde se compara a resposta em deslocamento do modelo e do sistema real

Este gráfico permite-nos comparar a resposta em deslocamento do modelo e do sistema real. Pelo que se consegue ver, o modelo consegue simular de forma muito aproximada o deslocamento do sistema real, apresentando um erro máximo de 0,006mm (em 0,15mm de curso máximo).

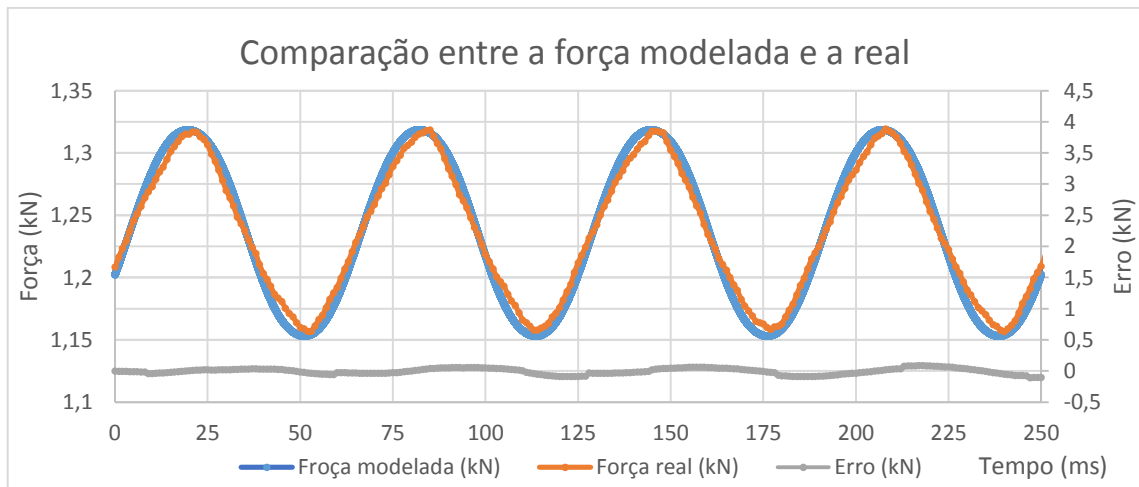


Figura 4.35 – Gráfico que compara a resposta em força do sistema real e do modelado

Neste gráfico podemos analisar a força medida na célula de carga do modelo e do sistema real. Tal como se pode ver, o modelo é capaz de simular satisfatoriamente o comportamento do sistema real, apresentando um erro máximo de 0,09kN. Este erro resulta de uma ligeira diferença entre o comportamento real e o calculado, como está descrito no ensaio seguinte.

- **Deslocamento com descontinuidades de força**

Neste ensaio avaliou-se o comportamento do modelo, em relação ao sistema real em termos de força, em situações de descontinuidades de contacto com o DCEA. Desta forma, em parte do ensaio o atuador esteve sob a força elástica do DCEA, devido à deformação deste, e, na outra parte do ensaio, o atuador descreveu o movimento sem força opositora. Assim, garantiram-se as condições de descontinuidade de força.

Para forçar este tipo de situação no sistema real, inicialmente foi necessário colocar o atuador em movimento sinusoidal contra o DCEA, com um desvio do sinal de excitação. Posteriormente, retirou-se o desvio do sinal de excitação, com o objetivo de forçar o sistema a aproximar-se da zona de descontinuidade de contacto. O mesmo princípio foi utilizado no caso do modelo.

Para simular as descontinuidades no modelo, alterou-se o passo do tempo de simulação de fixo para variável.

Desta forma, obteve-se a Figura 4.36, a qual permitiu comparar a força medida pela célula de carga no caso do sistema modelado e no sistema real.

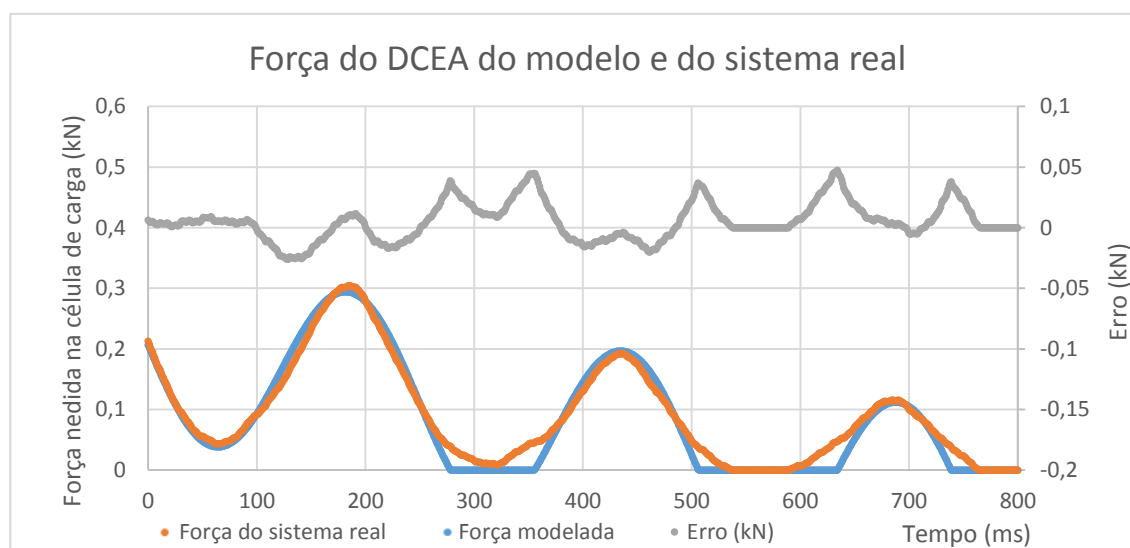


Figura 4.36 – Gráfico onde se compara a evolução do modelo com a do sistema real em situações de descontinuidade

Neste gráfico, analisou-se a força medida na célula de carga do modelo e do sistema real. Como se pode observar, o modelo consegue simular de forma muito aproximada os máximos desta resposta. No entanto, os instantes em que a resposta do modelo se desvia mais da do sistema correspondem às zonas das descontinuidades. Estes desvios do comportamento do sistema correspondem à zona onde o comportamento das molas de disco se desvia do valor calculado, como sugere a Figura 4.37. De

uma forma geral o modelo desvia-se mais nas zonas das discontinuidades enquanto que, fora dessas zonas, apresenta um comportamento muito próximo do real.

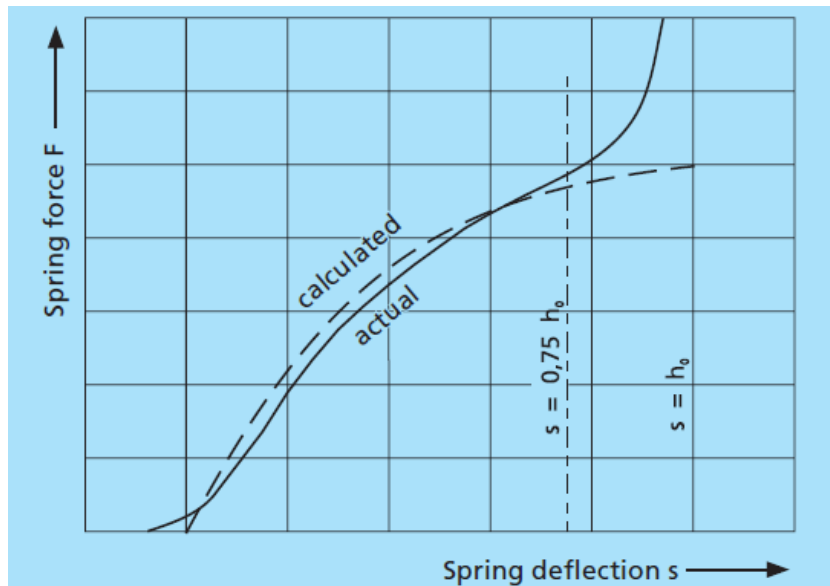


Figura 4.37 – Comportamento das molas de disco ao nível de deformação (s) com a variação da carga (F), [3]

Tendo em conta os resultados obtidos, podemos dizer que o comportamento do modelo para este tipo de ensaio está próximo da realidade, mas que, nas zonas de discontinuidade, apresenta uma resposta ligeiramente diferente da do sistema real, especialmente em força.

5 Ensaio em malha fechada

Neste capítulo é abordado o comportamento do sistema de ensaios em malha fechada para diferentes características do *software*, diferentes estratégias de controle e para diferentes tipos de sinais de referência em deslocamento.

No início deste capítulo, começa-se por explicar as diferentes condições de ensaio, descrevendo as suas particularidades e limitações. De seguida, são apresentados os resultados de cada aplicação informática em análise, comparando, inicialmente, os resultados dos controladores. Finalmente, são comparados os desempenhos globais das aplicações informáticas entre si.

Para a realização destes ensaios foi necessário ter em atenção os seguintes aspetos:

1. Referências escolhidas e as suas particularidades;
2. Gama de frequências escolhidas;
3. Amplitudes de ensaio selecionadas;
4. Número de ciclos por ensaio;
5. Posição do atuador (50mm, ou próximo desta);
6. Aplicação informática de aquisição e de controle utilizada;
7. Controladores selecionados para cada tipo de ensaio.

5.1 Referências escolhidas e as suas particularidades

Nesta secção estão apresentados os sinais de referência, ou movimentos pretendidos, escolhidos para estes ensaios. Neste trabalho estão analisadas as referências do tipo “onda sinusoidal” e do tipo “trapézio”.

-
- Sinusoide de deslocamento

Neste tipo de ensaio foi utilizada a referência sinusoidal, a qual é de grande importância para a análise temporal e frequencial do sistema.

➤ Particularidades gerais

Em termos de fase inicial da onda, é necessário considerar que este deslocamento vai ser comandado pela electroválvula e é a posição da gaveta desta que vai ditar o caudal que chega a cada câmara do atuador. Se a fase inicial do movimento pretendido for de 0° , isso implica que a posição da gaveta esteja na abertura máxima para esse movimento. No entanto, no início deste movimento, a posição da gaveta corresponde à posição média do seu curso (zero hidráulico) ou próximo desta. Ao iniciar o movimento desta forma, a válvula vai demorar algum tempo a aproximar-se da posição pretendida, introduzindo um atraso temporal indesejado. Por outro lado, se a fase inicial do ciclo do movimento pretendido for de 90° ou de 270° , a gaveta da válvula vai iniciar o ciclo na posição próxima do zero hidráulico, a qual corresponde à posição teórica onde a gaveta inicia o movimento, evitando erros.

Nestes ensaios é de grande interesse que a resposta consiga cumprir a amplitude de ensaio pretendida. No entanto, a velocidade do atuador nos extremos da resposta é nula. Tendo em consideração o comportamento da válvula de comando, este momento corresponde ao instante em que a gaveta da válvula atinge a posição média do seu curso. Quando a gaveta da válvula se aproxima deste instante, a dinâmica da válvula apresenta-se como não linear, porque o coeficiente de descarga é variável, como abordado no capítulo 4. Desta forma, o sistema de ensaio pode apresentar algumas dificuldades em atingir os extremos da referência, especialmente a altas frequências.

Para uma melhor análise da relação entre o caudal e a tensão de comando foi feito um gráfico com o auxílio do modelo desenvolvido no capítulo 4. No entanto, foi necessário utilizar um sinal de comando do tipo rampa para uma tensão inicial de -2% e final de 2% da tensão de comando máxima (10V). Com esta referência foi possível caracterizar a relação do caudal com a tensão, para baixas amplitudes do sinal de comando, como se vê na Figura 5.1.

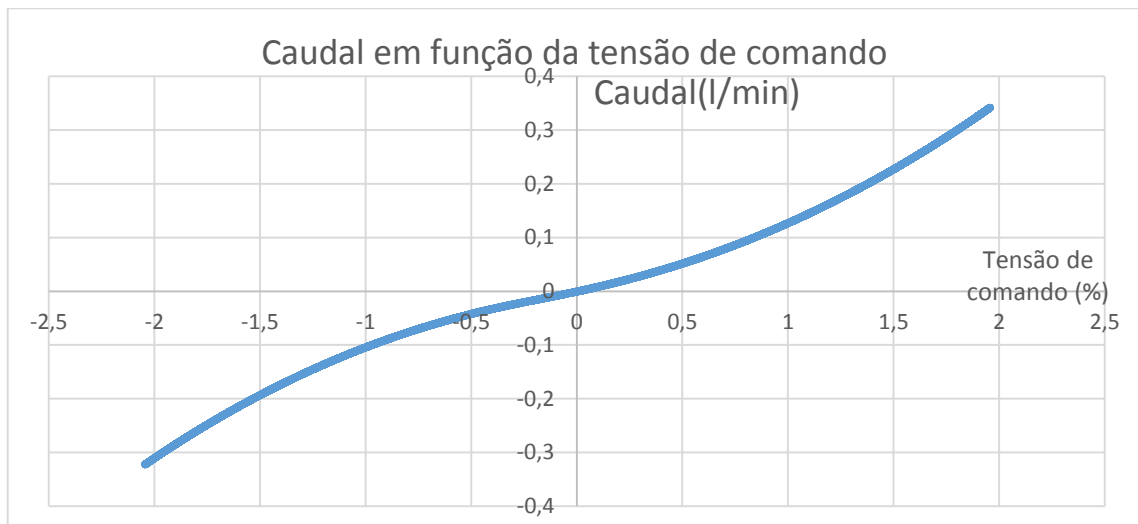


Figura 5.1 – Relação entre caudal e tensão de comando para pequenos valores de tensão

Como se pode observar, a relação apresentada não é linear, quando próxima da tensão de comando nula. Aliás, nem é simétrica em relação à origem do referencial. Esta assimetria é resultante do desfasamento entre as arestas da gaveta e da camisa da válvula, como abordado no capítulo 4.

A influência desta não linearidade depende do tipo de ensaio a realizar. No caso dos ensaios de deslocamento sem força opositora, o deslocamento realiza-se sobre este intervalo da curva sempre que o caudal a ser fornecido ao sistema é reduzido. Esta situação é particularmente importante no que diz respeito às diferenças do comportamento para diferentes amplitudes. Quanto maior a amplitude maior será o caudal a fornecer, o que conduz a um ganho de caudal maior, resultante da evolução apresentada na figura. Por outro lado, nos ensaios sob carga, existe um desvio da posição média da gaveta, para garantir que a pressão na câmara A consiga suportar a força opositora. Este desvio, por sua vez, vai também alterar o valor do ganho de caudal, em geral aumentando este valor.

É importante referir que o deslocamento é em torno de uma reta horizontal, situada à distância da amplitude escolhida para o ensaio a partir da posição inicial. Foi em torno desta reta que se avaliou a amplitude do deslocamento, quando o movimento se encontrava em regime permanente. Portanto, observou-se uma espécie de sobreposição de efeitos na resposta do sistema, um resultante da referência sinusoidal e outro da reta intermédia, correspondendo a uma solicitação do tipo degrau. Com efeito, foi observado o efeito *overshoot* nalgumas das respostas a este tipo de solicitação.

Dentro desta categoria de referência existem vários tipos de ensaio:

- sem carga opositora,
- sob uma força constante (ou aproximadamente), e
- sob uma força variável.

➤ Sinusoide de deslocamento sem carga opositora

Neste tipo de ensaio, a haste do atuador não está sujeita a nenhuma força, com a exceção do peso do conjunto êmbolo e hastes.

➤ Sinusoide de deslocamento sob carga elástica ‘constante’

Neste tipo de ensaio, a haste do atuador está sujeita a uma força aplicada pelo DCEA. Para se cumprir a força constante foram realizados os ensaios com menor amplitude de deslocamento e com o DCEA, apresentando este a menor rigidez possível. Para se conseguir este valor de rigidez utilizou-se a configuração de menor rigidez do DCEA e o maior número de molas de disco, neste caso 10. Como será referido posteriormente, a menor amplitude de ensaio é de 0,1mm. O valor da amplitude da força do DCEA, nestas condições, está determinado a baixo.

$$\delta F_{DCEA} = k_{DCEA} \delta x_{deformação} \leftrightarrow (\delta F_{DCEA})_{máx} = k_{DCEA} (\delta x_{deformação})_{máx} = 450 \times 0,1 = 45N$$

Este valor de amplitude é relativamente reduzido, portanto, se o valor médio em torno do qual se realiza o movimento for de 1kN, pode ser considerado desprezável. Por este motivo, este tipo de ensaio foi realizado em torno de 1kN, para a menor amplitude, obtendo uma força aproximadamente constante. Por limitações de pressão, como está abordado mais à frente, não foi possível determinar o comportamento do sistema para forças ‘constantes’ superiores.

➤ Sinusoide de deslocamento sob carga elástica variável

Neste tipo de ensaios é necessário utilizar o DCEA, descrito no capítulo 5, para que o deslocamento do atuador seja acompanhado de uma força externa variável, causada pela deformação do DCEA. Para que a força deste seja apreciável, foi utilizada a configuração de maior rigidez do DCEA, ao contrário do tipo de ensaio descritos anteriormente. Foi também necessário utilizar a mesma pressão dos outros ensaios realizados, para possibilitar comparações com as outras referências. Também foi necessário ter em atenção a força média do ensaio, que foi de 1kN, para se poder comparar com o ensaio sob força constante.

- Trapézios de deslocamento
 - Particularidades gerais

Este tipo de ensaio permite controlar o sistema face a solicitações do tipo rampa (ascendente e descendente) e do tipo constante (patamar superior e inferior dos trapézios). Nestas solicitações do tipo rampa é necessário realizar ensaios com diferentes taxas de variação, de modo a explorar o comportamento dos controladores para diferentes solicitações. Porém, não devem ser selecionadas taxas demasiado elevadas, por limitação da potência disponível. Para tal, deve ser determinado um valor aproximado da taxa máxima. A equação (5.1) representa o movimento do atuador no instante em que este descreve a rampa.

$$x_{rampa}(t) = declive_{rampa} \times t + x_0, \quad (5.1)$$

x_0 – posição inicial (mm)

t – variável tempo (s)

$declive_{rampa}$ – declive da rampa, valor a determinar (mm/s)

$$v_{rampa}(t) = \frac{d}{dt}(x(t)) = declive_{rampa}, \quad (5.2)$$

Com as equações (5.1) e (5.2) obtemos um valor de velocidade máxima próximo do real, através da equação (5.3)

$$v_{m\acute{a}x_{rampa}} = \frac{Q_{m\acute{a}x}}{A_{\acute{e}mbolo}} = \frac{0,00003333}{9,45619} \times 10^5 = 0,03525m/s = 35,25mm/s, \quad (5.3)$$

É de notar que este valor de velocidade corresponde apenas a uma aproximação do valor real, uma vez que o caudal da bomba não vai todo para o atuador (também vai para as chumaceiras hidrostáticas e para a válvula limitadora de pressão).

Desta forma foi possível selecionar as inclinações das rampas a analisar, estas correspondem a uma velocidade de deslocamento de 10mm/s, 1mm/s e 0,5mm/s.

Estas velocidades foram utilizadas para avaliar trapézios uniformes (declive da rampa de subida simétrico ao da rampa de descida) e um tipo de ensaio com o trapézio com diferentes inclinações não simétricas.

É de salientar que o início do seguimento da trajetória corresponde ao momento em que o movimento está mais suscetível a atrasos temporais e a erros de posição, devido à descontinuidade das velocidades. Estas imprecisões são o resultado do intervalo de tempo que a gaveta da válvula demora a alcançar a posição que permite o deslocamento correto do atuador.

De seguida, o movimento do sistema vai-se aproximar da referência.

No que respeita ao instante de transição da rampa para a referência constante, é de salientar que no início pode apresentar ‘overshoot’ e vai, posteriormente, estabilizar em torno da referência.

Neste trabalho foram analisadas duas situações, uma sem carga opositora e outra sob carga elástica.

- Trapézios de deslocamento sem carga opositora

Nesta situação o movimento da haste não é influenciado por forças externas.

- Trapézios de deslocamento sob carga elástica variável

Nesta situação o movimento da haste é influenciado pela força elástica do DCEA.

5.2 Gama de frequências [1 a 40] Hz

Para este trabalho foi escolhida uma gama de frequências que permite analisar o comportamento do sistema desde baixas frequências até frequências relativamente elevadas. Desta forma, inicia-se o estudo a baixa frequência, 1Hz, que é uma frequência à qual qualquer utilizador é sensível e termina numa frequência relativamente elevada, 40Hz, para a maioria dos sistemas mecânicos.

Com o intuito de ser possível caracterizar a evolução do comportamento do sistema para elevadas frequências em malha fechada, o intervalo frequencial foi discretizado. Assim, as frequências utilizadas neste estudo foram as seguintes {1, 2, 4, 8, 12, 16, 20, 24, 30, 37, 40} Hz. Estas frequências possibilitam a análise do comportamento do sistema no espectro frequencial.

É, também, importante referir que a frequência de aquisição de dados é igual para todos os ensaios e igual a 1000Hz.

5.3 Amplitudes de ensaio selecionadas

Foi estudado o comportamento deste sistema para amplitudes relativamente baixas, até se atingir o seu limite de funcionamento. Assim, foram selecionadas as amplitudes {0,1; 0,2; 0,3} mm de deslocamento. Estas amplitudes estão limitadas pelo caudal do sistema, como está descrito a baixo.

- Limitações do sistema
 - Caudal

Pretende-se garantir que o deslocamento do sistema siga uma trajetória definida, sendo, para isso, necessário que a válvula de comando (V4) encaminhe o caudal de forma apropriada. No entanto, se o caudal não for suficiente para realizar o movimento pretendido, o sistema pode deixar de responder de forma adequada. A equação (5.4) representa o movimento pretendido pelo atuador e a equação (5.5) representa a relação entre o caudal e a velocidade do atuador.

$$x(t) = A_{desloc} \times \text{sen}(\omega t), \quad (5.4)$$

$$Q = v_{atuador} \times A_{\hat{embolo}}, \quad (5.5)$$

Ao combinar as equações (5.4) e (5.5) podemos determinar a relação entre a amplitude do deslocamento (A_{desloc}) e a frequência do sinal do movimento (ω).

$$Q_{m\acute{a}x} = (v_{atuador} \times A_{\hat{embolo}})_{m\acute{a}x} = \left(\frac{d}{dt}(x(t)) \times A_{\hat{embolo}}\right)_{m\acute{a}x} = 3 \text{ l/min}, \quad (5.6)$$

$$\frac{d}{dt}(x(t)) \times A_{\hat{embolo}} = (A_{desloc} \times \omega \times \text{cos}(\omega t)) \times A_{\hat{embolo}}, \quad (5.7)$$

A partir das equações (5.6) e (5.7), obteve-se a tabela 5.1, na qual se observa o valor limite teórico da frequência de cumprimento das amplitudes selecionadas. Estas foram arredondadas por defeito.

