

**Avaliação Experimental do Controlo de Força**  
**em**  
**Servossistema Hidráulico**

*Alcindo dos Santos Lopes*

**Dissertação**

Orientador:  
Professor Doutor Francisco J. T. Freitas



**Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica**

**Opção de Automação**

**Julho de 2010**



*Aos meus pais, irmão e avó*



## **Resumo**

O controle da grandeza força em ensaios dinâmicos de sistemas com alta variação paramétrica é um problema delicado em servossistemas hidráulicos. Este trabalho representa uma segunda fase, esta experimental, no estudo do controle de força num servossistema hidráulico.

Durante a primeira fase, foi realizado um estudo teórico, criado um modelo matemático e proposto um controlador avançado desenvolvido por aplicação da teoria *Quantitative Feedback Theory* (QFT), para um servossistema em particular, que apresentou excelentes resultados em simulação. No entanto, este trabalho não chegou a ver o seu trabalho de modelação global validado por uma parte experimental, que se pretende agora realizar.

Sendo assim, nesta segunda fase do trabalho, pretende-se então efetuar um estudo experimental no servossistema de forma a identificar o seu comportamento em controle de força até solicitações de 20 Hz.

Inicialmente, foram realizados uns ensaios experimentais “em deslocamento” até 20 Hz, baseados num controle proporcional, para estudar o comportamento geral do sistema e ganhar sensibilidade para todo o processo de execução de ensaios em servossistemas hidráulicos.

Face aos bons resultados obtidos com os ensaios foi comparado o comportamento do sistema com o modelo matemático e identificadas algumas discrepâncias que foram de imediato atenuadas de forma a podermos usar o modelo matemático para comparar com o comportamento no controle em força.

De seguida procedeu-se à execução dos ensaios para diferentes valor de carga e diferentes condições de rigidez do provete. Isto foi possível devido ao dispositivo de carga elástica desenvolvido que se demonstrou bastante adequado para o efeito.

Foram obtidos bons resultados, usando valores fixos no controlador proporcional. Contudo, concluiu-se que uma melhor solução para o controle do sistema seria usar um controlador proporcional de ganho variável com a velocidade pedida ao atuador.

Em paralelo com este trabalho foi elaborado um "manual de utilizador" para o *software* de controle e aquisição de dados usado neste trabalho, designado por *DynaTester*.



# Experimental Evaluation of Force Control in a Hydraulic Servo System

## Abstract

"Force control" in dynamic test systems with high parametric variation places a delicate problem in servo-hydraulic systems. This work represents a second phase, an experimental one, on the study of force control in a specific servo-hydraulic testing system.

During the first phase, it was conducted a theoretical study, created a mathematical model and proposed an advanced controller based on the application of "Quantitative Feedback Theory" (QFT), for a specific servo system, that showed excellent results in simulation. However, this work didn't get to be validated by an experimental work, which is now intended to be performed.

Thus, on this second phase of the work, an experimental study of the servo system has been performed in order to identify its behavior under "force control" up to 20 Hz dynamic testing.

Initially, experimental tests were carried out on "displacement control" up to 20 Hz, based on a proportional control strategy in order to study the general behavior of the system and obtain higher sensitivity to the whole process of execution of tests on servo-hydraulic systems.

"Displacement control" results were used for validation of the mathematical simulation model and for the identification of some discrepancies. The validated model was, then, tested under "force control" for its behavior to be compared with experimental results.

Then, "force control" tests were carried out under different load values and load stiffness conditions. This was possible due to a special development of an "elastic load" test apparatus, which proved to be quite adequate for the purpose.

Good results were obtained using a proportional control strategy alone. However, it was concluded that a better solution would be obtained should the proportional controller have a continuously variable gain.

Finally, based on the experimental experience gathered during this work, it was written an "user manual" for the *Data Acquisition and Control Software* used in this work, named *Dynatester*.



## **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 IDMEC, Eng. Carlos Pinto, Ricardo Carvalho e Tiago Teixeira, pela sua disponibilidade, paciência e conhecimentos transmitidos durante todo este trabalho de dissertação.