Tabela 5.1 – Tabela de valores de frequência limite de funcionamento do sistema

Amplitude de deslocamento (mm)	0,1	0,2	0,3
Frequências limite (Hz)	84	42	28

É importante referir que o caudal máximo descrito pela equação (5.6) pode corresponder a aproximadamente 3 l/min, que é o caudal máximo da bomba. No entanto, a este caudal é retirado o valor do caudal que passa pelas chumaceiras hidrostáticas e o valor do caudal que atravessa a válvula limitadora de pressão. Logo, estes valores correspondem apenas a uma aproximação dos máximos de frequência.

➤ Pressão

Os ensaios deste capítulo foram realizados com uma pressão de alimentação de 40bar.

Nos ensaios contra uma força opositora ao movimento é necessário ter em consideração o balanço de forças no atuador. Portanto, a força limite dos ensaios sob força, em particular os que apresentam uma variação acentuada da força, foi um dos limites na execução destes ensaios.

Para a configuração de maior rigidez do DCEA a força limite é de 2,32 kN, após uma avaliação experimental e para a pressão selecionada. Assim, o valor em torno do qual se realizaram os ensaios foi de 1kN. Este valor permite comparar a resposta do sistema com outros ensaios (sinusoide de deslocamento sob força constante), sem comprometer a amplitude de deslocamento deste ensaio.

5.4 Número de ciclos por ensaio

Para uma melhor análise dos dados, foi utilizado um número de ciclos de ensaio 10 vezes superior à frequência do movimento pretendido, portanto cada ensaio teve uma duração de 10s.

Durante o ensaio existem dois regimes de resposta ao movimento pretendido, um correspondente à adaptação do sistema à referência pretendida e outro correspondente à resposta do sistema em regime permanente.

Durante a adaptação inicial do sistema à referência, este vai reagir de modo a aproximar-se da posição pretendida. Esta adaptação depende das condições iniciais de cada ensaio. Após a adaptação inicial do sistema, este vai apresentar uma resposta que é aproximadamente igual de ciclo para ciclo (regime permanente). É neste regime de funcionamento que são retiradas as características do funcionamento para cada ensaio.

O número de ciclos da adaptação inicial do sistema é sempre muito inferior ao número de ciclos em regime permanente. Desta forma, recolheu-se a informação necessária para caracterizar o funcionamento do sistema em regime permanente, mesmo existindo alguns ciclos iniciais correspondentes à fase de adaptação do sistema. É também importante relembrar que o tempo de cada ensaio é de 10s, pelo que não se produziram alterações térmicas do fluido de ensaio, como está descrito no anexo E.

5.5 Posição do atuador

Estes ensaios foram realizados na posição média do cilindro simétrico (50mm). Assim, é possível caracterizar o desempenho aproximado do controlador, tanto para posições superiores como para posições inferiores a esta posição média.

5.6 Software de aquisição e de controlo

O *software* de controlo e de aquisição de dados, *DynaTester* foi abordado no capítulo 2. Este permite dois tipos de funcionamento, o *Kernel* e o que utiliza um sistema operativo de *Tempo Real* (RT).

Antes de se poder fazer uma descrição detalhada das particularidades do *software* de aquisição e de controlo, é preciso esclarecer de antemão alguns conceitos preliminares.

Um sistema operativo, *Windows*, por exemplo, possibilita o suporte de um vasto leque de programas e funcionalidades. Este sistema operativo funciona como uma interface entre o computador e o utilizador. No entanto, para conseguir desempenhar estas funcionalidades, deve definir a prioridade de cada uma delas e, posteriormente, agir em conformidade com esses graus de relevância. Assim, consegue processar a informação de forma adequada.

Contudo, para o controlo de sistemas automáticos, pode ser importante que os requisitos do sistema de aquisição e de controlo tenham de cumprir requisitos temporais particularmente reduzidos. Para aplicações muito exigentes em termos temporais, esta solução não dá garantias de resposta em tempo real. Por isso, neste caso, foram desenvolvidas duas soluções alternativas que cumprem de uma forma mais rigorosa esses requisitos de tempo: o que envolve uma aplicação embebida no *Kernel* e o que utiliza um sistema operativo de tempo real – *In_time*.

- *Kernel*

Kernel é uma palavra inglesa que significa "núcleo". Em informática, o núcleo é a parte principal do sistema operativo do computador. A função do núcleo do sistema é conectar o *software* ao hardware, estabelecendo uma comunicação eficaz entre os recursos do sistema, como se pode observar na Figura 5.2. [12]

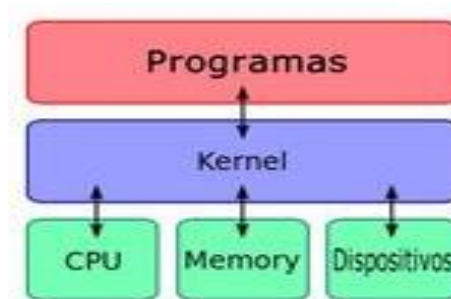


Figura 5.2 – Esquema das interações entre os elementos do *software* e *hardware* [13]

Neste caso, foi desenvolvida uma aplicação informática capaz de estabelecer uma comunicação específica com as cartas de aquisição de dados, abordadas no capítulo 2, com uma prioridade superior à do sistema operativo *Windows*, através de *drivers* como utilizados para a condução dos dispositivos periféricos de um computador. Deste modo, consegue-se obter tempos de resposta melhores e mais fiáveis. Todavia, esta solução pode ser influenciada pelo estado de processamento da informação, isto é, se o computador estiver a processar muita informação, o desempenho desta solução pode ser comprometido. O Dynatester Kernel é capaz de adquirir dados a uma frequência de aquisição de 1kHz e permite controlar o sistema com uma frequência de controlo de 500Hz. Conclui-se que este tipo de funcionamento pode não dar as garantias de funcionamento em tempo real que efetivamente se pretendem.

- Sistema operativo de Tempo Real ou *Real Time* (RT)

O *In_time* corresponde a um sistema operativo de tempo real, o qual vai tratar da monitorização e controlo do sistema de ensaios, durante a realização de um ensaio. Os sistemas de tempo real são sistemas cujas características dependem do cumprimento de requisitos temporais e lógicos, onde as

consequências do não cumprimento desses mesmos requisitos podem conduzir a erros que prejudicam gravemente o sistema. Nesta perspectiva, um sistema operativo de tempo real é uma aplicação multitarefa, na qual existem várias tarefas críticas que podem ser processadas em paralelo. O sistema tem de assegurar a realização das tarefas críticas em tempo útil.

O sistema operativo *In_time* (RT) funciona de forma completamente independente do Windows para as funções de controlo e aquisição de dados. Durante cada ensaio, este sistema é responsável pela monitorização e controlo do sistema de ensaios. Após cada ensaio, este sistema operativo fornece os dados adquiridos para o Windows, o qual funciona como uma interface com o utilizador. O *In_time* é capaz de adquirir dados a uma frequência de 10kHz, no entanto, a esses dados é realizada uma média de cada conjunto de 5 dados. Assim a máxima frequência efetiva de aquisição de dados é de 2kHz. Esta corresponde a uma estratégia de *over sampling*, a qual permite obter um valor correto da grandeza a medir. É também importante referir que o *In_Time* permite controlar o sistema com uma frequência de controlo de 2kHz, o que dá garantias de cumprimento suficiente dos requisitos em tempo real.

5.7 Controladores seleccionados para cada ensaio

Para estes ensaios foi seleccionado o controlador do tipo PID. No entanto, só foi utilizado o ganho proporcional e integral.

- Controlador PID
 - Controlador proporcional

O controlador proporcional corresponde a uma estratégia de controlo simples e que não influencia a ordem do sistema controlado. Este controlador permitiu analisar o comportamento do sistema a frequências altas, uma vez que corresponde a uma estratégia de controlo simples e que não introduz um aumento na ordem do sistema. Portanto, este é particularmente importante para as análises com outro tipo de controladores.

Sempre que existe um erro (de posição, por exemplo), existe um caudal a ser fornecido pela válvula, à qual corresponde uma velocidade do atuador com o intuito de reduzir esse erro.

Numa primeira abordagem, podemos dizer que teríamos um determinado erro de controlo para uma referência sinusoidal de 1Hz, para um dado K_p , e que este seria igual para uma referência sinusoidal de 10Hz se o valor de K_p fosse 10 vezes superior. No entanto, o comportamento da válvula não é assim tão linear, como já foi referido no capítulo 4.

Este motivo leva a uma análise mais detalhada nas frequências mais elevadas, devido à dinâmica da válvula e outros componentes de dinâmica não linear.

5.8 Observações sobre a análise no domínio temporal e frequencial

Nos subcapítulos que se seguem está efetuada a análise temporal e frequencial da resposta do sistema. No que diz respeito à análise temporal, é importante avaliar se a forma da referência se mantém, bem como avaliar a amplitude pretendida. Uma vez que este sistema de ensaio vai ser utilizado para ensaios de fadiga, é mais importante a avaliação da amplitude do movimento do que os atrasos temporais na resposta do sistema.

Para a análise do sistema no domínio frequencial foram utilizados diagramas de Bode. Estes são constituídos por dois gráficos, um que apresenta a evolução do módulo da resposta do sistema com a frequência e outro que demonstra a evolução da diferença de fase com a frequência. O módulo representa-se na escala linear em decibel [dB] e a diferença de fase em graus [°] numa escala também linear, enquanto a frequência vem expressa em Hertz [Hz] numa escala logarítmica. Para obter estes diagramas, foram utilizados apenas os dados da resposta em regime permanente.

Para obter os diagramas de Bode foi utilizado o seguinte procedimento:

- Determinar o módulo

1. Calcular a média dos máximos;

Corresponde ao cálculo da média aritmética dos máximos obtidos, obtendo $Máx_{médio}$.

2. Calcular a média dos mínimos;

Corresponde ao cálculo da média aritmética dos mínimos obtidos, obtendo $Min_{médio}$.

3. Calcular a amplitude com a média dos máximos e dos mínimos, através da equação (5.8);

$$Amp = \frac{(Máx_{médio} - Min_{médio})}{2}, \quad (5.8)$$

4. Calcular o módulo, através da equação (5.9)

$$|G| = 20 \times \log\left(\frac{Amp}{Amp_{preferência}}\right), \quad (5.9)$$

- Determinar a fase

1. Determinar a média dos atrasos temporais entre a referência e a resposta do sistema;

Corresponde ao cálculo da média aritmética dos atrasos temporais entre a referência e a resposta do sistema, obtendo $Atraso_{médio}$.

2. Calcular o atraso de fase, através da equação (5.10)

$$Atraso_{fase} = \frac{Atraso_{médio}}{\frac{1}{f}} \times 360, \quad (5.10)$$

5.9 Ensaio com o *Software Dynatester Kernel*

Neste subcapítulo estão os ensaios realizados com o *software Dynatester Kernel*, comparando o desempenho, temporal e frequencial, de diferentes controladores para o sistema de ensaios só para esta aplicação informática.

- **Sinusoide de deslocamento sem carga opositora**
 - Análise temporal

Nesta primeira análise, é feita uma comparação do comportamento do sistema a baixas frequências e a altas frequências. Pelo que se pode observar na Figura 5.3, a resposta do controlador proporcional, de ganho igual a 10, apresenta uma forma praticamente igual à da referência pretendida, exceto pequenos atrasos temporais e uma diminuição da amplitude.

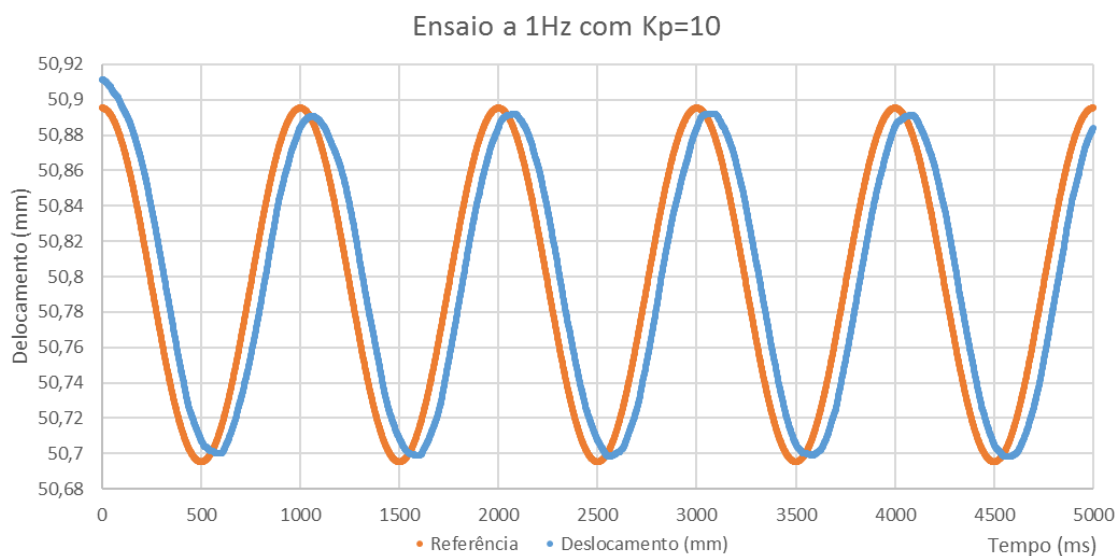


Figura 5.3 – Resposta do sistema para baixa frequência (Kernel)

Para este ensaio, em específico, o atraso médio é de 94ms, para um período de 1000ms, e a amplitude média é de 0,0968mm, para uma amplitude pretendida de 0,1mm. Também se observam os atrasos de fase no início e no fim do movimento. Estes são particularmente relevantes nas transições entre trajetórias, o que não é o caso.

No que respeita ao funcionamento a frequências mais elevadas, sugere-se a visualização da Figura 5.4. Nesta, pode-se observar o comportamento do sistema a 30Hz, para um controlador proporcional de ganho igual a 50, em regime permanente.

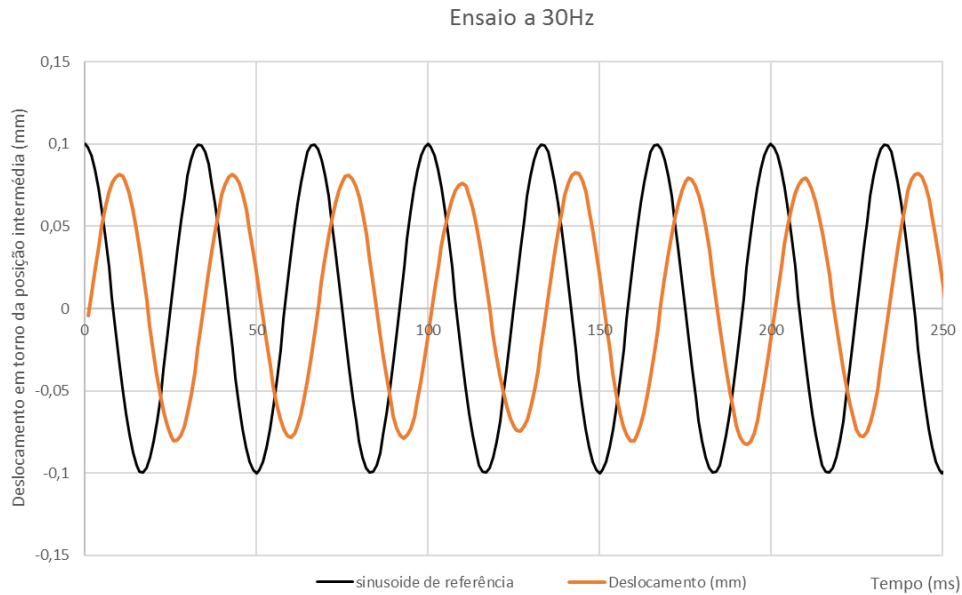


Figura 5.4 – Resposta do sistema a altas frequências (Kernel)

Nesta figura podemos observar a resposta do sistema a 30Hz. Como se pode ver, existe um atraso de fase considerável, bem como uma diminuição da amplitude da resposta. Porém, este atraso temporal é muito menor que no caso anterior. O atraso de fase, como já foi abordado no início do capítulo, não é tão relevante para os ensaios de fadiga. No entanto, para além do que já foi referido, é possível observar uma oscilação da resposta em torno da linha média do movimento pretendido. Para se visualizar melhor este efeito, sugere-se a consulta da Figura 5.5, a qual corresponde ao ensaio da Figura 5.4, numa escala de tempo maior.

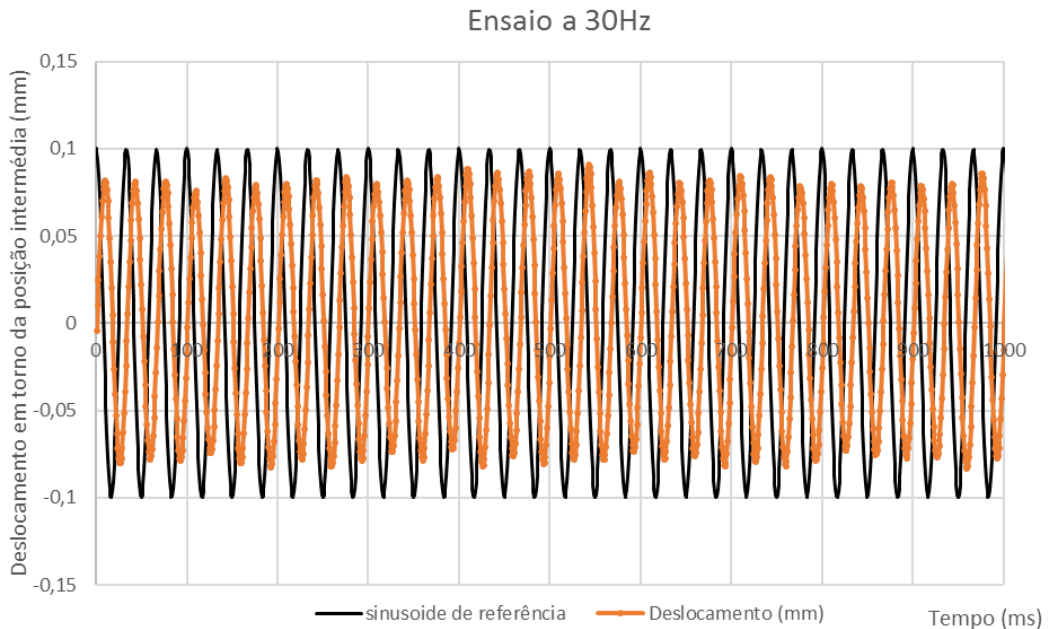


Figura 5.5 – Alteração da escala de tempo da Figura 5.4

Neste gráfico podemos observar que os extremos da resposta do sistema variam constantemente. Esta oscilação depende da dinâmica não linear da válvula. Esta é particularmente relevante quando o sistema se aproxima dos extremos da referência, como referido no início do capítulo.

- Análise frequencial

Para uma melhor análise deste tipo de ensaio é necessário recorrer ao diagrama de Bode obtido para estas condições de ensaio.

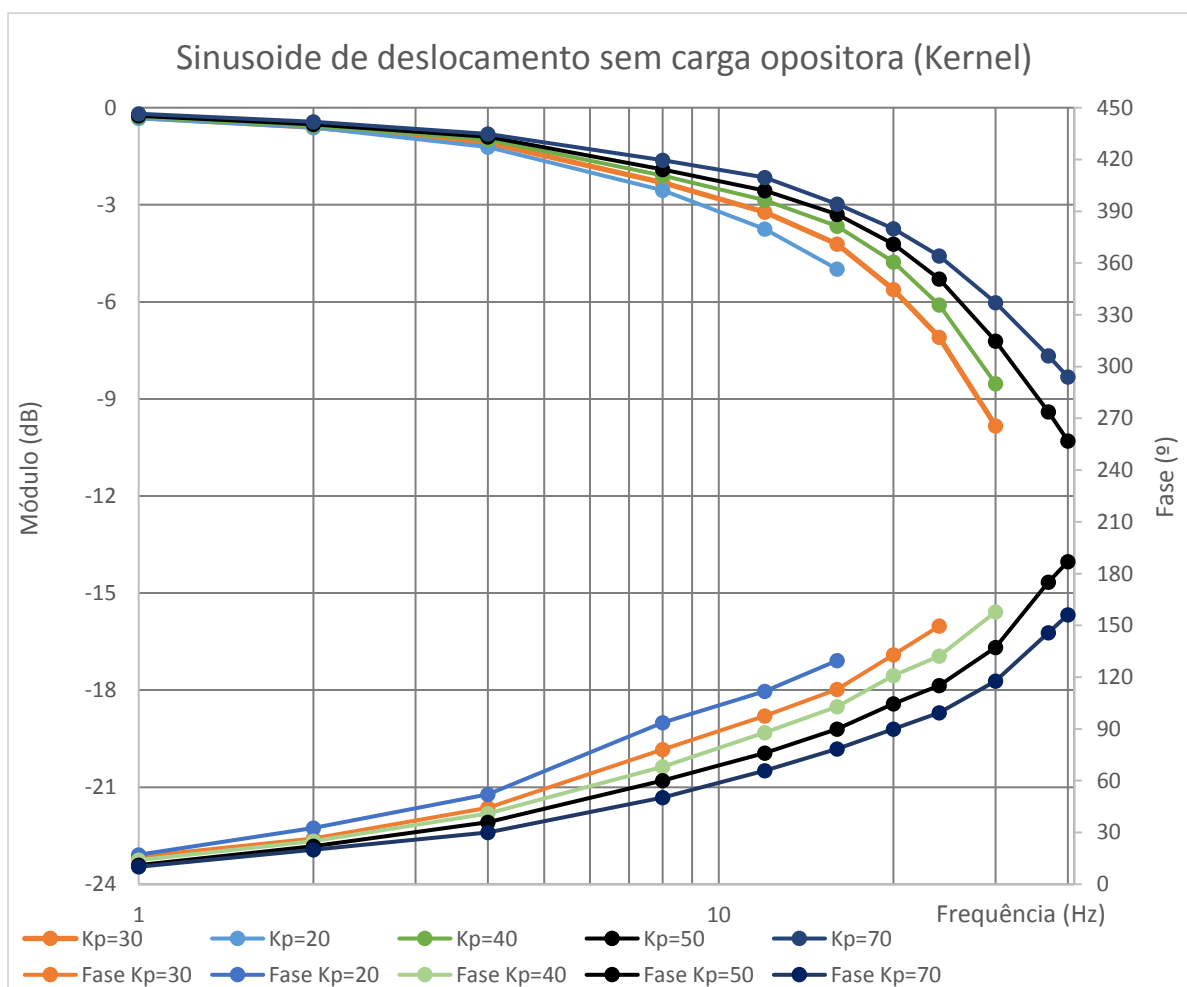


Figura 5.6 – Diagrama de Bode do ensaio de sinusoide de deslocamento (Kernel)

Neste diagrama, Figura 5.6, observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta simultaneamente uma atenuação da amplitude da resposta negligenciável, bem como um atraso de fase que não excede 17° (cerca de 47ms). A resposta do sistema para baixas frequências, até 4Hz, é praticamente independente do ganho do controlador seleccionado, em termos de módulo. A partir desta frequência o comportamento do sistema passa a ter um comportamento diferente dependendo do ganho escolhido.

Para a frequência de 30Hz a atenuação depende muito do controlador que selecionarmos. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 30, a atenuação é superior a 9,8dB (67% de atenuação) e o atraso de fase é superior a 157° (isto é, superior a 14,5ms). Este atraso temporal é bastante menor do que o atraso a baixas frequências. É ainda importante assinalar que esta diminuição do atraso temporal com o aumento da frequência também se verifica em todos os ensaios deste capítulo. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 70, a atenuação é superior a 6dB (50% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 117° (isto é, 11ms).

No gráfico da Figura 5.7 podemos observar a comparação do comportamento da resposta do sistema para diferentes amplitudes de referência, num caso é de 0,2mmPP (valor pico-a-pico) e no outro é de 0,4mmPP. A partir deste é possível observar que a resposta do sistema para referências de amplitudes superiores é melhor.

Isto é resultado da variação da amplitude do movimento da gaveta da válvula e do comportamento não linear desta junto da posição média do curso da sua gaveta, como se pode observar na Figura 5.1. Para a válvula de comando conseguir controlar o sistema, para alcançar esses valores de amplitude, é necessário que a gaveta desta se desloque menos do que a relação de proporcionalidade entre as amplitudes escolhidas. Esta é uma das consequências do ganho da válvula, junto da posição média do seu curso, ser não linear, como foi abordado nos capítulos 3 e 4.

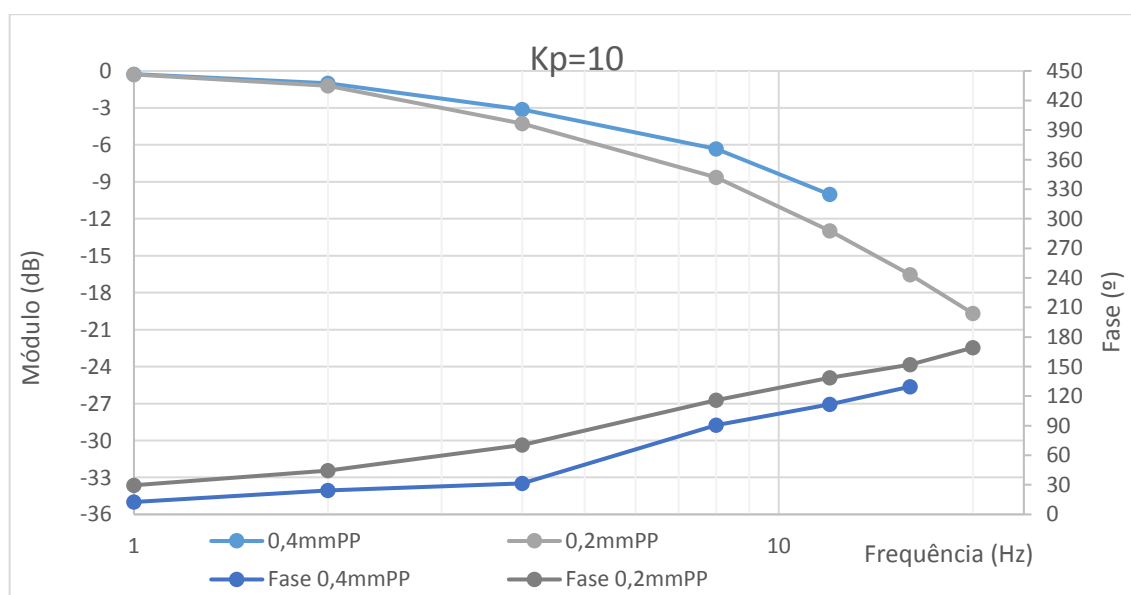


Figura 5.7 – Comparação da resposta do sistema para diferentes amplitudes (Kernel)

Uma vez que o ganho da válvula não é linear e é maior para maiores amplitudes de caudal, o desempenho do sistema é melhor para referências com amplitudes maiores, respeitando os limites de funcionamento do sistema.

5.10 Sinusoide de deslocamento sob força constante

- Análise temporal

Nesta secção é analisado o comportamento do sistema para ensaios de deslocamento sob força resistente constante. Começa-se por se analisar o comportamento a uma frequência baixa (4Hz) e depois a uma frequência alta (20Hz).

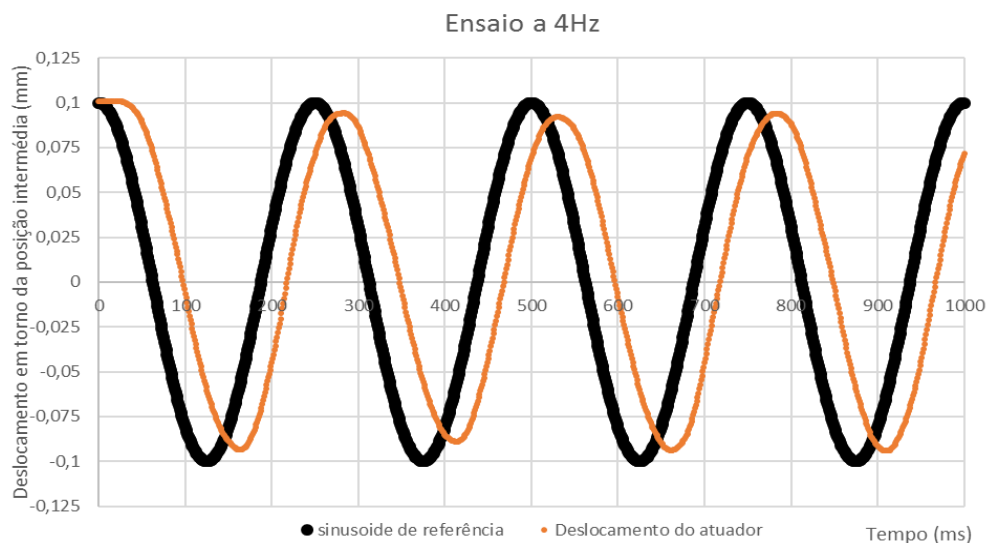


Figura 5.8 – Comportamento a baixa frequência (Kernel)

Na Figura 5.8 podemos observar o comportamento do sistema para uma referência de 4Hz. Neste ensaio a forma sinusoidal da resposta do sistema mantém-se, no entanto, a sua amplitude vem reduzida.

Pode-se observar que o comportamento do sistema a baixa frequência sob força ‘constante’ é muito semelhante ao dos ensaios de senoide de deslocamento sem força opositora. No entanto, existe uma ligeira variação dos atrasos de fase entre o movimento de avanço e o de recuo do sistema. Esta diferença será explicada posteriormente nas sinusoides sob força variável.

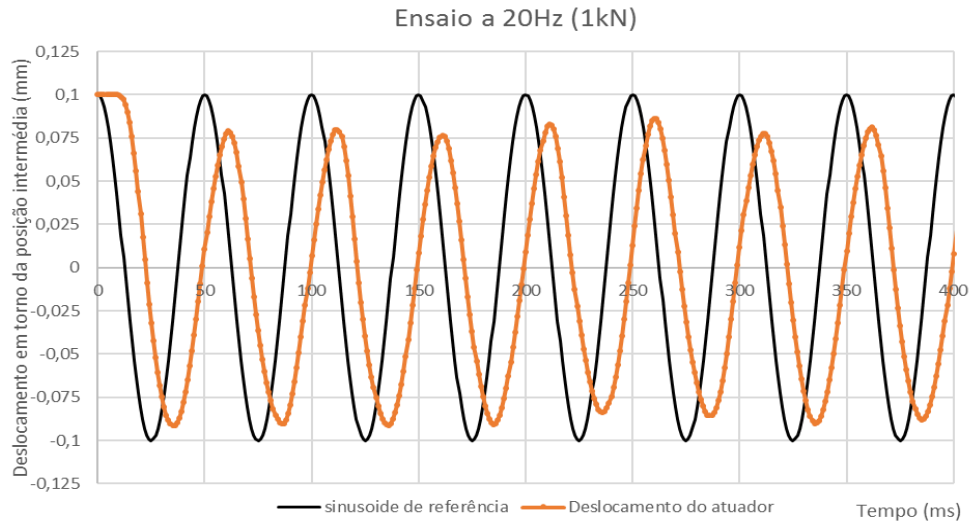


Figura 5.9 – Comportamento do sistema a alta frequência (Kernel)

Neste gráfico, Figura 5.9, podemos observar que a forma da senoide se mantém. No entanto, a amplitude está atenuada. Como já foi referido, estes ensaios apresentam uma resposta algo semelhante aos de referência sinusoidal sem carga opositora e, nestes, existe uma oscilação da curva média da resposta. Neste gráfico também se observa essa oscilação.

- Análise frequencial

Para uma melhor análise deste tipo de ensaio, é necessário recorrer ao diagrama de Bode obtido para estas condições de ensaio.

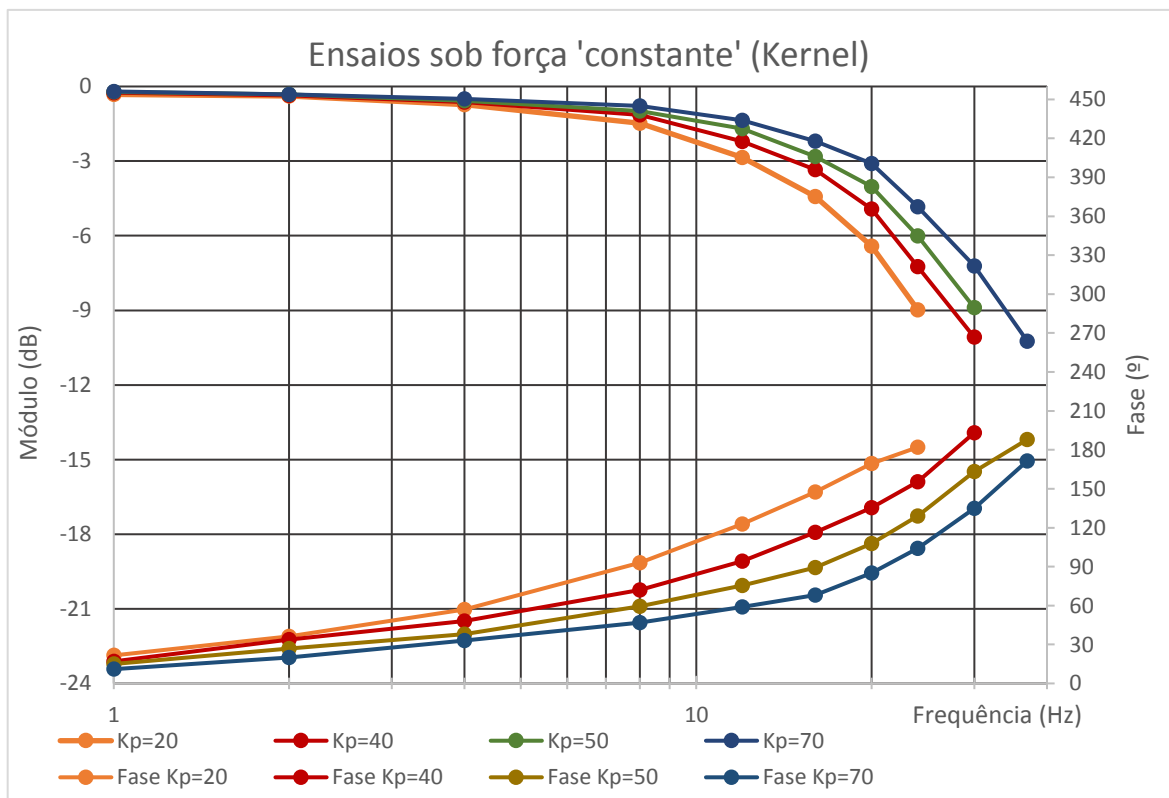


Figura 5.10 – Diagrama de Bode para ensaios de força constante (Kernel)

Neste diagrama, Figura 5.10, observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta, que é mais apreciável do que no tipo de ensaio anterior. Neste caso, para um ganho do controlador proporcional de 20 há um atraso de fase igual a 21° (cerca de 56ms). Para o caso dos controladores de ganho superior, a atenuação de fase é inferior.

Por outro lado, para a frequência de 30Hz a atenuação depende muito do controlador que selecionarmos. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 40, a atenuação é superior a 10dB (70% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 192° (isto é, 18ms). Este controlador apresenta um comportamento muito pior em relação à senoide de deslocamento sem carga opositora a altas frequências. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 70, a atenuação é superior a 7,2dB (56% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 133° (isto é, 12,3ms). O comportamento deste controlador, em termos de módulo, está muito próximo do comportamento que ele teria para a referência sinusoidal de deslocamento sem carga opositora. No entanto, em relação a esta referência, este controlador apresenta uma ligeira diminuição da fase.

5.11 Sinusoide de deslocamento sob força variável

Nestes ensaios pretende-se avaliar o comportamento do sistema, quando este está sujeito a uma força variável, tanto em termos temporais como em termos frequenciais.

- Análise temporal

Para este tipo de ensaio é necessário começar com uma frequência baixa, neste caso 1Hz, para caracterizar o comportamento do sistema para este tipo de frequências. Desta forma foi obtido o gráfico da Figura 5.11.

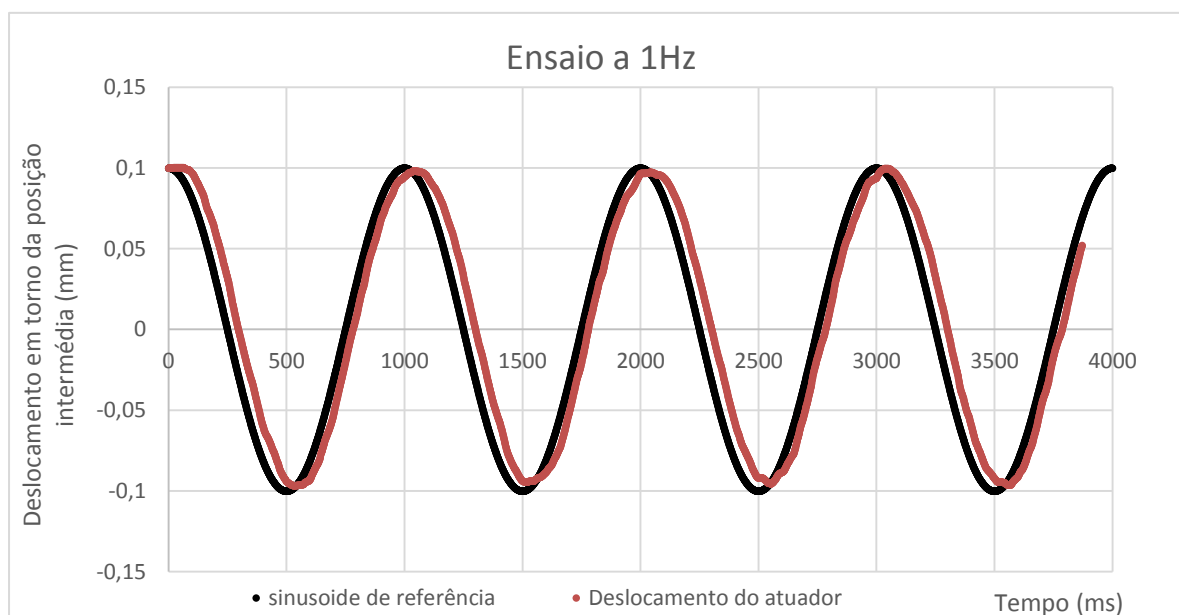


Figura 5.11 – Ensaio a baixa frequência sob força variável (Kernel)

Nesta figura, Figura 5.11, observa-se a resposta do sistema a uma referência de 1Hz sob força variável, com um ganho do controlador proporcional igual a 40. Esta resposta apresenta algumas variações de comportamento quando se aproxima dos extremos. Este efeito é resultado da força do DCEA e da variação do comportamento da válvula, quando esta se aproxima da posição intermédia do seu curso. A força do DCEA influencia o movimento da resposta na medida em que é necessário que a pressão do óleo seja suficientemente elevada para suportar as variações da força deste dispositivo. Esta variação de força corresponde à principal diferença entre este tipo de ensaio e os ensaios sob força ‘constante’. É sobretudo esta alteração que leva à variação da forma da senoide quando o movimento está próximo dos extremos.

No que respeita à forma da resposta, para além do que já foi referido, podemos observar que o movimento de descida apresenta um atraso de fase superior ao do de subida.

Esta diferença surge como resultado das não linearidades da válvula. Estas vão influenciar a pressão nas câmaras. Para se conseguir a pressão necessária para controlar o movimento em torno desta força, é necessário que exista um ligeiro desvio (mVDCoffset) da posição da gaveta da válvula em relação à sua posição intermédia. Este desvio vai alterar o ganho de caudal da válvula, influenciando a resposta do sistema. Esta variação observa-se pela diferença de fase do movimento de avanço em relação ao de recuo, como podemos observar na Figura 5.11 e Figura 5.8, embora nesta é mais ligeira.

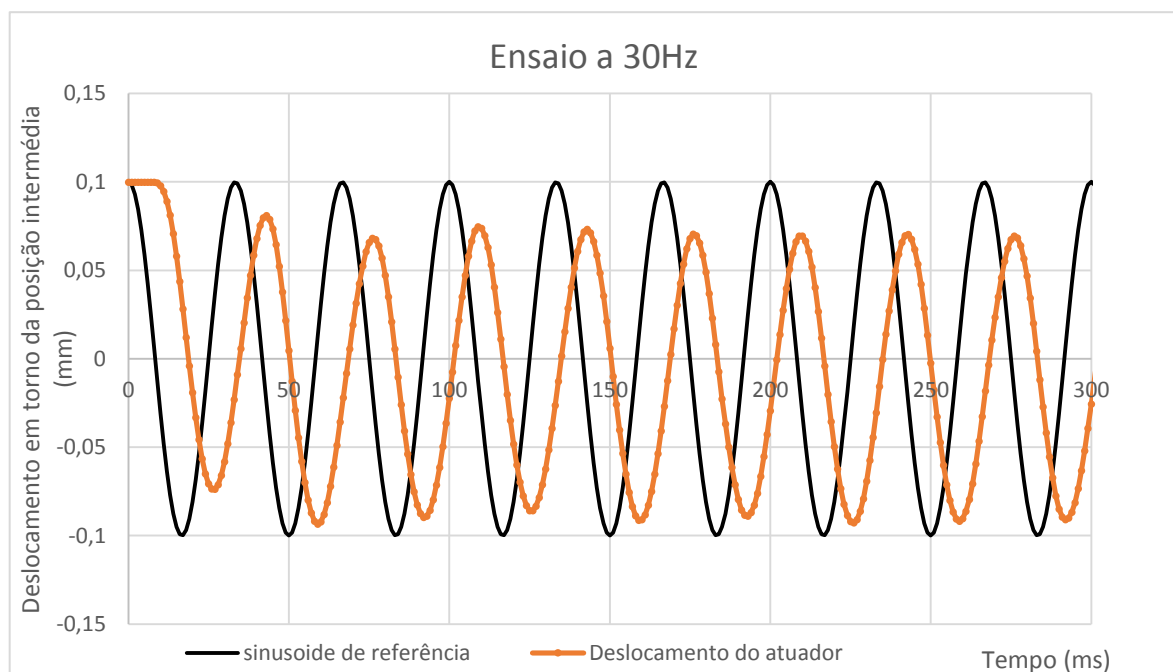


Figura 5.12 – Resposta do sistema a alta frequência (Kernel)

Na Figura 5.12, podemos observar o comportamento a alta frequência, neste caso a 30Hz, com um ganho do controlador proporcional igual a 50. Nesta, à semelhança dos outros ensaios de senoide de deslocamento, existe uma oscilação do valor intermédio da resposta do sistema. No entanto, este valor intermédio da resposta não é em torno do mesmo valor intermédio do da referência escolhida, devido à influência da força neste ensaio.

Neste ensaio a forma da senoide mantém-se bem definida, apesar das oscilações já referidas e da atenuação da amplitude. Também se observa um atraso de fase de 9,2ms para um período de 16,7ms.

- Análise frequencial

Para uma melhor análise deste tipo de ensaio é necessário recorrer ao diagrama de Bode obtido para estas condições de ensaio.