Ao Eng. Miguel Silva, autor do trabalho que serviu de base a este, pela sua disponibilidade, paciência e conhecimentos transmitidos.

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.

Um agradecimento especial ao INEGI/IDMEC e seu pessoal, pelo acolhimento nestes últimos meses, 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 núcleo de trabalho deste semestre, pessoal do ramo de automação do MIEM, pelo apoio e companheirismo demonstrados.

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.



## Glossário e símbolos

FEUP	Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto
INEGI	Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial
PID	Controlador Proporcional, Integrador e Derivativo
QFT	Quantitative Feedback Theory
$x_e, \dot{x}_e, \ddot{x}_e$	Posição, velocidade e aceleração do ambiente respetivamente
$x, \dot{x}, \ddot{x}$	Posição, velocidade e aceleração do atuador respetivamente
$A_{A,B}$	Área da câmara A e B respetivamente
$A_{n,p}$	Pseudoárea negativa e positiva respetivamente
$B_a$	Coefficiente de atrito viscoso do atuador
$B_e$	Coefficiente de atrito viscoso do ambiente
$B_s$	Coefficiente de atrito viscoso do transdutor de força
$C_{A,B}$	Coefficiente volume-pressão da câmara A e B do servoatuador
$f$	Frequência
$F$	Força medida pelo transdutor de força
$F_a$	Força hidráulica do atuador
$F_{max}^{-,+}$	Capacidade máxima, nominal, em tração e compressão respetivamente, do atuador
$k_{1,2,3,4,5}$	Coefficientes das equações de estrutura fixa das pseudoáreas
$K_c^{A,B}$	Coefficiente de caudal-pressão da câmara A e B do servoatuador
$K_e$	Rigidez do ambiente
$K_{eq}$	Rigidez equivalente
$K_s$	Rigidez do transdutor de força
$M_a$	Massa do conjunto êmbolo, haste e transdutor de força
P	Conjunto de sistemas possíveis dada a incerteza paramétrica do modelo

$p_{A,B}$	Pressão na câmara A e B respetivamente
$p_n$	Pressão nominal
$p_{PA,PB,AT,BT}$	Queda de pressão entre orifícios da válvula
$p_{ref}$	Pressão de referência
$p_s$	Pressão na fonte, no orifício P da válvula
$p_t$	Pressão no tanque, no orifício T da válvula
$Q_A$	Caudal no orifício A da válvula
$Q_B$	Caudal no orifício B da válvula
$Q_n$	Caudal nominal
$Q_P$	Caudal no orifício P da válvula
$q_{PA,PB,AT,BT}$	Caudal entre orifícios da válvula
$Q_T$	Caudal no orifício T da válvula
$t$	Instante de tempo
$V_{A,B}$	Volume da câmara A e B respetivamente
$\bar{V}_{A,B}$	Volume morto na câmara A e B respetivamente
$w$	Frequência em rad/s
$w_n$	Frequência natural
$\bar{x}_{sp}$	Posição da válvula normalizada [-1, 1]
$\beta_{eA,eB}$	Módulo de compressibilidade efectiva nas câmaras A e B respetivamente
$\Delta p_{PA,PB,AT,BT}$	Varição de queda de pressão entre orifícios da válvula
$\Delta t$	Intervalo de tempo
$\zeta$	Razão de amortecimento

# Índice de conteúdos

Resumo .....	v
Abstract.....	vii
Agradecimentos .....	ix
Glossário e símbolos.....	xi
Índice de conteúdos .....	xiii
Índice de figuras .....	xv
Índice de tabelas .....	xxi
1 Introdução.....	1
1.1 Contextualização .....	1
1.2 Breve descrição do trabalho anterior .....	4
1.3 Objetivos genéricos do presente trabalho .....	4
2 Estudo prévio do sistema de ensaio .....	7
2.1 Sistema de ensaio de apoio à dissertação .....	7
2.2 Modelo matemático do servoatuador .....	12
2.3 Controlador obtido pela teoria QFT .....	17
2.4 <i>Software</i> de aquisição e controlo .....	19
2.5 Dispositivo de carga elástica para atuador .....	22
3 Ensaaios experimentais .....	25
3.1 Condições propostas para os ensaios.....	25
3.2 Execução dos ensaios .....	29
3.3 Análise de resultados temporais .....	33
3.4 Funções desenvolvidas em <i>Matlab</i> .....	41
3.5 Análise de resultados no domínio frequencial.....	44
4 Validação do modelo matemático .....	49
4.1 Descrição do modelo matemático.....	49