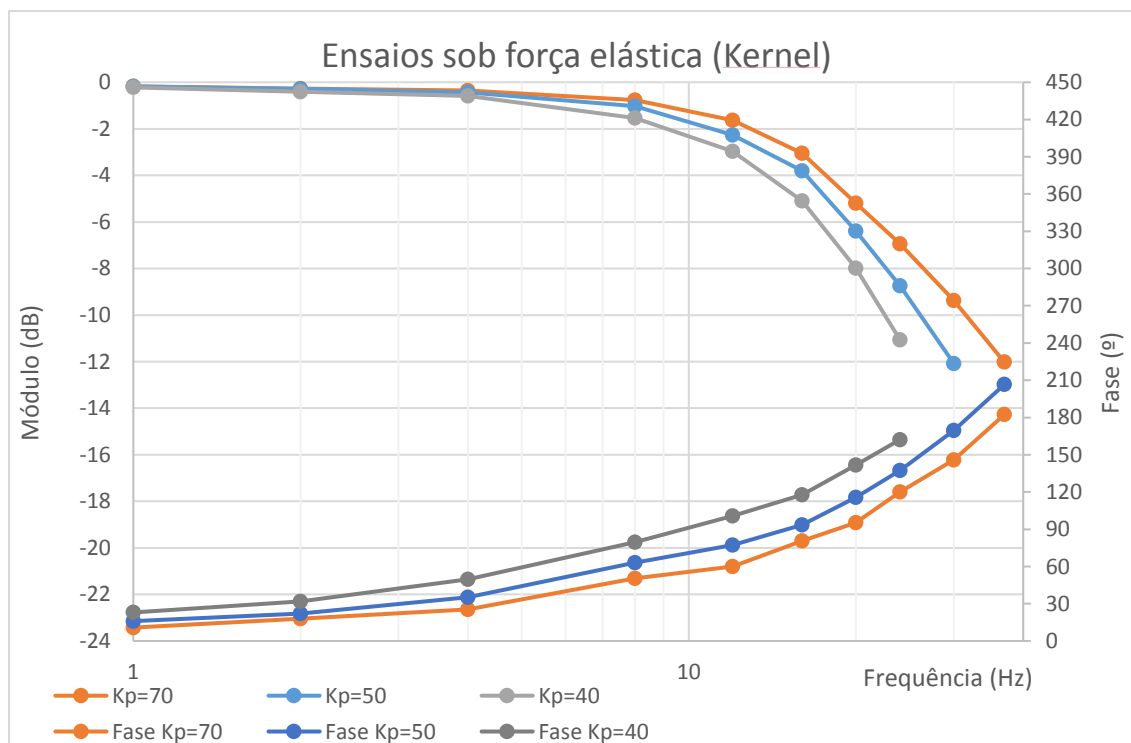


Figura 5.13 – Diagrama de bode para ensaios sob força variável (Kernel)

Neste diagrama, Figura 5.13, observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta desprezável. Em termos de atraso de fase, para um ganho do controlador proporcional de 40 há um atraso de fase que não chega aos 23° (cerca de 65ms). Para o caso dos controladores de ganho superiores a 70 a atenuação de fase é inferior e igual a 10° (28ms).

Por outro lado, para frequências iguais ou superiores a 8Hz o sistema começa a apresentar problemas de cumprimento da forma da senoide. Para estas frequências, muitos dos ganhos do

controlador começam a não mostrar resultados satisfatórios para esta análise. Para a frequência de 30Hz, se considerarmos o controlador proporcional de ganho 50, a atenuação é próxima de 12dB (75% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 170° (isto é, superior a 16ms). Este controlador apresenta um comportamento muito semelhante à da senoide de deslocamento sob força constante a altas frequências.

5.12 Trapézios de deslocamento sem carga opositora

Como descrito no início do capítulo, é feita uma análise do comportamento do sistema em termos temporais, para o seguimento de uma trajetória do tipo trapézio de deslocamento sem carga opositora.

- Análise temporal
 - Trapézio uniforme de 1mm/s de declive

Nestes ensaios pretende-se observar o comportamento do sistema para diferentes valores do controlador proporcional. Para uma melhor análise sugere-se a observação da Figura 5.14 e Figura 5.15, nas quais se podem observar as diferentes respostas com controladores de valores diferentes.

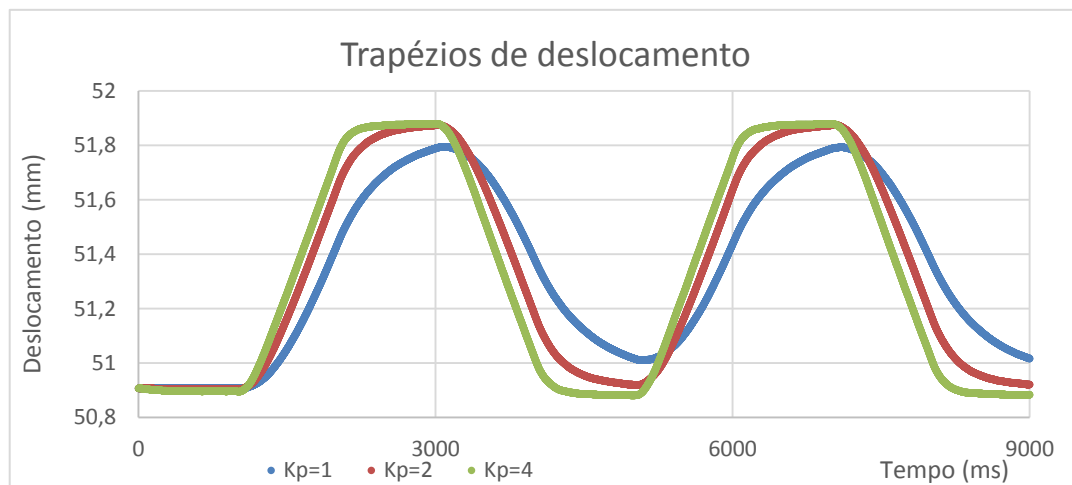


Figura 5.14 – Resposta à referência para diferentes ganhos do controlador

Nestas figuras podemos observar o comportamento da resposta do sistema face à referência para diferentes valores de ganho do controlador proporcional. Pelo que se pode observar, o controlador de ganho igual a 1 não apresenta uma resposta adequada para a referência pretendida. Por outro lado, o controlador de ganho igual a 4 apresenta um deslocamento próximo do pretendido. No entanto, ao chegar ao patamar constante, não consegue cumprir a referência pretendida. Desta forma, sugere-se a visualização da Figura 5.15, a qual compara o comportamento dos controladores proporcionais com diferentes valores de ganho.

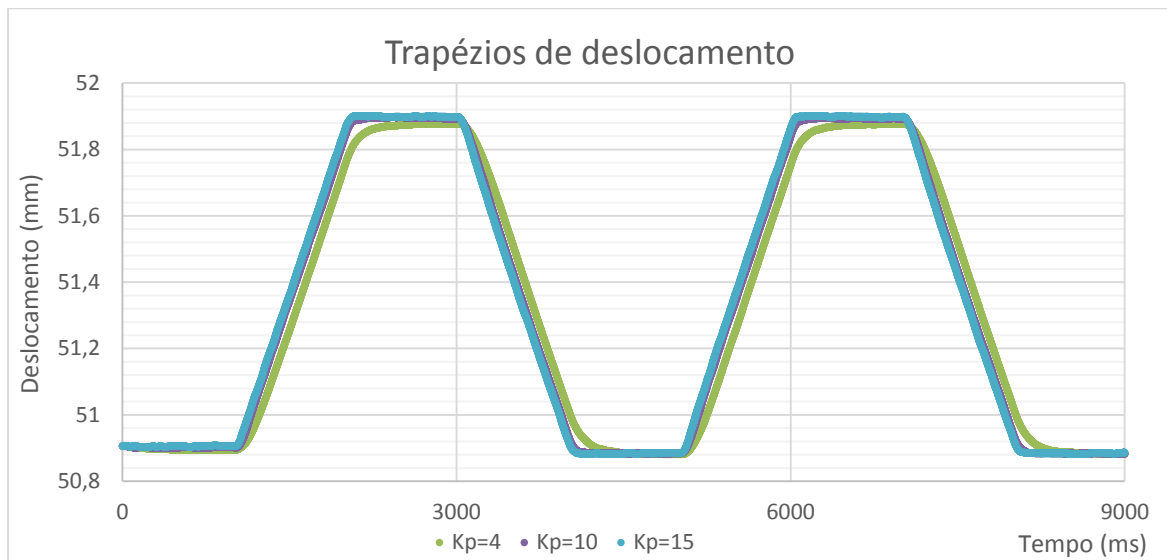


Figura 5.15 – Resposta à referência para diferentes ganhos do controlador

Para estas condições de ensaio e configuração da referência, o melhor controlador proporcional é o de ganho igual a 15. Isto deve-se à proximidade da configuração em relação à referência e pelo erro de posição no seguimento da trajetória ser menor do que para os outros ganhos de controlador, como se observa na Figura 5.16.

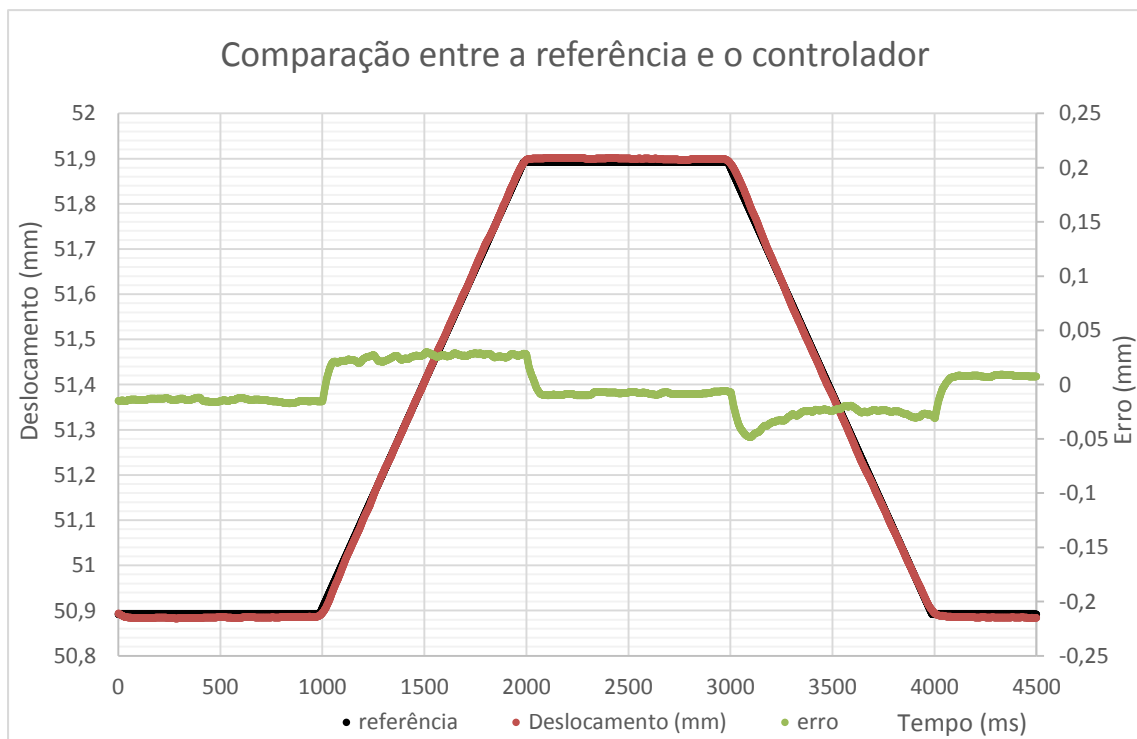


Figura 5.16 – Sobreposição da referência sobre a resposta do sistema

Como se pode observar nesta figura, o erro de posição é reduzido, nunca excedendo 0,06mm (corresponde a um erro de 6%). Este erro é maior nos instantes em que se descreve as rampas de subida e de descida, particularmente nos instantes de transição entre rampa e patamar constante. O

erro de transição entre trajetórias resulta do tempo que a válvula necessita para se deslocar para a posição que permite conduzir o caudal de forma correta. Após esse instante, a gaveta da válvula vai estabilizar na posição que permite conduzir o caudal necessário para executar o movimento pretendido, mantendo o erro de posição aproximadamente constante.

- Trapézio uniforme de 0,5mm/s de declive

Neste tipo de ensaio pretende-se que o trapézio de deslocamento se desloque 0,5mm em 1s.

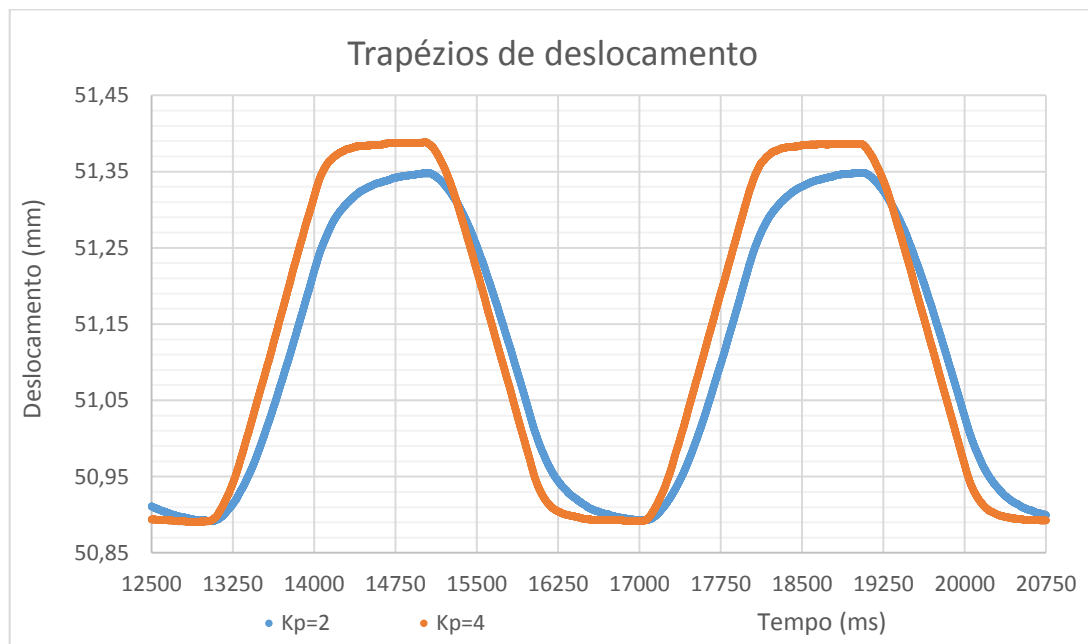


Figura 5.17 – Resposta dos diferentes ganhos de controlador

Nesta figura, Figura 5.17, podemos observar o comportamento da resposta do sistema face à referência para diferentes valores de ganho do controlador proporcional. Pelo que se pode observar, o controlador de ganho igual a 2 não apresenta uma resposta adequada para a referência pretendida. Desta forma, deve ser utilizado o controlador de ganho igual a 4, por apresentar uma resposta muito próxima da pretendida, tanto em forma como em deslocamento.

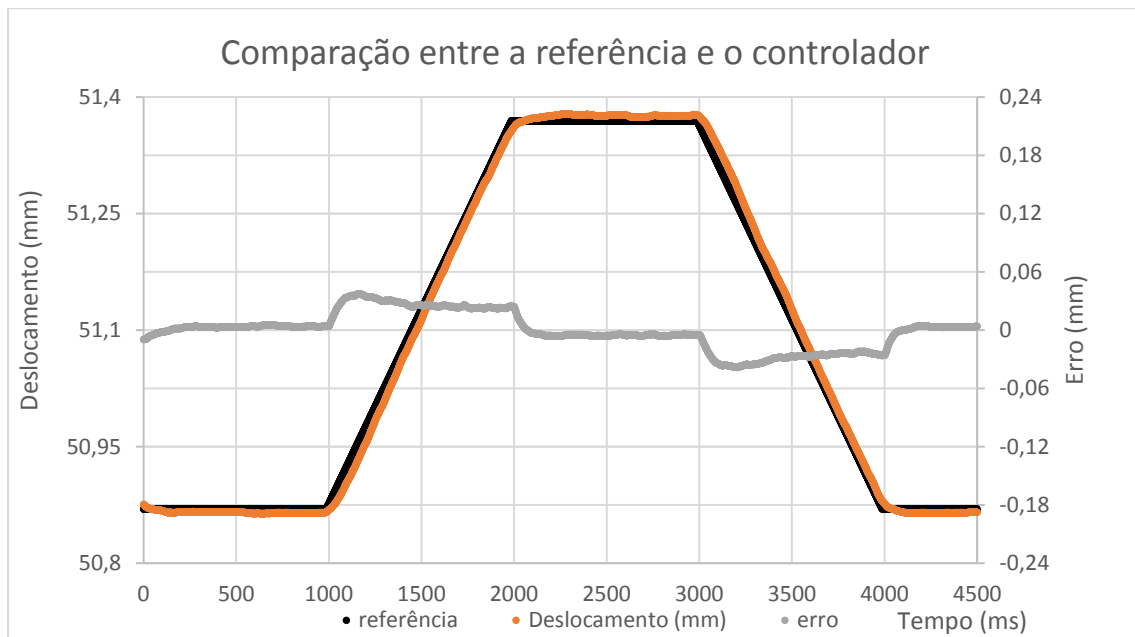


Figura 5.18 – Sobreposição da resposta do sistema com a referência pretendida

Como se pode observar na Figura 5.18, o erro de posição é reduzido, nunca excedendo 0,03mm (corresponde a um erro de 6%), à semelhança do tipo de ensaio anterior. Este erro, também, é maior nos instantes em que se descreve as rampas de subida e de descida, particularmente nos instantes de transição de patamar constante para rampa. O erro de transição entre trajetórias resulta do tempo que a válvula necessita para se deslocar para a posição pretendida. Após esse instante, a gaveta da válvula vai estabilizar na posição que permite conduzir o caudal necessário para executar o movimento pretendido, mantendo o erro de posição constante.

- Trapézio uniforme de 10mm/s de declive

Para a análise deste tipo de referência foi utilizado o mesmo método que nas outras referências trapezoidais. Desta forma, foi obtido o resultado a baixo na Figura 5.19, para um ganho do controlador proporcional de 50.

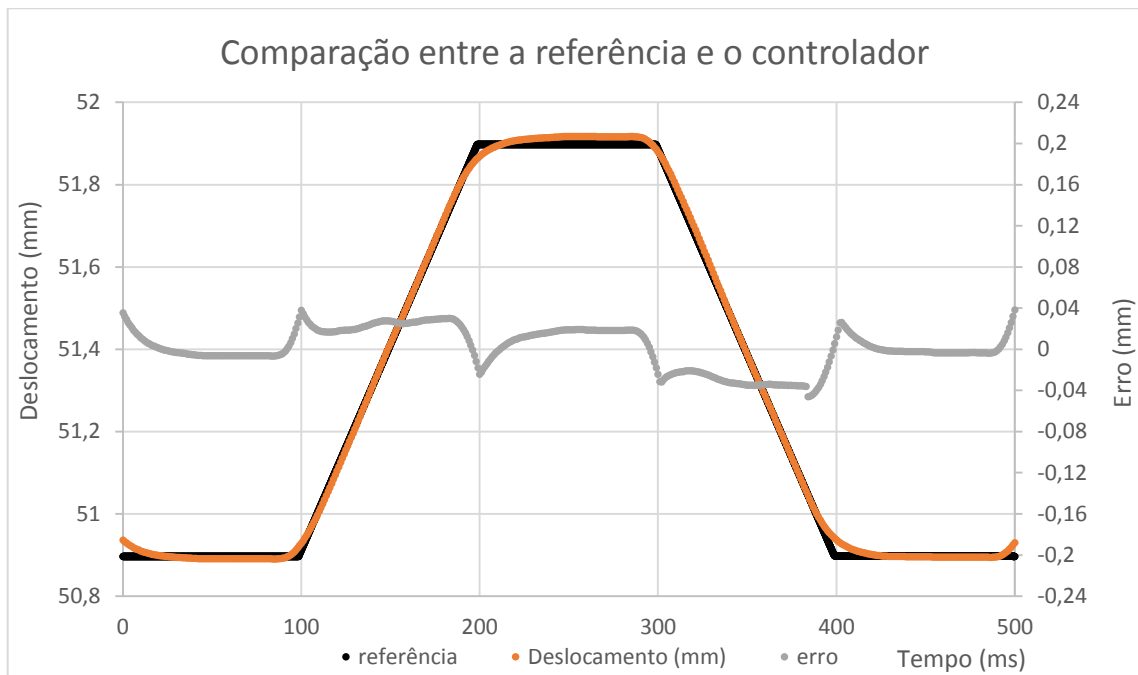


Figura 5.19 – Sobreposição da resposta do sistema com a referência pretendida

Como se pode observar na Figura 5.19, o erro de posição é reduzido, nunca excedendo 0,045mm (corresponde a um erro de 4,5%), à semelhança do tipo de ensaio anterior. Este erro, também, é maior nos instantes em que se descreve as rampas de subida e de descida, particularmente nos instantes de transição entre patamar constante e rampa. O erro de transição entre trajetórias resulta do tempo que a válvula necessita para se deslocar para a posição pretendida. Após esse instante, a gaveta da válvula vai estabilizar na posição que permite conduzir o caudal necessário para executar o movimento pretendido, mantendo o erro de posição aproximadamente constante.

- Trapézio com um declive de subida de 1mm/s e de 2mm/s de descida

Para a análise deste tipo de referência foi utilizado o mesmo método que nas outras referências trapezoidais. Desta forma, foi obtido o resultado a baixo na Figura 5.19, para um ganho do controlador proporcional de 20.