4.2	Procedimento de simulação .....	52
4.3	Análise frequencial .....	57
4.4	Análise temporal .....	59
5	Ensaaios com controlo em força .....	63
5.1	Estratégia de ensaio.....	63
5.2	Execução dos ensaios.....	67
5.3	Análise no domínio temporal.....	69
5.4	Funções desenvolvidas em <i>Matlab</i> .....	74
5.5	Análise no domínio frequencial .....	74
5.6	Análise em carta de <i>Nichols</i> .....	81
6	Simulação com controlo em força .....	83
6.1	Aspetos da simulação.....	83
6.2	Simulação e tratamento de dados.....	83
6.3	Problemas e soluções encontradas .....	84
6.4	Análise temporal .....	85
6.5	Controlador proporcional de ganho variável .....	87
7	Importância/influência da válvula.....	91
7.1	Descrição das válvulas .....	91
7.2	Descrição dos ensaios efetuados com a válvula <i>Parker</i> .....	93
7.3	Análise frequencial do comportamento das válvulas usadas .....	93
7.4	Análise temporal do comportamento das válvulas usadas.....	95
8	Conclusões e trabalhos futuros .....	99
9	Bibliografia .....	103
	ANEXO A – Desenhos de definição 2D do D.C.E.A.....	105
	ANEXO B – Função <i>Matlab</i> “DBode.m” .....	111

## Índice de figuras

Figura 2:1 - Sistema experimental de ensaio.....	7
Figura 2:2 – Grupo Hidráulico do sistema .....	8
Figura 2:3 – Servoatuador do sistema de ensaio .....	10
Figura 2:4 – Cartas de aquisição, PCI-6208V (esquerda) e PCI-9114 (direita).....	11
Figura 2:5 – Diagrama de blocos referente ao modelo não linear do servoatuador .....	12
Figura 2:6 – Sistema MISO com dois graus de liberdade ( <i>DOF</i> ) .....	17
Figura 2:7 – Parte do desenho 2D do dispositivo de carga elástica para atuador.....	22
Figura 2:8 – Gráfico representativo das linhas características possíveis com molas da mesma dimensão em diferentes combinações (Schnorr, Disc Spring Engineering 2009) .....	23
Figura 3:1 - Diagrama simplificado do controlador proposto para o sistema .....	27
Figura 3:2 – Gráfico de comparação entre transdutor interno e externo .....	30
Figura 3:3 – Sinusóides de 1 e 20 Hz lidas a 100 Hz .....	31
Figura 3:4 – Sinusóides de 1 e 20 Hz lidas a 400 Hz .....	31
Figura 3:5 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 1 Hz com 0 kN e $K_p = 1$ .....	34
Figura 3:6 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 10 Hz com 0 kN e $K_p = 4$ .....	34
Figura 3:7 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 20 Hz com 0 kN e $K_p = 6$ .....	35
Figura 3:8 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 1 Hz com 6 kN e $K_p = 1$ .....	36
Figura 3:9 - Resposta do sistema na posição intermédia a 18 Hz com 6 kN e $K_p = 2$ .....	37
Figura 3:10 – Gráfico da evolução da frequência natural do cilindro com a posição do atuador .....	37
Figura 3:11 – Resposta do servossistema a 20 Hz para diferentes valores de $K_p$ .....	38
Figura 3:12 – Resposta do sistema na posição intermédia a 4 Hz com 0 kN e $K_p = 6$ .....	39
Figura 3:13 – Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga, $K_p = 1$ , a 1, 2 e 4 Hz .....	39
Figura 3:14 - Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga, $K_p = 1$ , a 18 e 20 Hz	40
Figura 3:15 - Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga, $K_p = 6$ , a 1, 2 e 4 Hz	40