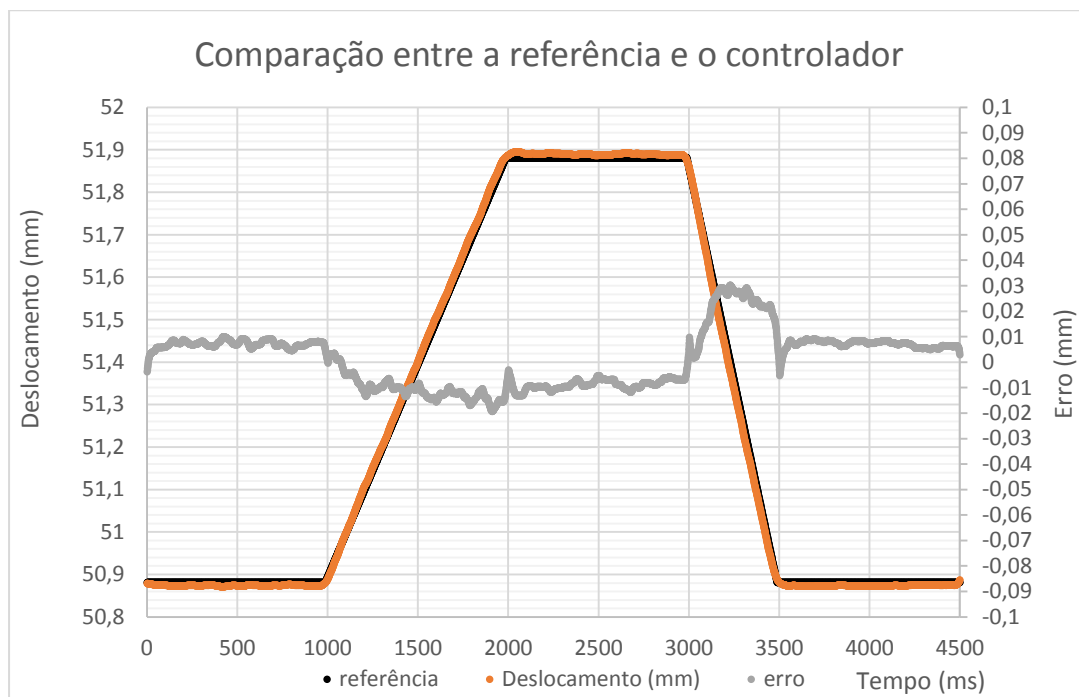


Figura 5.20 – Trapézio de deslocamento com inclinações diferentes

Como se pode observar na Figura 5.20, o erro máximo de posição é reduzido, cerca de 0,03mm, à semelhança do tipo de ensaio anterior. Este erro, é mais acentuado quando há transições entre referências.

5.13 Trapézios de deslocamento com carga opositora

Como descrito no início do capítulo, é feita uma análise do comportamento do sistema em termos temporais, para o seguimento de uma trajetória do tipo trapézio de deslocamento com carga opositora. Nestes ensaios foi selecionada a carga inicial de 1kN, de modo a não comprometer de forma significativa o movimento. Nestes ensaios, no entanto só serão apresentados os controladores com a resposta mais próxima da referência. Porém, ao realizar os ensaios, verificou-se que, para a referência trapezoidal de declive 10mm/s, só se conseguia cumprir metade da amplitude da referência. Por esse motivo não será apresentado esse ensaio.

- Análise temporal
 - Trapézio uniforme de 1mm/s de declive

Para estas condições de ensaio e configuração da referência, o melhor controlador proporcional é o de ganho igual a 15. Isto deve-se à aproximação do movimento em relação à referência e pelo erro de posição no seguimento da trajetória ser menor do que para os outros ganhos de controlador, como se observa na Figura 5.21.

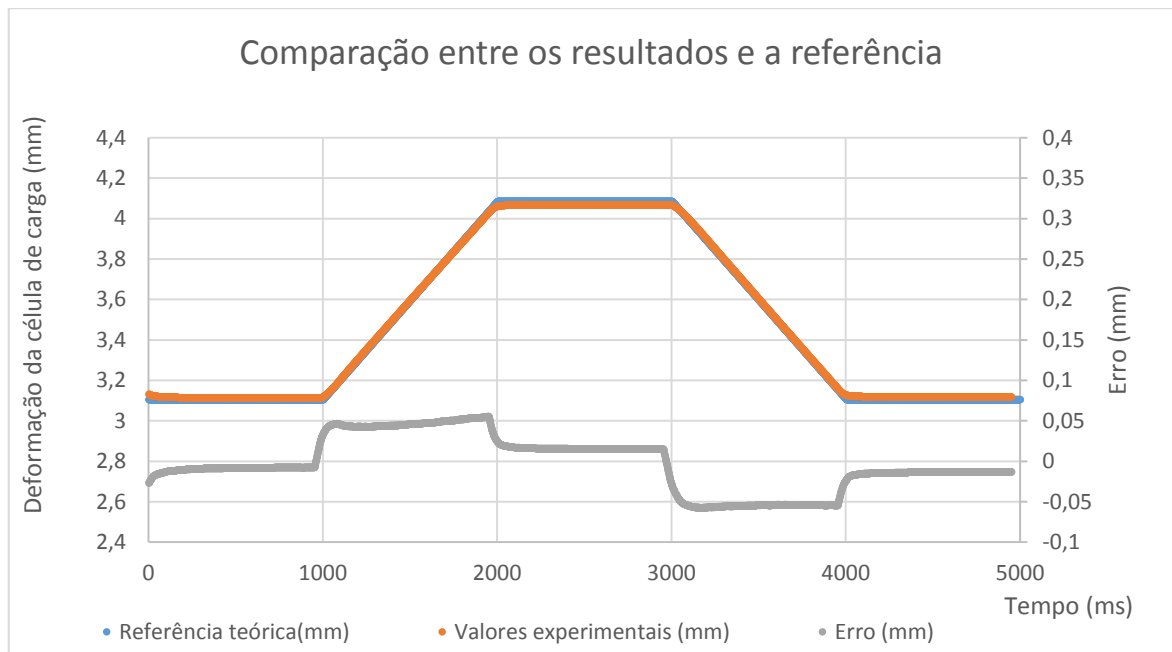


Figura 5.21 – Sobreposição da referência sobre a resposta do sistema

Como se pode observar nesta figura, o erro de posição é reduzido, nunca excedendo 0,06mm (corresponde a um erro de 6%). Este erro é maior nos instantes em que se descreve as rampas de subida e de descida. O erro de transição entre trajetórias resulta do tempo que a válvula necessita para se deslocar para a posição que permite conduzir o caudal de forma correta. Após esse instante, a gaveta da válvula vai estabilizar na posição que permite conduzir o caudal necessário para executar o movimento pretendido, mantendo o erro de posição aproximadamente constante.

- Trapézio com diferentes declives de subida e de descida

Para a análise deste tipo de referência foram utilizados declives diferentes para a subida e descida, respetivamente 1mm/s e 2mm/s. Desta forma, foi obtido o resultado a baixo na Figura 5.22, para um ganho do controlador proporcional de 50.

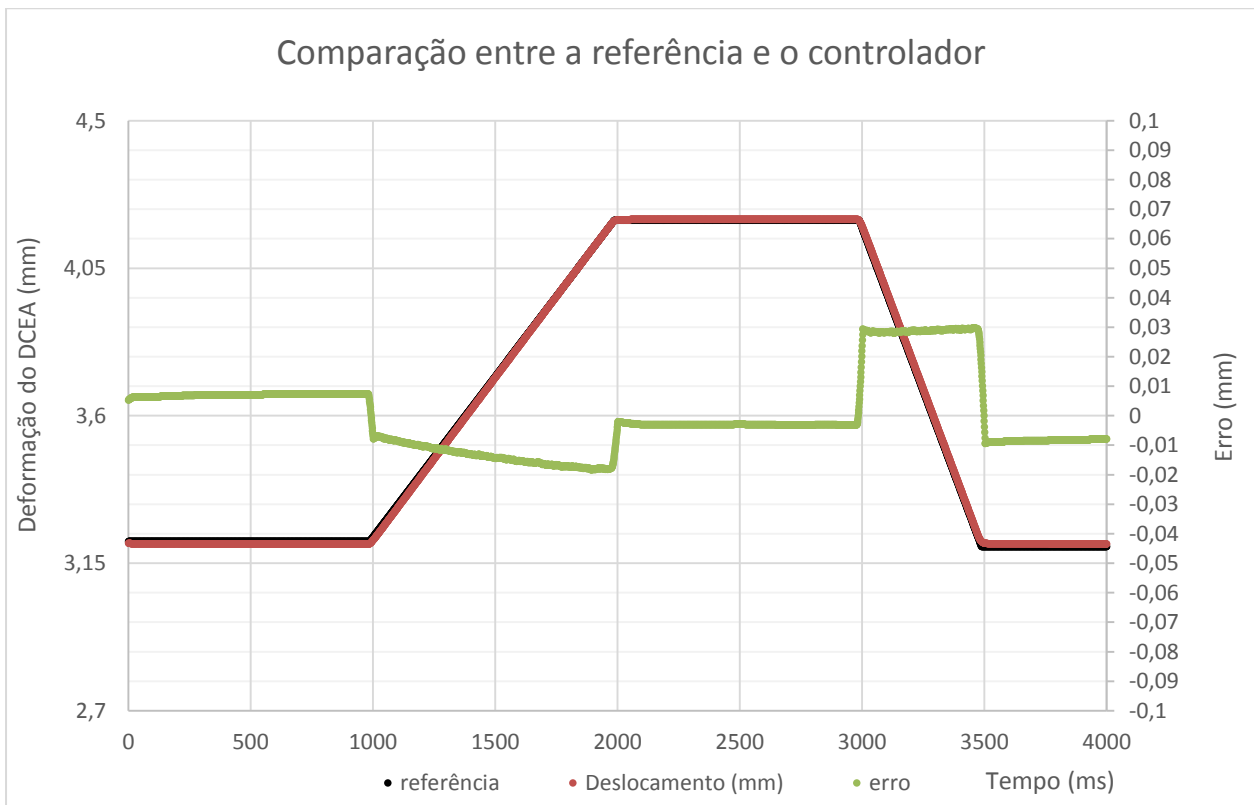


Figura 5.22 – Sobreposição da resposta do sistema com a referência pretendida

Como se pode observar na Figura 5.22, o erro de posição é reduzido, nunca excedendo 0,03mm (corresponde a um erro de 3%). Este erro, também, é maior nos instantes em que se descreve as rampas de subida e de descida. O erro de transição entre trajetórias resulta do tempo que a válvula necessita para se deslocar para a posição pretendida. Após esse instante, a gaveta da válvula vai estabilizar na posição que permite conduzir o caudal necessário para executar o movimento pretendido, mantendo o erro de posição aproximadamente constante.

5.14 Ensaio com o Software Dynatester Tempo Real (RT)

Neste subcapítulo estão os ensaios realizados com o software *Dynatester* tempo real (RT), comparando o desempenho, temporal e frequencial, de diferentes controladores para o sistema de ensaios só para este software.

- **Sinusoide de deslocamento sem carga opositora**

- Análise temporal

Na Figura 5.23 está um dos gráficos obtidos, no qual se pode observar o comportamento deste sistema para movimentos de baixa frequência.



Figura 5.23 – Resposta do sistema para baixas frequências (RT)

Pelo que se observa na Figura 5.23, o deslocamento do atuador consegue seguir a forma sinusoidal de uma forma muito aproximada em relação à referência. No entanto, existe um ligeiro atraso de fase e uma ligeira atenuação da amplitude, ambos desprezáveis.

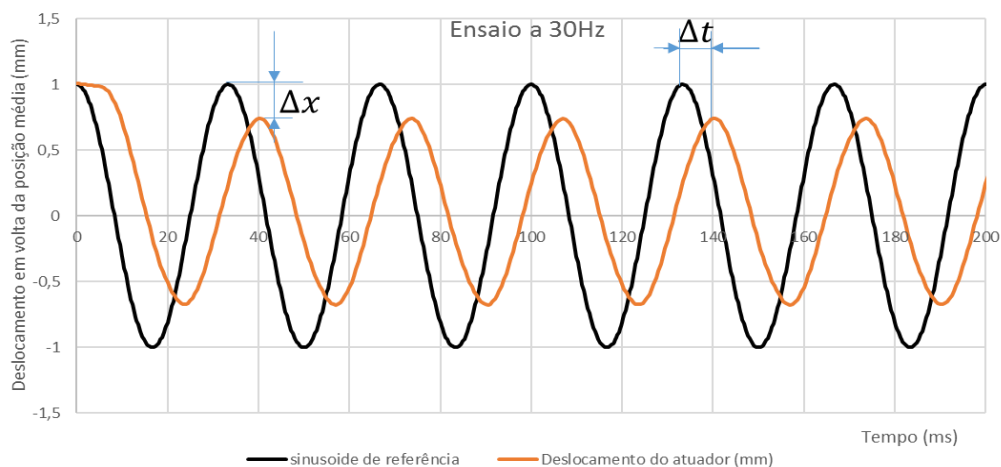


Figura 5.24 – Resposta do sistema para altas frequências (RT)

Na Figura 5.24, podemos observar o comportamento a alta frequência, neste caso a 30Hz. O valor intermédio da resposta é em torno do mesmo valor intermédio do da referência escolhida, devido à ausência da força neste ensaio, com exceção do peso do conjunto êmbolo e hastes.

Neste ensaio a forma da senoide mantém-se bem definida, apesar da atenuação da amplitude. Também se observa um atraso de fase bem visível, o qual não é tão importante para os ensaios de fadiga, como foi abordado no início do capítulo.

- Análise frequencial

Para uma melhor análise deste tipo de ensaio é necessário recorrer ao diagrama de Bode, Figura 5.25, obtido para este tipo de ensaio.

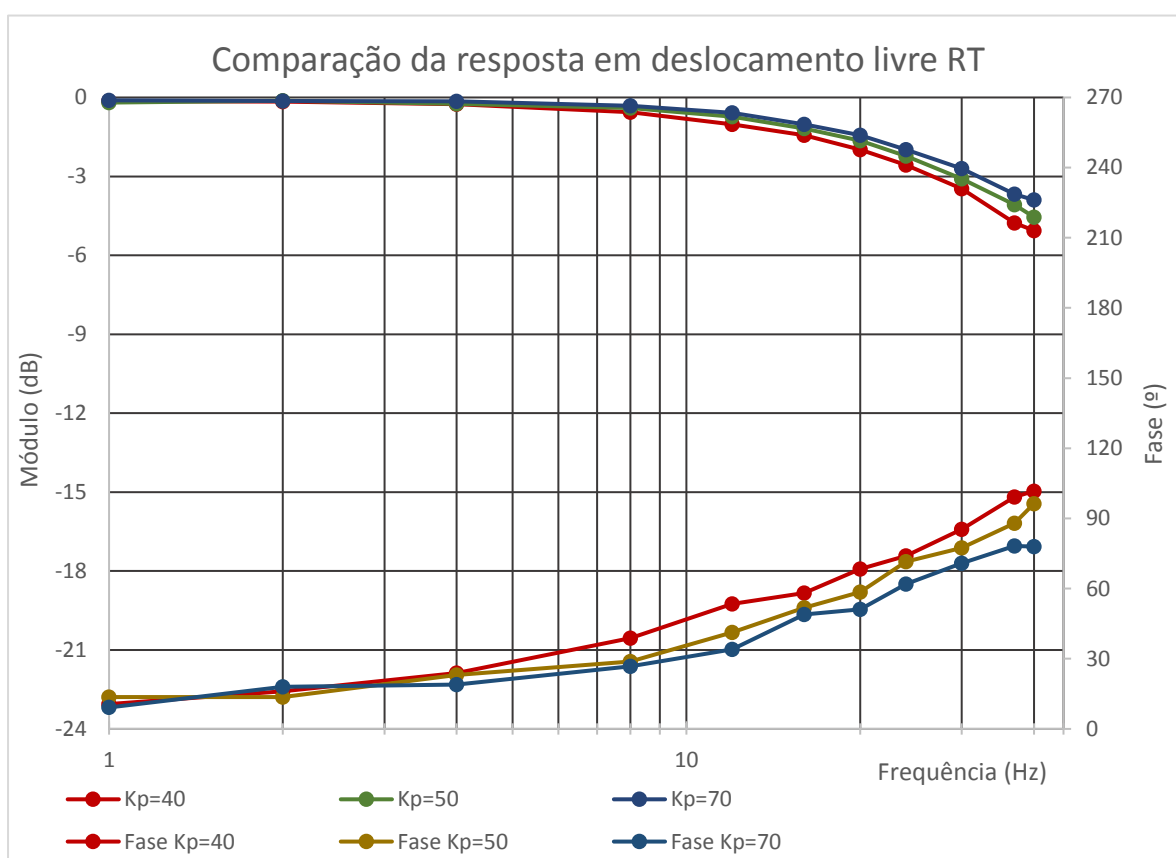


Figura 5.25 – Diagrama de Bode para sinusoides de deslocamento livre (RT)

Neste diagrama, Figura 5.25, observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenua o da amplitude da resposta negligenci vel, enquanto h  a um atraso de fase que n o excede os 14  (cerca de 37ms).

Por outro lado, para a frequ ncia de 40Hz a atenua o depende do controlador que selecionamos. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 40, a atenua o   superior a 5dB (46% de atenua o) e o atraso de fase   superior a 101  (isto  , superior a 7ms). Se considerarmos o

controlador proporcional de ganho 70, a atenuação é inferior a 3,9dB (36% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 78° (isto é, 5,4ms).

- **Sinusoide de deslocamento sob força constante**

- Análise temporal

Na Figura 5.25 podemos observar o comportamento do sistema para uma referência de 1Hz.

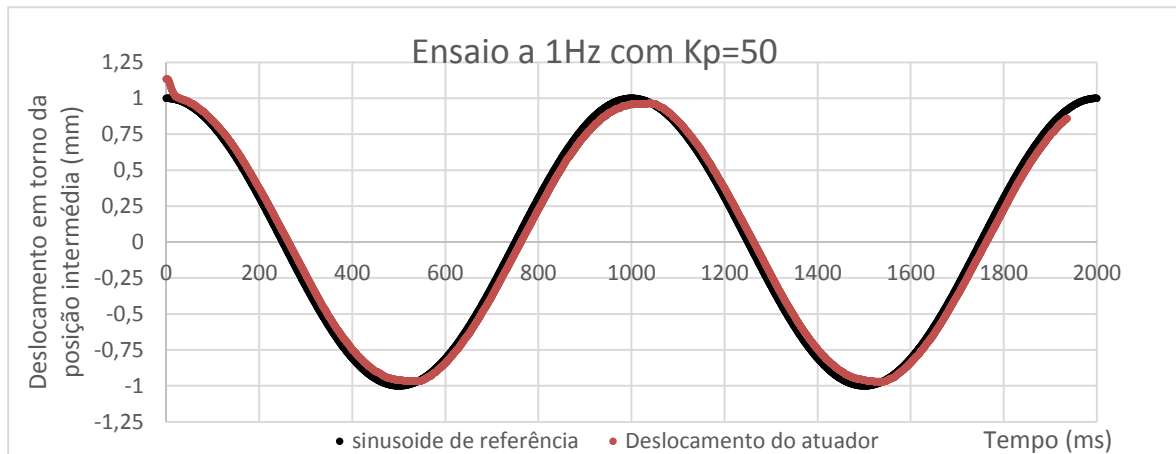


Figura 5.26 – Resposta do sistema para baixas frequências (RT), sob força constante

Neste ensaio a forma sinusoidal da resposta do sistema mantém-se. No entanto, quando a sinusoide se aproxima dos extremos, existe uma ligeira variação do comportamento do sistema em relação à sinusoide de deslocamento sem força opoitor. Esta ligeira alteração é resultado da força constante que atua sobre a haste do atuador e do comportamento não linear da válvula quando o deslocamento se aproxima dos extremos, como referido anteriormente. Esta influência vai reduzir a amplitude de deslocamento, sobretudo nos extremos. O atraso de fase não é muito apreciável neste tipo de ensaio a frequências baixas.

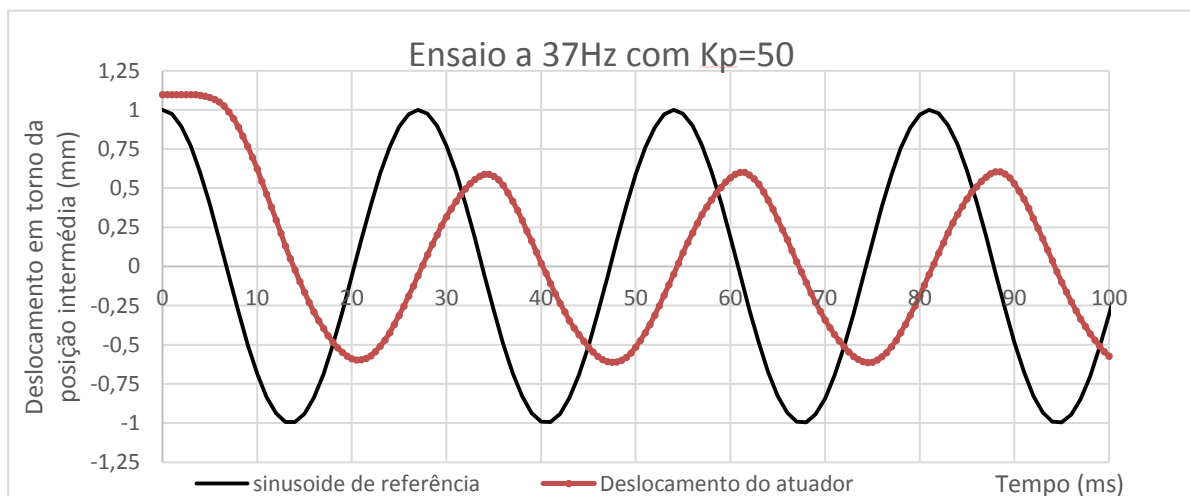


Figura 5.27 – Resposta do sistema para alta frequência (RT)

Na Figura 5.27, podemos observar o comportamento a alta frequência, neste caso a 37Hz. O valor intermédio da resposta não é em torno do mesmo valor intermédio do da referência escolhida, devido à influência da força neste ensaio.

Neste ensaio a forma da senoide mantém-se bem definida, apesar da atenuação da amplitude. Também se observa um atraso de fase bem visível, o qual não é tão importante para os ensaios de fadiga, como foi abordado no início do capítulo.

- Análise frequencial

Para uma melhor análise deste tipo de ensaio, é necessário recorrer ao diagrama de Bode, Figura 5.28, obtido para estas condições de ensaio.

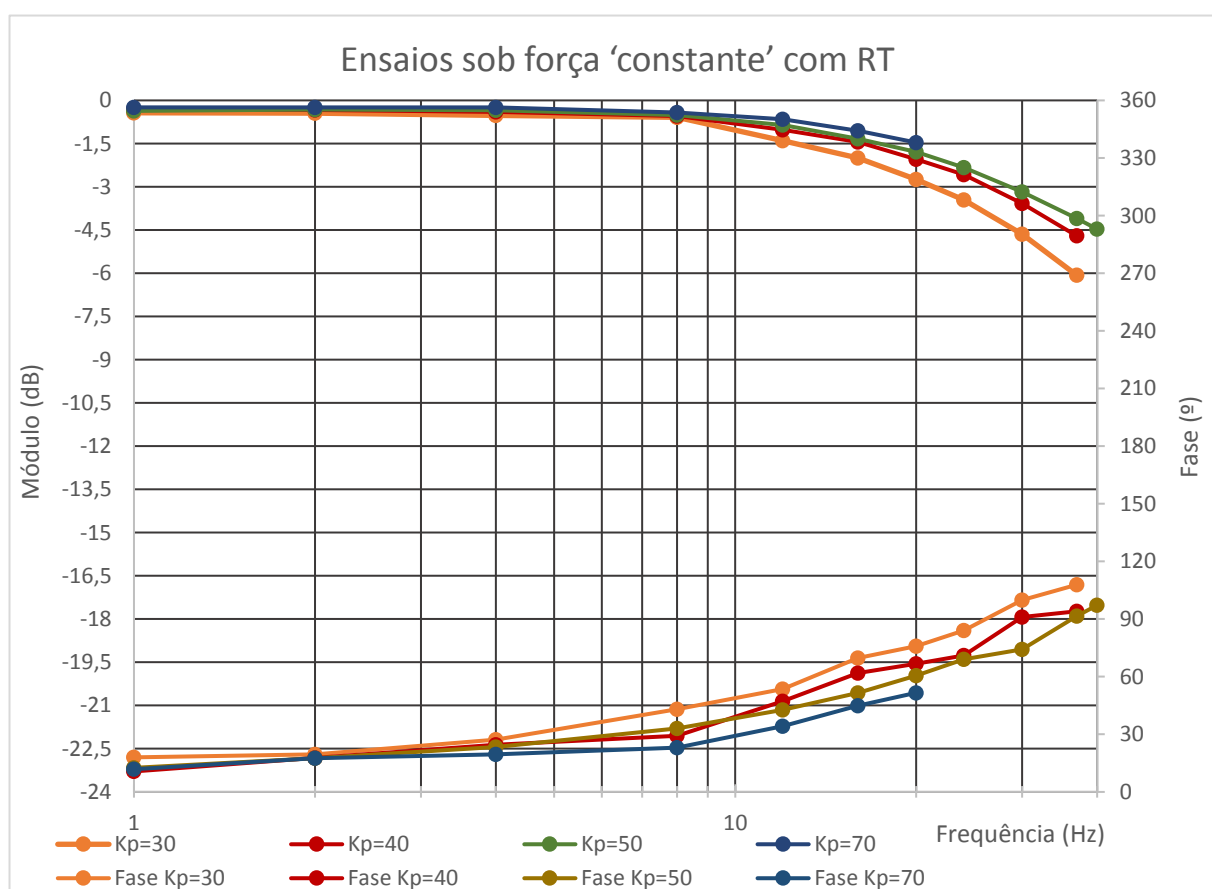


Figura 5.28 – Diagrama de Bode para ensaios de força constante (RT)

Neste diagrama observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta negligenciável, em paralelo com um atraso de fase que não excede os 14° (cerca de 37ms).

Por outro lado, para a frequência de 37Hz a atenuação depende do controlador a que selecionamos. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 30, a atenuação é superior a 6dB (50% de atenuação) e o atraso de fase é superior a 107° (isto é, superior a 8ms). Se considerarmos o

controlador proporcional de ganho 50, a atenuação é inferior a 4,09dB (38% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 91,5° (isto é, 6,9 ms). Estes resultados são muito semelhantes aos obtidos na senoide de deslocamento sem carga opositora.

- **Sinusoide de deslocamento sob força variável**

- Análise temporal

Na Figura 5.29 podemos observar o comportamento do sistema para uma referência de 1Hz, para estas condições de ensaio.



Figura 5.29 – Resposta do sistema para baixas frequências

Nesta figura, Figura 5.29, observa-se a resposta do sistema a uma referência de 1Hz sob força variável. Esta resposta apresenta algumas variações de comportamento quando se aproxima dos extremos. Este efeito é resultado da força do DCEA e da variação do comportamento da válvula quando esta se aproxima da posição intermédia do seu curso. A força do DCEA influencia o movimento da resposta, na medida em que é necessário que a pressão do óleo seja suficientemente elevada para suportar as variações da força deste dispositivo. Esta variação de força corresponde à principal diferença entre este tipo de ensaio e o de força ‘constante’. Quando a gaveta da válvula se aproxima da sua posição intermédia, ou seja, quando a resposta se aproxima dos extremos, a pressão do óleo vai variar de forma não linear, como foi abordado no capítulo 4. O instante correspondente ao momento em que a válvula apresenta a variação de caudal não linear que pode ser observado na Figura 5.29, quando, próximo dos extremos, a resposta se desvia da forma sinusoidal.

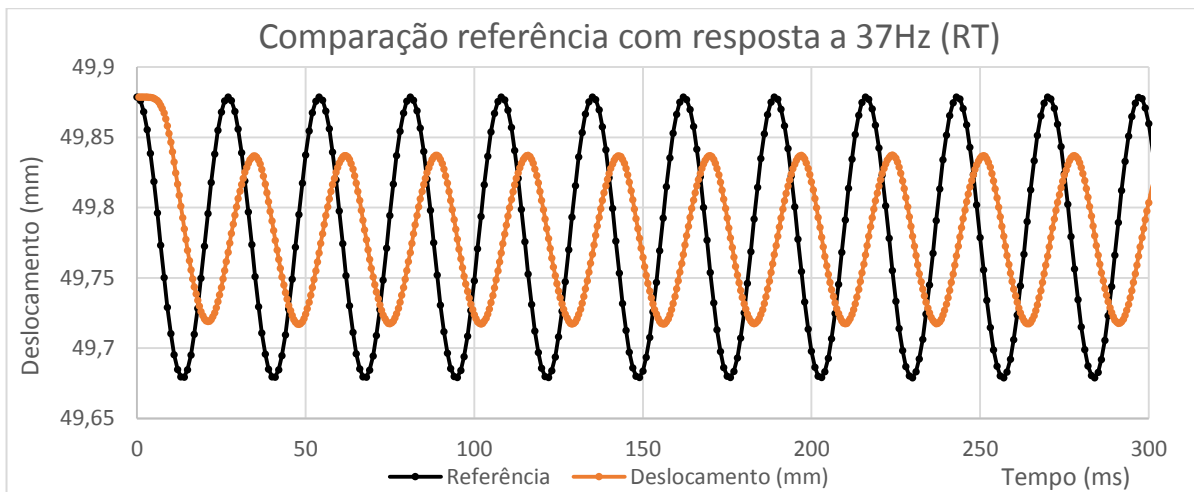


Figura 5.30 – Resposta do sistema para alta frequência (RT)

Na Figura 5.30, podemos observar o comportamento a alta frequência, neste caso a 37Hz. O valor intermédio da resposta não está em torno do mesmo valor intermédio do da referência escolhida, devido à influência da força neste ensaio.

Neste ensaio a forma da senoide mantém-se bem definida, apesar da atenuação da amplitude. Também se observa um atraso de fase bem visível, o qual não é tão importante para os ensaios de fadiga, como foi abordado no início do capítulo.

- Análise frequencial

Para uma melhor análise deste tipo de ensaio, é necessário recorrer ao diagrama de Bode, Figura 5.31 obtido para estas condições de ensaio.

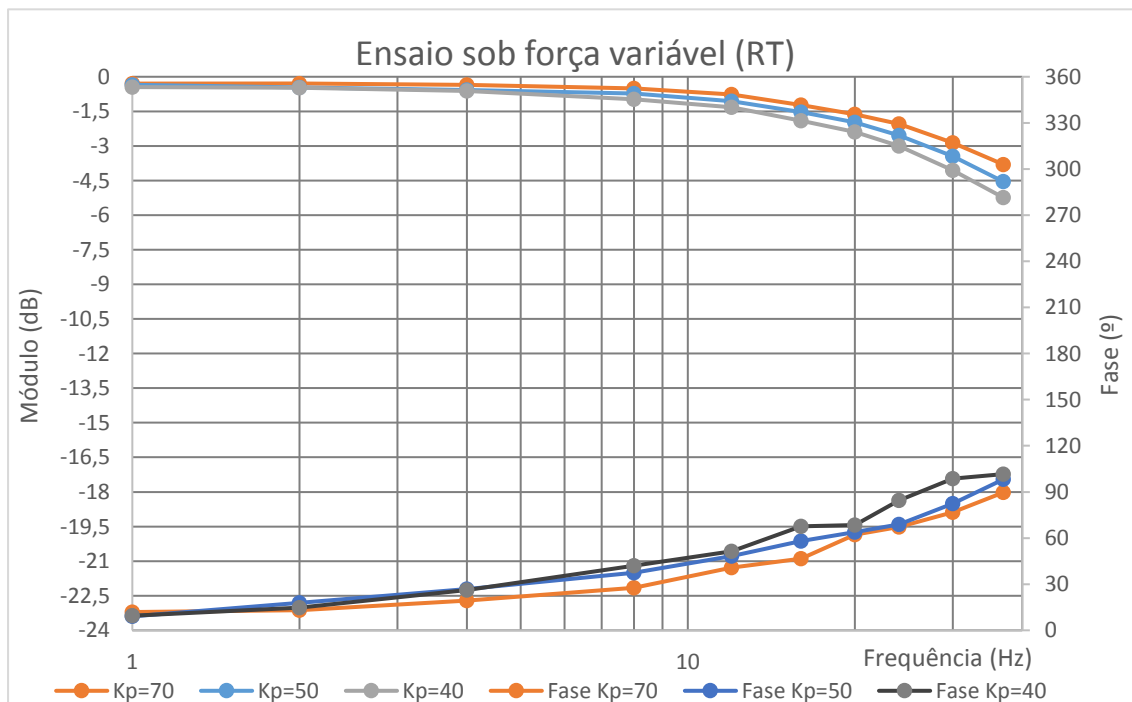


Figura 5.31 – Diagrama de Bode para ensaios sob força variável (RT)

Neste diagrama observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta negligenciável, em paralelo a um atraso de fase que não excede os 10° (cerca de 26ms).

Por outro lado, para a frequência de 37Hz a atenuação depende do controlador que selecionamos. Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 40, a atenuação é superior a 5dB (55% de atenuação) e o atraso de fase é superior a 100° (isto é, superior a 7ms). Se considerarmos o controlador proporcional de ganho 70, a atenuação é de 3,8dB (35% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 90° (isto é, 6,7ms). Estes resultados são muito semelhantes aos obtidos na senoide de deslocamento sem carga opositora.

5.15 Comparação entre os *softwares DynaTester Kernel e RT*

Neste subcapítulo pretende-se comparar o comportamento dos *softwares DynaTester Kernel e DynaTester RT*, para as mesmas condições de ensaio. Para tal, começa-se por comparar o comportamento de ambos em termos temporais para duas frequências de ensaio, uma alta, outra baixa. De seguida, é feita uma comparação das respostas de cada *software* em termos frequenciais. Finalmente, são comparados os limites de funcionamento dos dois *softwares*, indicando a frequência máxima de funcionamento de cada.

- **Comparação da resposta temporal**

Nesta secção será comparado o comportamento do sistema em termos temporais, para as mesmas condições de ensaio, para diferentes tipos de funcionamento do *software*, ou em *Kernel* ou em *RT*. Para tal, sugere-se a apreciação das respostas de cada um a baixa frequência e a alta frequência

- A baixa frequência

Para comparar o comportamento dos *softwares* a baixas frequências sugere-se a observação da Figura 5.32.

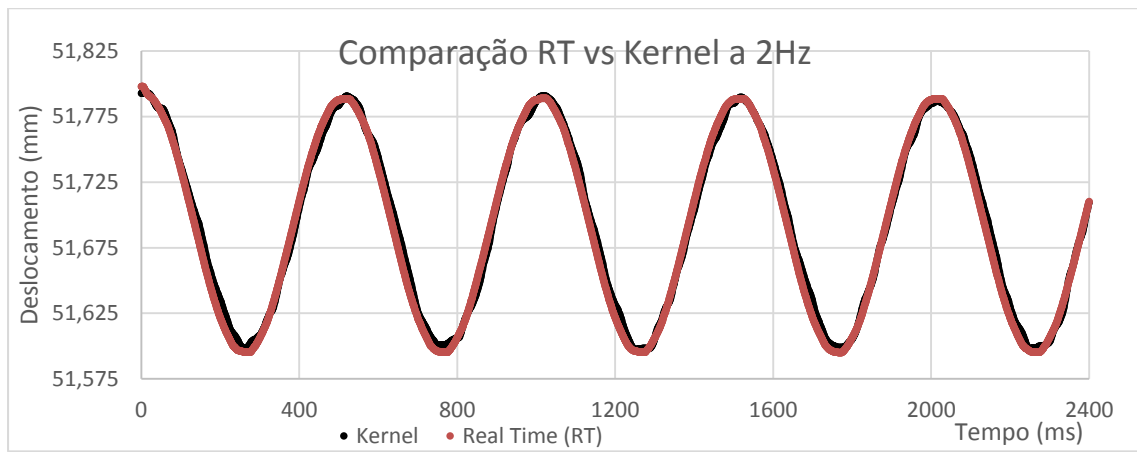


Figura 5.32 – Comparação temporal da resposta do *Kernel* e RT a baixa frequência

Esta figura representa o comportamento do sistema para ensaios sob carga constante, igual a 1kN. Como se consegue observar o *software Dynatester Kernel* apresenta algumas oscilações próximas dos extremos da senoide, ao contrário do RT. Estas são resultado da força constante. Também é possível observar uma ligeira variação da forma da senoide, quando esta se aproxima dos extremos, tanto num caso como no outro. Esta é resultante do comportamento da válvula, quando a gaveta desta está próxima da posição intermédia do seu curso. Quando esta está nesta situação, o coeficiente de descarga é variável, como abordado no capítulo, apresentando uma dinâmica não linear que dificulta o controlo nesse instante.

Apesar da forma da senoide ser melhor no caso do RT em relação ao *Kernel*, ambos se aproximam do mesmo valor de amplitude e de atraso de fase.

- A alta frequência

Para comparar o comportamento dos *softwares* a altas frequências sugere-se a observação da Figura 5.33.

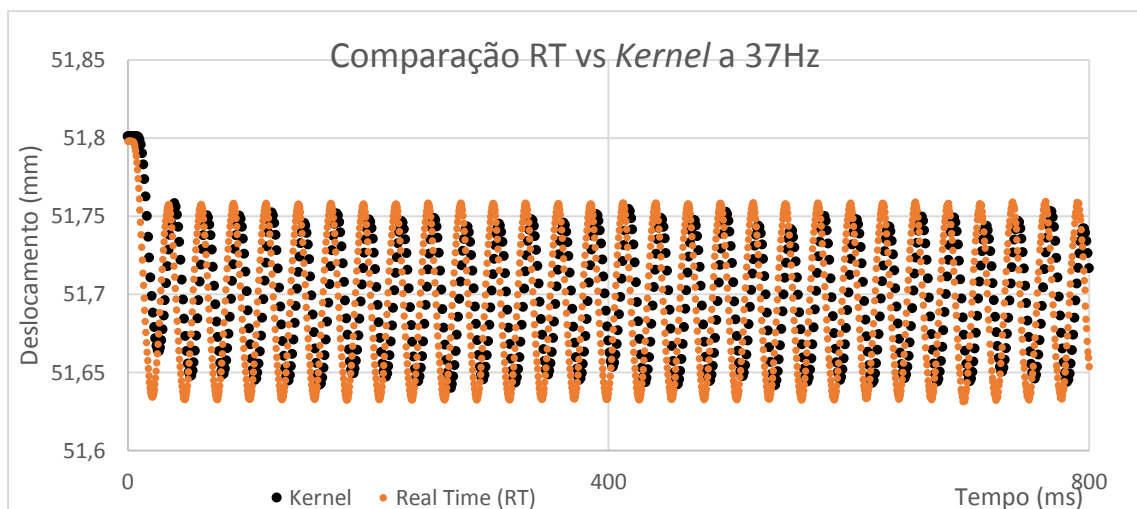


Figura 5.33 – Comparação da resposta temporal do *Kernel* com a do RT para alta frequência

Pelo que se pode observar na Figura 5.33, ambos os tipos de funcionamento, *Kernel* e RT, têm dificuldades em cumprir a amplitude pretendida, sobretudo devido à falta de caudal. O que se pode observar, para além disso, é que a resposta do RT não apresenta oscilações em torno da posição média, o que constitui um problema para o *Kernel*. Neste, para este tipo de frequências, exibe uma resposta com algumas oscilações não uniformes em torno da sua posição média.

5.16 Comparação da resposta em termos frequenciais

Para a análise que se segue, foram comparados os comportamentos frequenciais de cada *software* para os diferentes tipos de referência do tipo sinusoidal, com a amplitude de deslocamento de 0,1mm e para o controlador proporcional de ganho 50.

- Sinusoide de deslocamento sem carga opositora

Na Figura 5.34 podemos observar a resposta do sistema quando se pretenda que este descreva um movimento sinusoidal sem carga opositora. Neste diagrama de Bode, é de salientar que, em geral, a resposta do sistema quando utilizado o *software Dynatester Kernel* apresenta uma atenuação maior que a do RT.

Esta atenuação, no caso do *Kernel*, prejudica a sua utilização a frequências altas, porque, para além desta atenuação, também existe uma oscilação da posição intermédia do deslocamento. No caso do *RT*, este apresenta um bom cumprimento da forma sinusoidal, sem oscilações do valor intermédio do movimento.

Em termos de fase, também se observa uma melhor resposta do *RT* em relação ao *Kernel*.

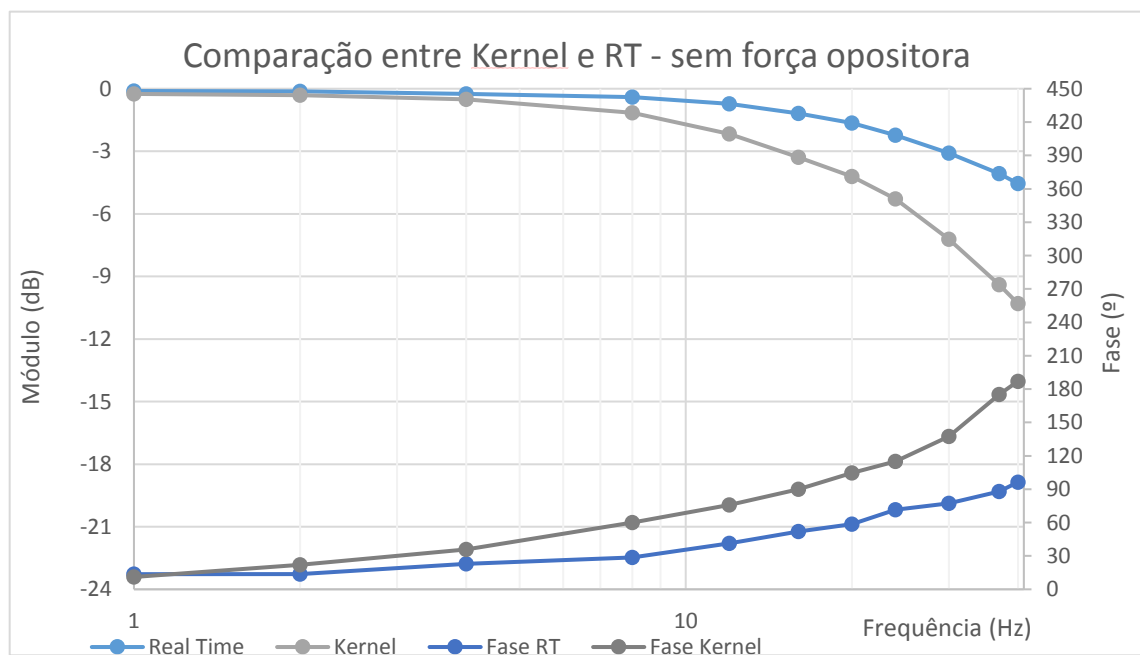


Figura 5.34 – Diagrama de Bode que compara o *Kernel* com o RT para ensaios sem carga opositora

Neste diagrama observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta negligenciável, enquanto o atraso de fase é de 13,6° (cerca de 19ms). De uma forma geral, ambos os *softwares* apresentam uma resposta muito semelhante para baixas frequências em termos de amplitude, até 4Hz.

Por outro lado, para a frequência de 40Hz a atenuação depende do *software* que selecionarmos. Se considerarmos o *software Dynatester Kernel*, a atenuação é de 10dB (70% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 187° (isto é, 13ms). Se considerarmos o *software Dynatester RT*, a atenuação é de 4,5dB (41% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 96,3° (isto é, 6,7ms).

- Sinusoide de deslocamento sob força constante

Após a análise do comportamento de cada aplicação informática para ensaios de deslocamento sem força opositora, é necessário avaliar o comportamento destas aplicações para ensaios sob força constante. Assim sugere-se a observação da Figura 5.35.