Figura 3:16 - Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga, $K_p = 6$ , a 18 e 20 Hz	41
Figura 3:17 – Determinação do atraso temporal e do período.....	43
Figura 3:18 – Interpolação linear para contornar o problema da oscilação de sinal.....	44
Figura 3:19 – Diagrama de Bode, ensaio na posição 100 mm, sem carga.....	45
Figura 3:20 - Diagrama de Bode, ensaio na posição 100 mm, com 3 kN de carga inicial .....	46
Figura 3:21 – Diagrama de Bode, resultados em diferentes posições, sem carga e com ganho de controlador proporcional unitário.....	47
Figura 3:22 - Diagrama de Bode, resultados em diferentes situações de carga, na posição inicial do cilindro (100 mm) e com ganho de controlador proporcional unitário.....	48
Figura 4:1 – Modelo de simulação em <i>Matlab Simulink</i> .....	50
Figura 4:2 – Modelo do servoatuador em <i>Matlab Simulink</i> .....	50
Figura 4:3 - Modelo da dinâmica do ambiente em <i>Matlab Simulink</i> .....	51
Figura 4:4 - Modelo do grupo hidráulico em <i>Matlab Simulink</i> .....	51
Figura 4:5 – Modelo do controlador de posição em <i>Matlab Simulink</i> .....	52
Figura 4:6 – Diagrama de Bode de comparação entre resultados experimentais e simulados, na posição recuada, sem carga.....	54
Figura 4:7 – Diagrama de Bode de comparação na posição intermédia sem carga.....	55
Figura 4:8 - Diagrama de Bode de comparação na posição intermédia sem carga com ajustes efetuados .....	56
Figura 4:9 – Relação entre $B_a$ e $B_{cyl}$ em função da velocidade do atuador .....	57
Figura 4:10 - Diagrama de Bode, simulações em diferentes posições, sem carga e com $K_p=1$ .....	58
Figura 4:11 - Diagrama de Bode, simulações em diferentes situações de carga, na posição recuada e com $K_p=1$ .....	58
Figura 4:12 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 1 Hz com 0 kN e $K_p = 1$ .....	59
Figura 4:13 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 10 Hz com 0 kN e $K_p = 4$ .....	60
Figura 4:14 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 20 Hz com 0 kN e $K_p = 6$ .....	60
Figura 4:15 - Resposta modelo na posição intermédia a 4 Hz com 0 kN e $K_p = 6$ .....	61

Figura 4:16 - Resposta modelo na posição mais recuada a 1 Hz com 6 kN e $K_p = 1$ .....	61
Figura 5:1 – Conjunto de 3 molas de disco na disposição de menor rigidez .....	64
Figura 5:2 - Conjunto de 6 molas de disco sob a forma de 3 molas duplas, na disposição de rigidez intermédia.....	65
Figura 5:3 - Conjunto de 6 molas de disco sob a forma de 3 molas triplas, na disposição de rigidez mais elevada .....	65
Figura 5:4 – Comportamento das molas de disco ao nível de deformação (s) com a variação da carga (F).....	67
Figura 5:5 - Resposta do sistema na posição mais recuada a 1 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e $K_p = 7$ .....	69
Figura 5:6 - Resposta do sistema na posição mais recuada a 10 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e $K_p = 8$ .....	70
Figura 5:7 - Resposta do sistema na posição mais recuada a 20 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e $K_p = 8$ .....	70
Figura 5:8 - Resposta do servossistema a 20 Hz para diferentes valores de $K_p$ .....	71
Figura 5:9 - Resposta do servossistema na posição intermédia, 4 kN de carga média, $K_p = 5$ , de 1 até 20 Hz .....	72
Figura 5:10 - Resposta do servossistema na posição intermédia, 4 kN de carga média, $K_p = 15$ , de 1 até 20 Hz .....	72
Figura 5:11 - Resposta do servossistema na posição inicial, 7 kN de carga média, $K_p = 5$ , a 1, 2 e 4 Hz.....	73
Figura 5:12 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 1,5 kN/mm de rigidez .....	75
Figura 5:13 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 4,5 kN/mm de rigidez .....	76
Figura 5:14 - Diagrama de Bode em diferentes posições, 4 kN de carga média, 1,5 kN/mm de rigidez e $K_p = 5$ .....	77
Figura 5:15 - Diagrama de Bode para diferentes situações de carga média, na posição intermédia e com $K_p = 5$ .....	78