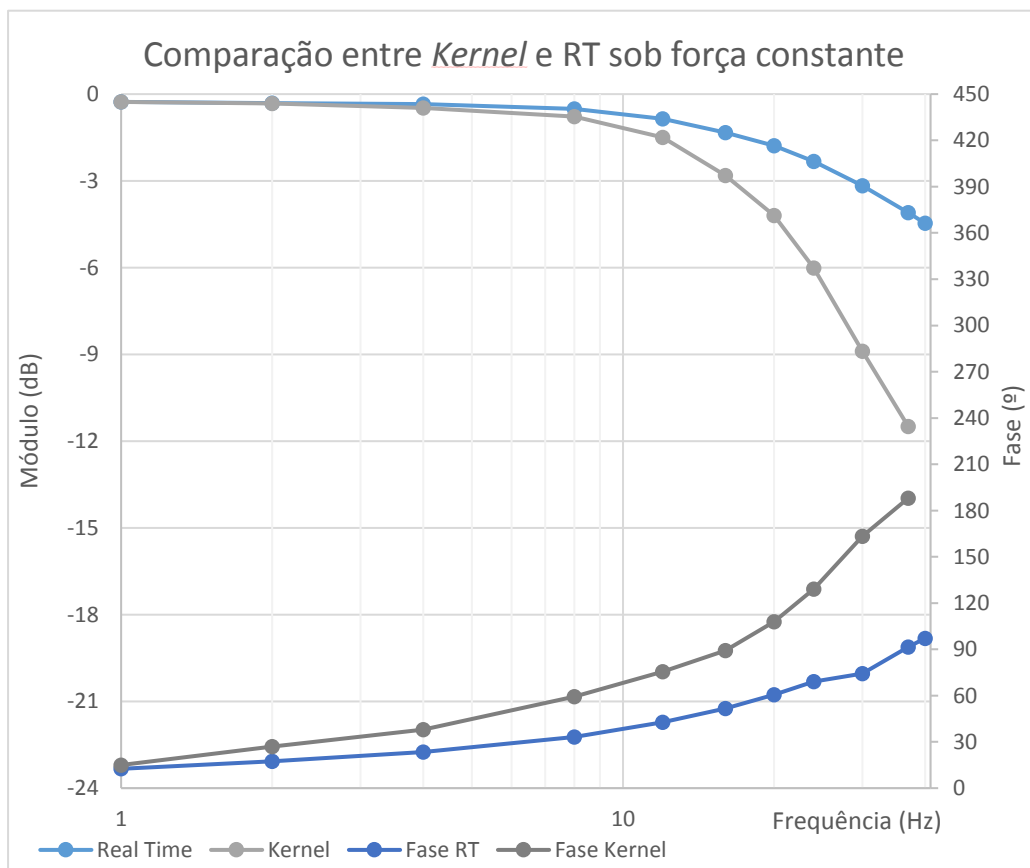


Figura 5.35 – Diagrama de Bode que compara o *Kernel* com o *RT* para ensaios sob força constante

Neste diagrama, Figura 5.35, observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta negligenciável, enquanto que há um atraso de fase é de 13° (cerca de 19ms). De uma forma geral, ambos os *softwares* apresentam uma resposta muito semelhante para baixas frequências, até aos 8Hz. A partir desta frequência o desempenho do *Dynatester Kernel* diminui consideravelmente.

Para a frequência de 37Hz a atenuação depende do *software* que selecionamos. Se considerarmos o *software Dynatester Kernel*, a atenuação é de 11,5dB (73% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 186° (isto é, 14ms). Se considerarmos o *software Dynatester RT*, a atenuação é de 4,1dB (38% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 91° (isto é, 7 ms).

- Sinusoide de deslocamento sob força variável

Por fim, feita a análise do comportamento para ensaios de deslocamento sob e sem força opositora, é necessário avaliar o comportamento destas aplicações para ensaios sob força variável. Assim sugere-se a observação da Figura 5.36.

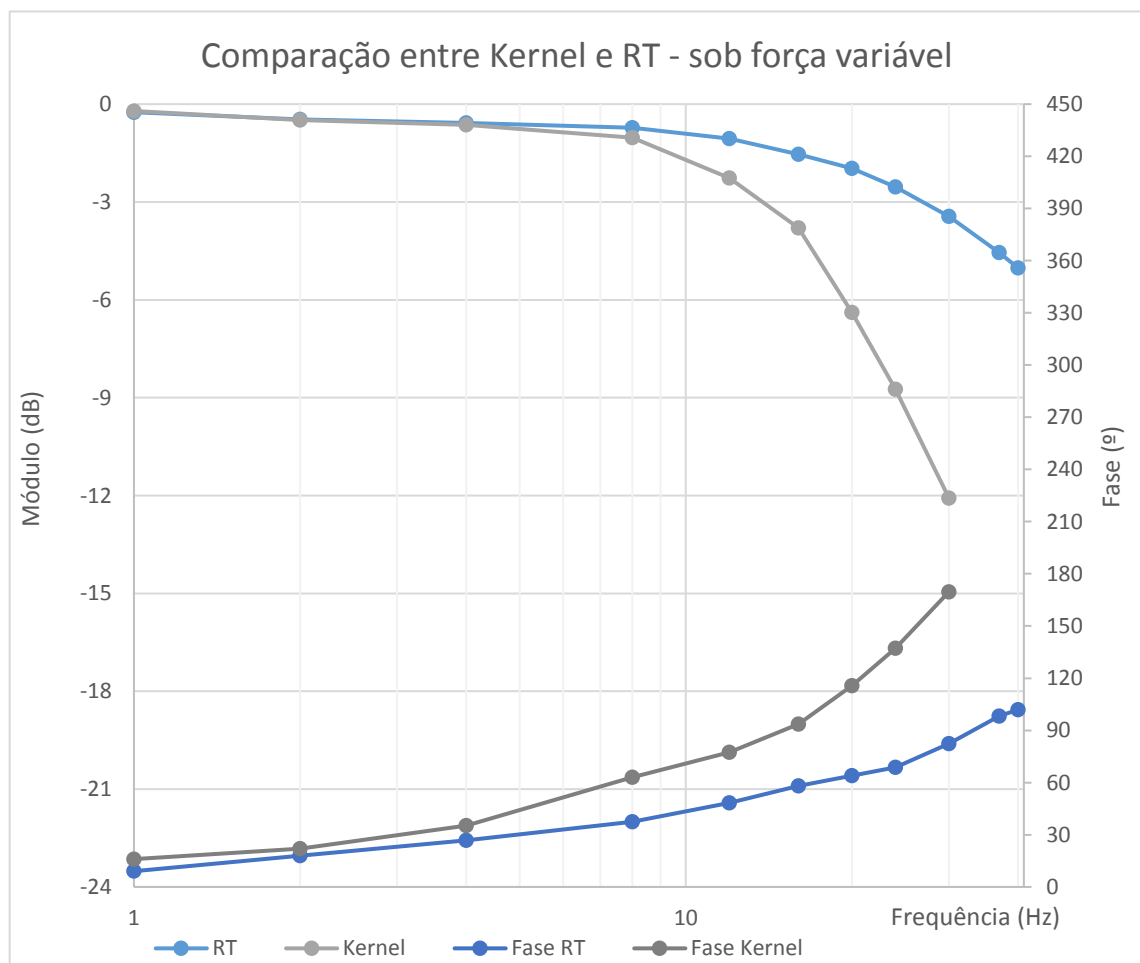


Figura 5.36 – Diagrama de Bode que compara o Kernel com o RT para ensaios sob força variável

Neste diagrama, Figura 5.36, observa-se que a resposta do sistema para 1Hz apresenta uma atenuação da amplitude da resposta negligenciável, enquanto há um atraso de fase é de 16° (cerca de 22ms) no *Kernel* e de 9° (cerca de 10 ms) no RT. De uma forma geral, ambos os *softwares* apresentam uma resposta muito semelhante para baixas frequências, até aos 8Hz. A partir deste valor de frequência, o comportamento do *software Kernel* apresenta uma diminuição de desempenho, tanto em fase como em módulo em relação ao RT.

Por outro lado, para a frequência de 30Hz a atenuação depende do *software* que selecionamos. Se considerarmos o *software Dynatester Kernel*, a atenuação é de -12,1dB (75% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 167° (isto é, 15,4ms). Se considerarmos o *software Dynatester RT*, a atenuação é de 3,4dB (32% de atenuação) e o atraso de fase é igual a 82° (isto é, 7,6ms).

6 Conclusões

O trabalho reportado neste relatório envolveu um extenso trabalho experimental de avaliação do comportamento de um servomecanismo eletrohidráulico para a realização de ensaios de elevada dinâmica de materiais ou de produtos, para a estimação da sua vida útil.

Os trabalhos experimentais foram feitos, numa fase inicial, em malha aberta de modo a permitir obter resultados adequados a modelar numericamente o funcionamento do sistema. Estes ensaios permitiram avaliar o comportamento do sistema para solicitações frequenciais muito superiores ao que é requerido para a sua prestação em malha fechada.

O modelo numérico implementado revelou uma grande semelhança de comportamento com o sistema físico, quer para situações de funcionamento sem carga externa quer para situações de carga constante ou variável, utilizando para tal um dispositivo de carga elástica especialmente desenvolvido (DCEA).

Depois desta fase de modelação e avaliação do comportamento do sistema em malha aberta foi realizada uma avaliação do sistema de ensaio em malha fechada, tendo disponível duas aplicações informáticas para realizar o controlo dos ensaios. Uma aplicação não utilizando um sistema operativo de tempo real e outro utilizando.

Concluiu-se que, para movimentos com frequências de superiores a 10Hz, a aplicação informática que utiliza um sistema operativo de tempo real revela um melhor desempenho, ao passo que, para frequências não superiores a 8Hz, o funcionamento de ambas as aplicações é muito semelhante.

6.1 Trabalhos futuros

Em termos de trabalhos futuros sugerem-se os seguintes:

- Melhorar o modelo para que este possa incluir as variações térmicas do óleo durante o ensaio;
- Melhorar as pseudo-áreas utilizadas neste modelo, incluindo uma melhor relação com as propriedades do fluido;
- Testar o comportamento do sistema de ensaios em malha fechada, diferentes tipos de estratégias de controlo, por exemplo, utilizando um tipo de controlo com recurso a um controlador do tipo *feedforward*;
- Realizar os ensaios em malha fechada no modelo para se poder comparar com os resultados experimentais obtidos.

7 Bibliografia

- [1] Ferreira, Jorge Augusto Fernandes. “Modelação de Sistema Hidráulicos para Simulação com Hardware-in-the-loop.” Dissertação de Doutoramento, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, 2003.
- [2] Ogata, Katsuhiko. Engenharia de Controle Moderno. Prentice-Hall, 1990.
- [3] Schnorr, Disc Spring Engineering. 2009. <http://schnorr.com/> (acedido em Março de 2009).
- [4] Silva, José Miguel Coutinho. “Sistema Servo-Hidráulico de Ensaio Dinâmico de Estruturas.” Dissertação de Mestrado em Automação, Instrumentação e Controlo, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2009.
- [5] Lopes, Alcindo dos Santos. “Avaliação Experimental do Controlo de Força em Servo-Sistema Hidráulico.” Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Opção de Automação, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2010.
- [6] Tustin, A. The effects of Backlash and of Speed-Dependent Friction on the Stability of Closed-Cycle Control Systems. IEE-Journal, vol 94, part 2A, p. 143 – 151, (1947)
- [7] <http://www.solucoesindustriais.com.br> (acedido em 12-07-2016)
- [8] <http://www.tradeindia.com/fp1933292/Hydraulic-Servo-Actuator.html> (acedido em 12-07-2016)
- [9] <http://www.bmed.mcgill.ca> (acedido em 12-07-2016)
- [10] <http://www.zollern.de/pt/chumaceiras-de-deslizamento/chumaceiras-hidrostaticas.html> (acedido em 12-07-2016)
- [11] <http://www.machinerylubrication.com/Read/28430/hydraulic-pump-motors-maintenance> (acedido em 29-08-16)
- [12] <http://livreuniverso.blogspot.pt/2013/06/o-que-e-kernel.html> (acedido em 07-08-2016)
- [13] <https://aula-informatica-4a.wikispaces.com/T2-01.4.+Estructuras+y+funciones+del+SO> (acedido em 07-08-2016)
- [14] Eggerth, S. (1980) Beitrag zur Messung von Volumenströmen viskoser Flüssigkeiten in Druckleitungen. Ph.D. thesis Technische Universität Dresden.

-
- [15] Boes, C. (1995) Hydraulische Achsantriebe im digitalen Regelkreis. Ph.D. Thesis, RWTH Aachen
- [16] Lee, K. I. (1977) Dynamisches Verhalten der Steuerkette Servoventil - Motor- Last. Ph.D. thesis RWTH Aachen.
- [17] Merrit, Herbert. Hydraulic Control Systems. John Wiley & Sons, Inc. 1967
- [18] http://www.parker.com/parkerimages/euro_hcd/new_web_page/pdf_3500uk/D1FPS_UK.pdf
(acedido em 27/03/2016)

ANEXOS

Anexo A

Como foi referido na secção 4.3, é necessário caracterizar o movimento da gaveta da válvula de uma forma mais detalhada. Na Figura A.1 pode-se observar a curva relativa ao deslocamento do atuador, num ensaio realizado com o atuador na horizontal.

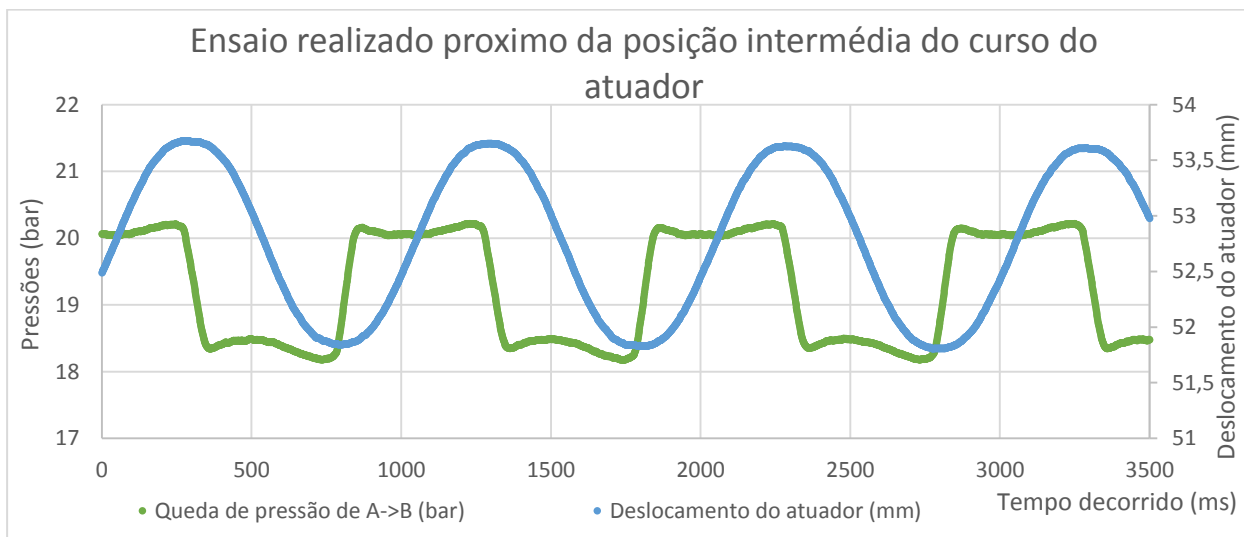


Figura A.1 – Gráfico retirado da secção 3.3

Se observarmos cuidadosamente a curva relativa ao deslocamento, na Figura A.1 e na Figura A.2, constatamos que esta não corresponde a uma senoide. Esta apresenta uma variação da amplitude quando se aproxima dos extremos da senoide.

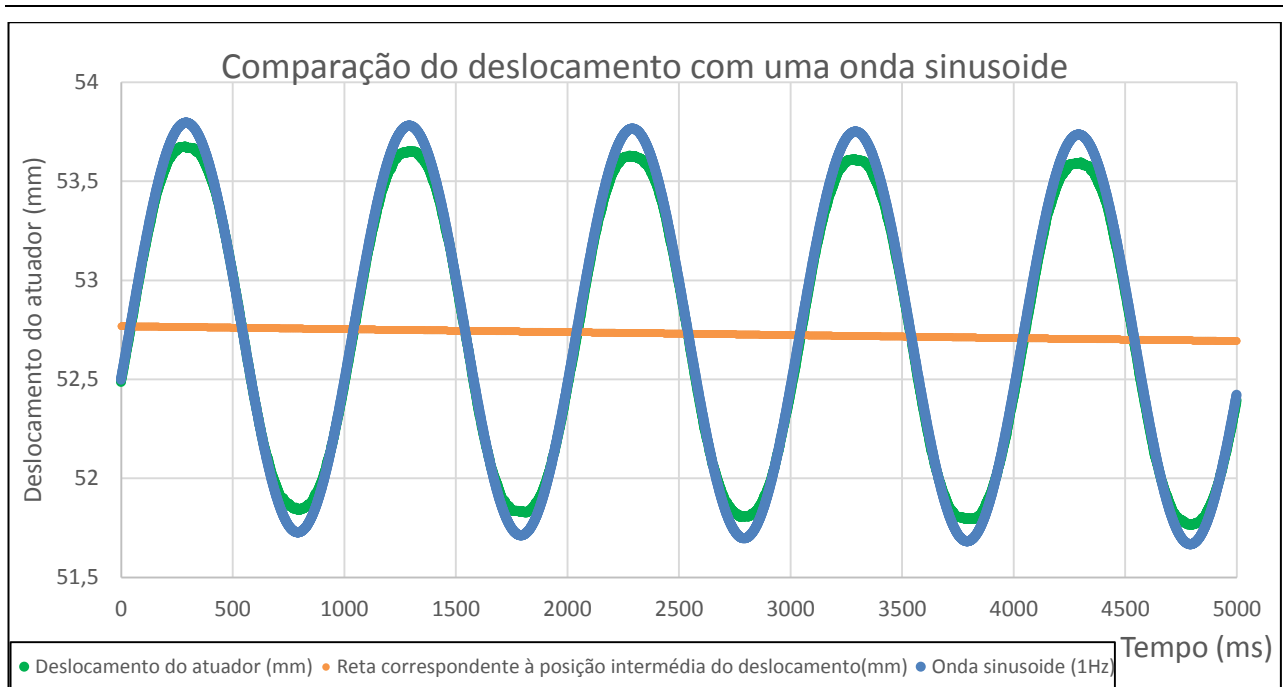


Figura A.2 – Desvio da curva de deslocamento da haste em relação a uma senoide em torno da mesma intermédia

Sabendo que a velocidade é a derivada do deslocamento e que o caudal é a velocidade com que um fluido atravessa uma secção, podemos dizer que existe uma atenuação do caudal quando a gaveta da válvula atravessa a posição zero. Isto deve-se à variação do coeficiente de descarga e da área que o fluido atravessa na válvula. Para conseguir visualizar melhor este efeito, foi necessário obter o valor experimental do caudal, partindo dos dados de deslocamento do atuador e utilizando métodos numéricos.

- **Derivação numérica dos dados de deslocamento do atuador**

Para realizar a derivação numérica do deslocamento do atuador foi necessário seleccionar um método de derivação mais apropriado para este caso. Existem vários métodos de derivação os quais estão representados a baixo.

- $f'(x) = \frac{f(x+h)-f(x)}{h}$, (A.1);

- $f'(x) = \frac{f(x)-f(x-h)}{h}$, (A.2);

- $f'(x) = \frac{f(x+h)-f(x-h)}{2h}$, (A.3);

- $f'(x) = \frac{f(x-2h)-8f(x-h)+8f(x+h)-f(x)}{12h}$, (A.4)

As expressões (A.1) e (A.2) permitem obter uma derivação numérica com uma aproximação linear ao erro mínimo. Uma vez que se pretende derivar uma curva e não uma reta, estas derivações numéricas são pouco apelativas.

A expressão (A.3) corresponde a uma aproximação quadrática ao erro mínimo. Esta derivação permite uma aproximação a uma curva que apresenta apenas um máximo ou um mínimo absoluto. Portanto esta derivação apresenta as características desejadas para este caso.

A expressão (A.4) corresponde a uma aproximação de quarto grau ao erro mínimo. Esta derivação permite uma aproximação a uma curva que pode apresentar máximos ou mínimos relativos. Neste caso, a existência de máximos ou mínimos relativos não é a mais desejada.

Desta forma foi utilizada a derivação numérica descrita na equação (A.3), obtendo o gráfico Figura A.3.

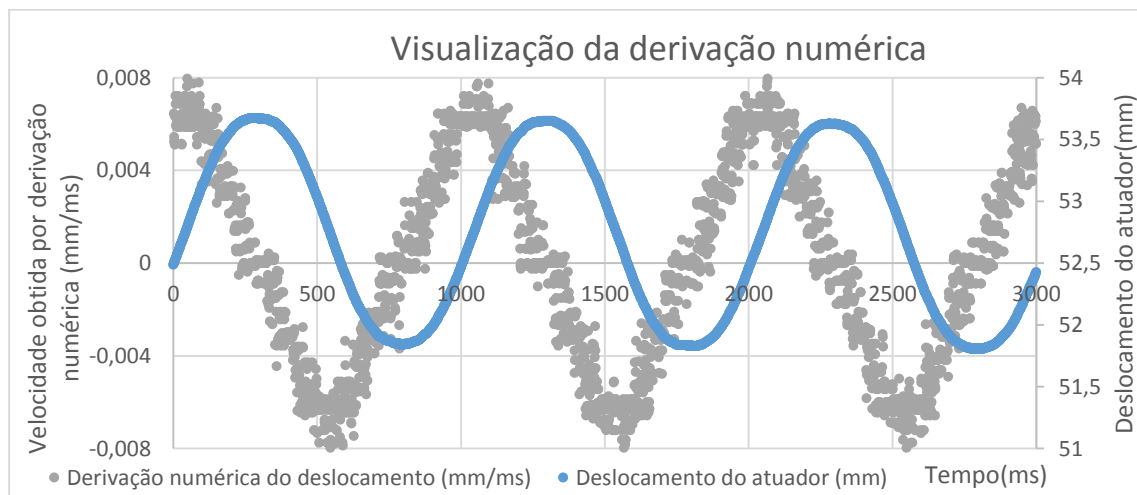


Figura A.3 – Gráfico onde está representado o deslocamento do atuador e a respetiva derivação numérica

Neste gráfico está a informação pretendida, sendo, porém, necessário filtrá-la deste conjunto de dados, com o objetivo de a tornar mais perceptível.

- **Tratamento dos dados da derivação e método dos mínimos quadrados**

Para tratar melhor os dados e para conseguir obter uma curva que melhor aproxime os pontos obtidos anteriormente, foi necessário recorrer a métodos numéricos. Neste caso foi utilizado o método dos mínimos quadrados.

Este método permite determinar os parâmetros de uma curva de aproximação, tendo em conta um determinado conjunto de dados, antes e depois do ponto a analisar. Esta curva pode ser selecionada,

mas não deve ser uma senoide, pois é necessário averiguar se existe algum comportamento anormal na curva. Desta forma, podemos selecionar uma outra que aproxime um conjunto de dados, com o objetivo de obter o valor correto do ponto em análise (ponto intermédio desse conjunto). Todavia, esta curva só é válida para o instante em análise, para garantir que o ponto em estudo se aproxima do comportamento do sistema nesse intervalo, qualquer que seja a fase do ciclo em análise. Assim, torna-se necessário definir uma curva para cada ponto dos dados a examinar, para determinar o valor desta no instante correspondente ao ponto em análise.

Outras opções de curvas seriam uma reta ou uma parábola que aproximassem um dado intervalo de pontos (muito inferior ao número total de amostras por ciclo). Por se tratar de uma curva iremos utilizar uma aproximação com uma parábola.

Desta forma, uma expressão para a parábola aproximadora pode ser semelhante à da expressão (A.5).

$$y = ax^2 + bx + c, \quad (\text{A.5})$$

Se definirmos esta expressão para um conjunto de dados podemos representá-los sobre a forma matricial, como sugere a equação (8.6).

$$\underbrace{\begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ \vdots \\ y_{n-1} \\ y_n \end{bmatrix}}_Y = \underbrace{\begin{bmatrix} x_1^2 & x_1 & 1 \\ x_2^2 & x_2 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ x_n^2 & x_n & 1 \end{bmatrix}}_A \underbrace{\begin{pmatrix} a \\ b \\ c \end{pmatrix}}_{\overline{X}} \leftrightarrow Y = AX, \quad (\text{A.6})$$

Desta expressão deve-se considerar o vetor ‘Y’ como o vetor de resultados obtidos pela derivação numérica, ‘n’ como o número de pontos a considerar para obter cada parábola, ‘A’ como a matriz de parâmetros conhecidos, ‘ x_i ’ $\forall i \in \{1, 2, \dots, n\}$ como o valor de tempo conhecido e o vetor ‘X’ como o vetor de parâmetros a determinar.

Pelo método dos mínimos quadrados obtém-se a expressão (A.7).

$$A^T AX = A^T Y, \quad (\text{A.7})$$

Assim, obtém-se:

$$A^T A = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n x_i^4 & \sum_{i=1}^n x_i^3 & \sum_{i=1}^n x_i^2 \\ \sum_{i=1}^n x_i^3 & \sum_{i=1}^n x_i^2 & \sum_{i=1}^n x_i \\ \sum_{i=1}^n x_i^2 & \sum_{i=1}^n x_i & \sum_{i=1}^n 1 \end{bmatrix}; \quad A^T Y = \begin{bmatrix} \sum_{i=1}^n y_i x_i^2 \\ \sum_{i=1}^n y_i x_i \\ \sum_{i=1}^n y_i \end{bmatrix}, \quad (\text{A.8})$$

A partir de manipulações algébricas é possível obter o valor de ‘a’, de ‘b’ e de ‘c’, que definem a curva aproximadora.

Para determinar a parábola aproximadora é necessário selecionar um intervalo de pontos conveniente para se extrair a informação desejada. É importante referir que não se pode selecionar um intervalo de pontos demasiado curto pois, nessas condições, pode manter-se impercetível a curva. Por outro lado, também não se deve selecionar um intervalo de pontos demasiado longo, porque se corre o risco de se perder amplitude e informações importantes dentro do intervalo a analisar. Neste caso, foram considerados os vinte pontos antes e depois do ponto a aproximar, para uma frequência de amostragem de 1000 Hz.

Partindo destas considerações e da Figura A.2, foi obtida a Figura A.3, na qual se observa a curva aproximadora.

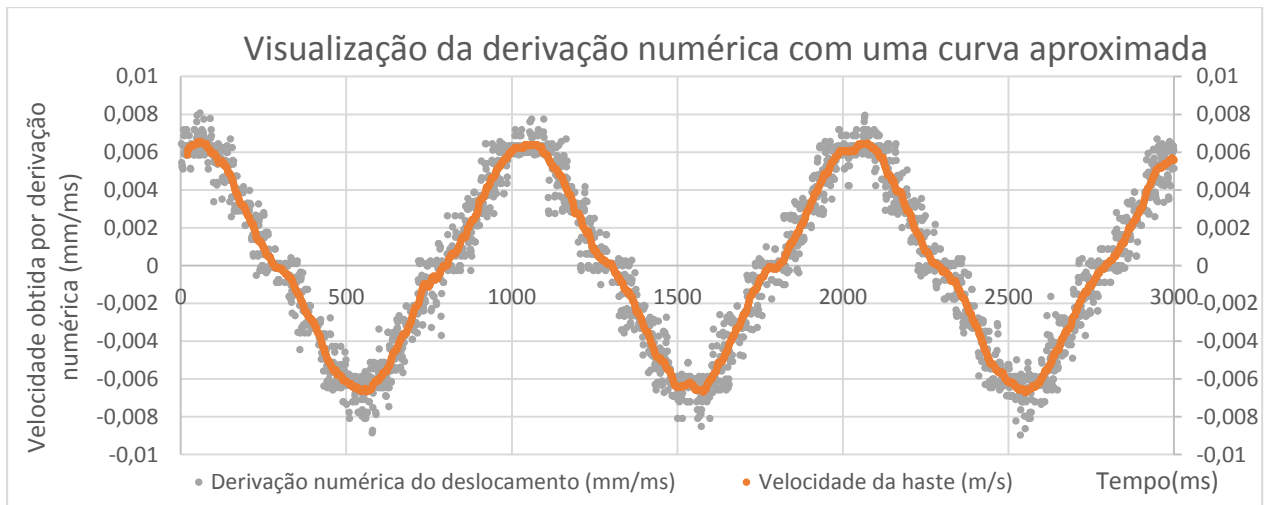


Figura A.4 – Gráfico onde está representada a derivação numérica do Figura A.4 e a curva aproximadora dessa derivação

É possível observar uma variação na curva quando esta se aproxima da velocidade nula. Isto deve-se à variação da área de estrangulamento de caudal e à variação do coeficiente de descarga. Também é importante referir que para estes valores de área de estrangulamento existe uma transição do tipo de escoamento de laminar para turbulento e vice-versa. Este resultado motivou a modelação das áreas de estrangulamento na válvula de forma mais detalhada.

Anexo B – Viscosidade do óleo

A viscosidade do óleo é uma propriedade importante a considerar nos sistemas óleo-hidráulicos, uma vez que é este parâmetro que influencia várias propriedades do fluido, as forças viscosas e os caudais de fuga. Para determinar o valor da viscosidade dinâmica foi necessário saber o valor da temperatura e aplicar a expressão (B.1).

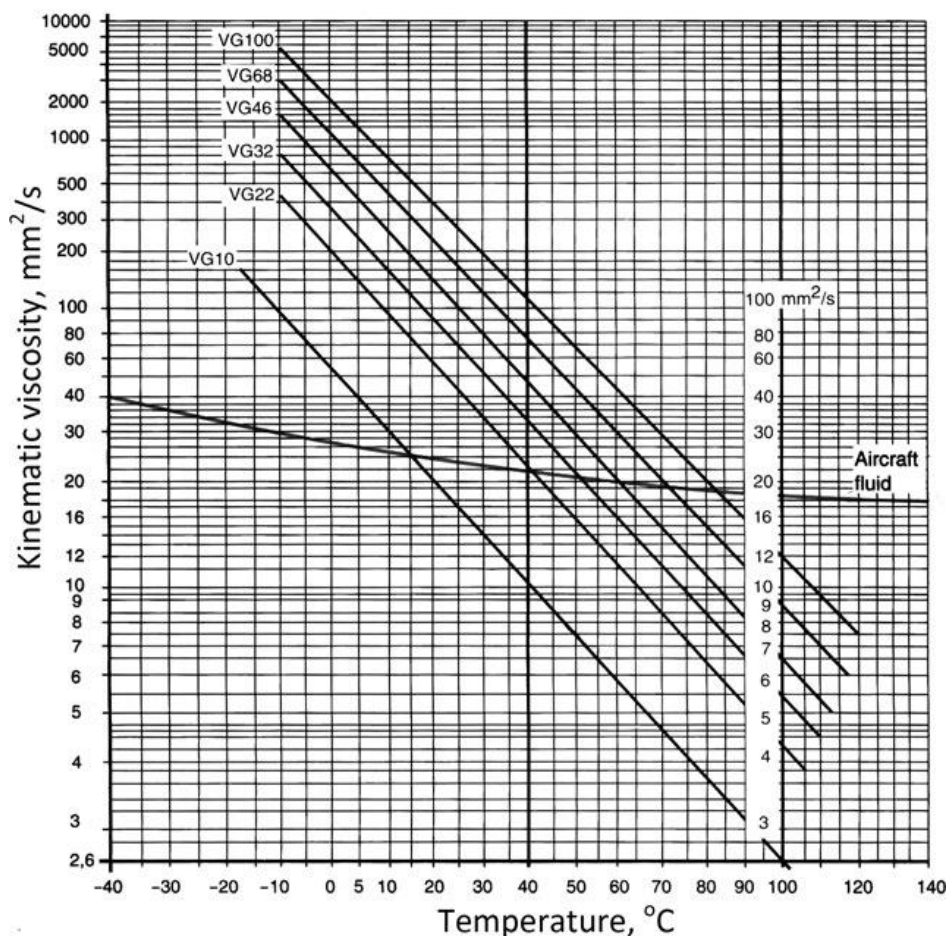


Figura B.1 – Gráfico no qual se observa a variação da viscosidade cinemática em função da temperatura do óleo

Com base neste gráfico, Figura B.1, é possível modelar a variação da viscosidade cinemática do óleo em função da temperatura, como sugerido pela equação (B.1).

$$\log(\log(v + 0,6)) = -m \log(T) + b, \quad (B.1)$$

Os parâmetros 'm' e 'b', relativos ao óleo em questão (ISO VG 32), foram obtidos pelo gráfico presente na Figura B.1.

Com o valor da viscosidade cinemática determinou-se o valor da viscosidade dinâmica do óleo através da equação (B.2).

$$\mu = \rho\nu, \quad (\text{B.2})$$

Desta forma consegue-se obter o valor da viscosidade dinâmica a partir da temperatura do óleo. Este valor é particularmente importante no caso dos caudais que se infiltram nas câmaras do atuador a partir das chumaceiras hidrostáticas e do caudal que se escapa de uma câmara para a outra devido à ausência de vedantes. Este valor também é importante para determinar a força de atrito viscoso associada ao movimento do atuador.

Anexo C – Compressibilidade efetiva do óleo

A compressibilidade do óleo é um fator que permite caracterizar a taxa de variação do volume de óleo em virtude da variação da pressão. Existem vários aspectos que influenciam a compressibilidade, sendo estes a temperatura, a pressão, o ar presente no óleo (o ar dissolvido não influencia este valor, apenas as bolhas de ar é que são consideradas como fator de influência), entre outros. Em termos de compressibilidade efetiva do óleo, existem vários modelos possíveis para representar este parâmetro, como se pode observar na Figura C.1.

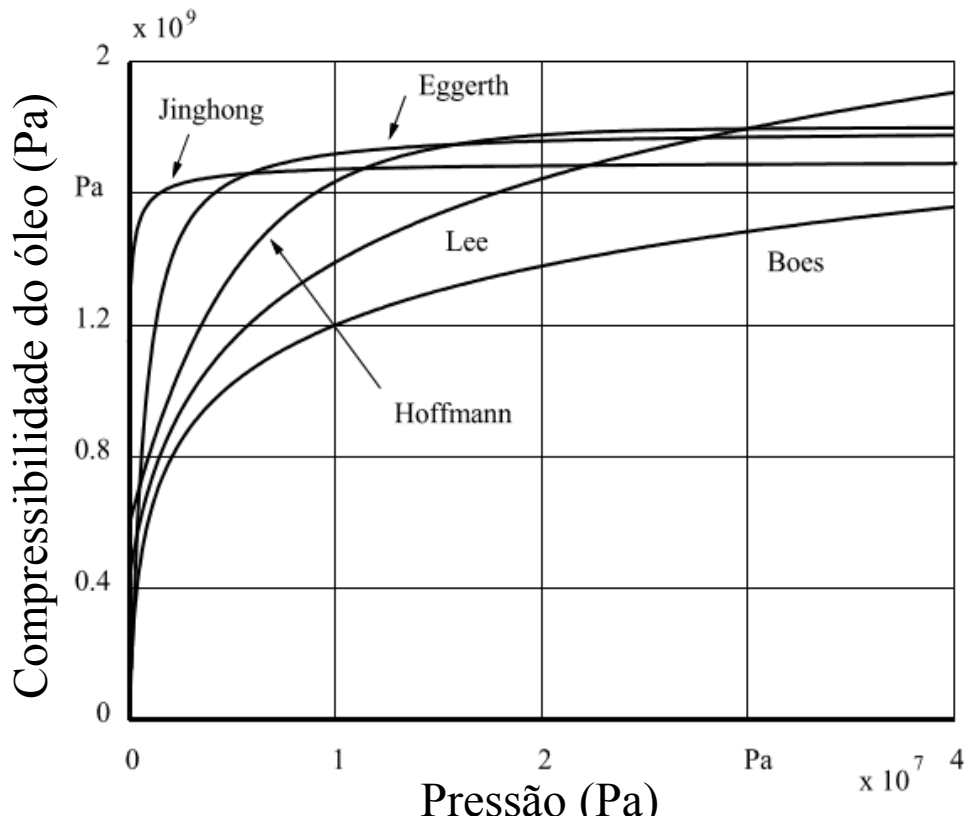


Figura C.1 – Gráfico no qual se pode comparar os diversos modelos de compressibilidade do óleo em análise

Cada um destes modelos apresenta características distintas que consideram diferentes propriedades que afetam o valor da compressibilidade do óleo. Estes modelos apresentam valores distintos para compressibilidade a baixas pressões, isto é, para as pressões inferiores a 100bar, sendo esta a pressão máxima do óleo para este sistema.

Para valores próximos de 0bar a compressibilidade do óleo nos modelos de Boes, [15], e Eggertn, [14], é muito próxima de zero, enquanto que no modelo de Lee, [16], é de 19% da compressibilidade máxima e no de Hoffmann é de 33%. O modelo de Eggertn, [14], considera a

evolução da temperatura na variação da compressibilidade do óleo. O modelo de Jinghong utiliza as propriedades termodinâmicas do ar e a infiltração deste no óleo.

Para este sistema de ensaios, com base nas considerações térmicas abordadas no Anexo E, não se justifica uma seleção do modelo da compressibilidade com base na temperatura do óleo, visto que esta foi aproximadamente constante durante os ensaios realizados. Assim, o modelo de Eggertn, [14], não se adequa a este sistema. Do mesmo modo, não foram consideradas as infiltrações de ar no óleo, excluindo, portanto, o modelo de Jinghong. O modelo de Boes, [15], não se adequa para este sistema uma vez que este sistema trabalha a pressões inferiores a 100bar. Visto que o modelo de Boes, [15], apresenta valores muito baixos de compressibilidade para este intervalo de pressões, particularmente para pressões inferiores a 50bar, não deve ser utilizado.

Neste caso o modelo que mais se adequa a este sistema é o modelo de Lee, [16], com base nos resultados experimentais. Este modelo é dado pela equação (C.1).

$$\beta_e = 0,5 \times \beta \times \log\left(99 \frac{P}{P_{ref}} + 1\right), \quad (C.1)$$

Anexo D – Volumes mortos de cada linha

Para se conseguir determinar a pressão do sistema através da compressibilidade do óleo é necessário determinar o volume morto do óleo em cada câmara e nas linhas de acesso a estas. Desta forma, foi utilizado o *software* de modelação *SolidWorks* para determinar o volume morto das linhas de acesso desde a válvula até às câmaras do atuador, como se pode observar na Figura D.1 e na Figura D.2.

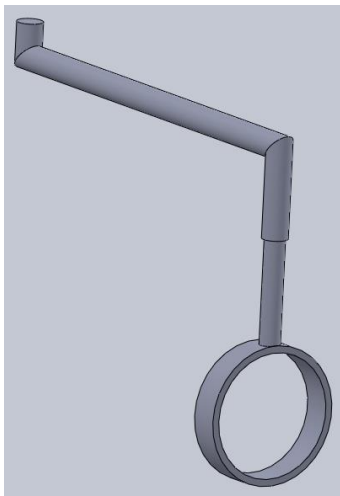


Figura D.1 – Volume morto na linha A

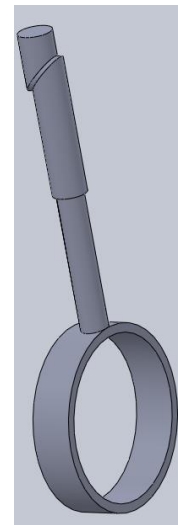


Figura D.2 – Volume morto na linha B

Assim foi possível determinar o volume morto de cada linha de acesso às câmaras. No caso da linha de acesso à câmara A o volume de óleo é de 10,06ml e no caso da linha B o volume é de 4,65 ml.

$$V_{0A} = y \times A + V_{morto\ na\ linha\ A}, \quad (D.1)$$

$$V_{0B} = (curso - y) \times A + V_{morto\ na\ linha\ B}, \quad (D.2)$$

Anexo E – Ensaio de temperatura

Com o objetivo de avaliar a evolução da temperatura ao longo do tempo, foram realizados alguns ensaios. Nestes ensaios foi possível verificar que, nos ensaios de curta duração, a temperatura aumentava de forma pouco apreciável, tornando-se cada vez menos apreciável à medida que aumentava. Por este motivo, foram realizados ensaios de longa duração, Figura E.1, com o intuito de determinar qual a temperatura de equilíbrio térmico.

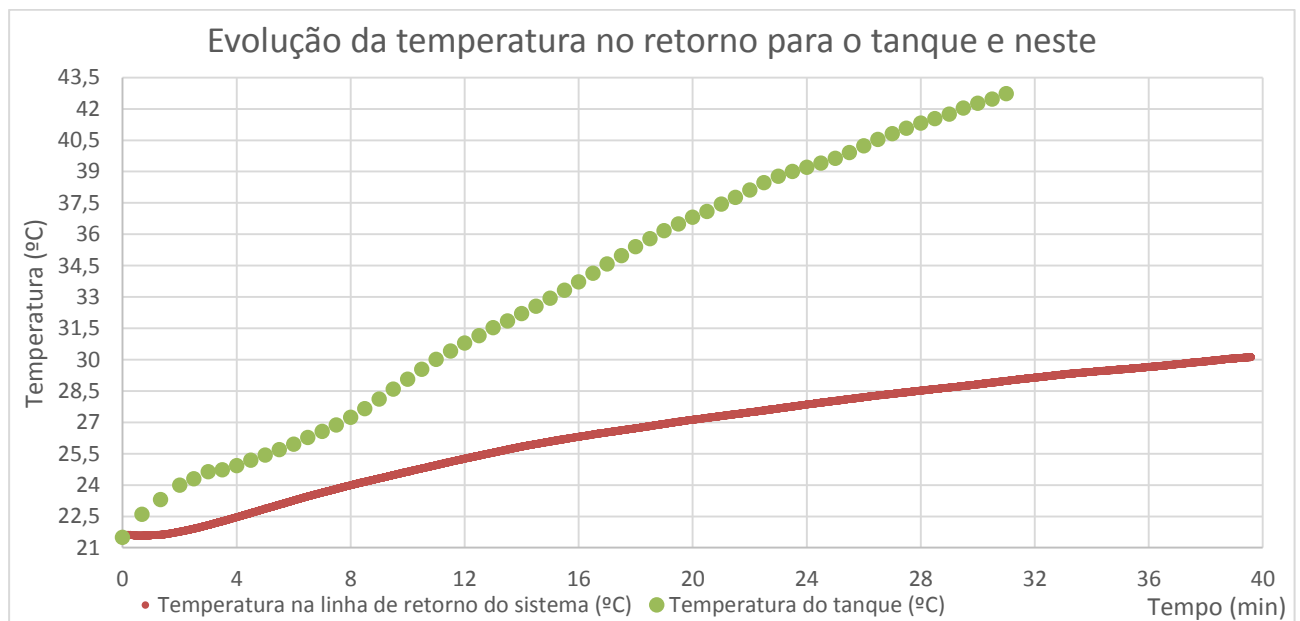


Figura E.1 – Gráfico onde se observam as variações das temperaturas do óleo que retorna do sistema ao tanque e no tanque

Este ensaio foi realizado com o intuito de se obter a variação da temperatura na linha de retorno do sistema ao tanque. Uma das particularidades deste ensaio é que foi necessário avaliar a evolução da temperatura do óleo no sistema, garantindo que a distribuição desta era aproximadamente homogênea. Por esse motivo foi selecionada uma frequência do sinal de referência de 0,1Hz, o que promovia um tempo de ciclo maior para o mesmo caudal de entrada no sistema.

Como se pode observar na Figura E.1, a temperatura do sistema tem uma tendência para se aproximar dos 32°C, ao contrário da temperatura do óleo no tanque que se aproxima de 48°C. No entanto, a temperatura do óleo no tanque é superior à da linha de retorno do sistema para o tanque.

Como o caudal passa maioritariamente pela válvula limitadora de pressão, e, com base no que já foi referido, conclui-se que o sistema está a desempenhar a função de dissipador de calor. Portanto, foi utilizado o valor $(\frac{32+48}{2})40^{\circ}\text{C}$ para a temperatura média do óleo que atravessa o sistema, na modelação, e para realizar os ensaios abordados no capítulo 3.

É também importante referir que este valor de temperatura só é válido para ensaios com uma amplitude de sinal de referência próxima de 1Vpp. Isto deve-se à influência do caudal na variação da temperatura, isto é, quanto maior for o caudal que atravessa o sistema, maior será a temperatura do óleo na linha de retorno ao tanque proveniente do sistema de ensaios.