Figura 5:16 – Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 1,5 kN/mm de rigidez.....	79
Figura 5:17 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 3 kN/mm de rigidez.....	79
Figura 5:18 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 4,5 kN/mm de rigidez.....	80
Figura 5:19 – Ganho proporcional do controlador $K_p$ variável com a velocidade do atuador $ v $ .....	81
Figura 5:20 – Carta de <i>Nichols</i> com todas as curvas do comportamento do servossistema entre 1 e 20 Hz .....	82
Figura 6:1 - Diagrama de Bode de comparação entre resultados do sistema real e simulação depois dos ajustes.....	85
Figura 6:2 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 1 Hz com 4 kN, rigidez 1,5 kN/mm e $K_p = 5$ .....	86
Figura 6:3 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 10 Hz com 4 kN, rigidez 1,5 kN/mm e $K_p = 15$ .....	86
Figura 6:4 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 20 Hz com 4 kN, rigidez 1,5 kN/mm e $K_p = 25$ .....	87
Figura 6:5 – Comparação entre controlador proporcional de ganhos fixos com controlador de ganho variável.....	88
Figura 6:6 – Carta de <i>Nichols</i> referente ao comportamento do controlador de ganho variável no modelo.....	88
Figura 7:1 - Diagrama de Bode do fabricante da válvula <i>Eaton Vickers</i> .....	91
Figura 7:2 – Diagrama de Bode do fabricante da válvula <i>Parker</i> .....	92
Figura 7:3 – Diagrama de Bode com a válvula <i>Parker</i> na posição inicial e sem carga opositora .....	94
Figura 7:4 - Diagrama de Bode com a válvula <i>Parker</i> na posição inicial com 7 kN de carga média e 1,5 kN/mm de rigidez .....	94
Figura 7:5 – Comparação com a válvula <i>Eaton Vickers</i> (azul) e <i>Parker</i> (preto) num ensaio em força .....	95

Figura 7:6 - Resposta com válvula *Parker* na posição mais recuada a 1 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 7$  ..... 96

Figura 7:7 - Resposta com válvula *Parker* na posição mais recuada a 10 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 8$  ..... 96

Figura 7:8 - Resposta com válvula *Parker* na posição mais recuada a 20 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 8$  ..... 97



## **Índice de tabelas**

Tabela 2:1 - Valores dos coeficientes das equações das <i>pseudoáreas</i> .....	14
Tabela 2:2 - Variação paramétrica do modelo linearizado.....	16
Tabela 5:1 – Caudal necessário em função da rigidez do provete e amplitude em força imposta .....	66



# 1 Introdução

Neste primeiro capítulo, é feita uma contextualização do tema, demonstrando a importância do controle de força nos servossistemas hidráulicos e apresentado o enquadramento geral do trabalho. Depois será realizada uma breve descrição do trabalho anteriormente desenvolvido e por fim serão apresentados os objetivos genéricos do trabalho.

## 1.1 Contextualização

Desde o início da Humanidade que existe a necessidade de conhecer as características dos materiais e estruturas e como tal vários métodos de ensaio foram desenvolvidos ao longo do tempo como forma de determinar essas características.

Inicialmente o interesse era apenas conhecer os limites mecânicos e como tal as solicitações eram simples e pontuais. Atualmente os requisitos são mais exigentes, as solicitações mais complexas e a precisão, cada vez mais, um fator determinante.

Os sistemas hidráulicos, devido às suas características de transmissão de energia, flexibilidade e facilidade de controle de grandes quantidades de energia, são cada vez mais utilizados neste tipo de aplicações (sistemas de ensaio). Os sistemas hidráulicos são, hoje em dia, sob a forma de servossistemas hidráulicos, usados nas mais variadas máquinas e sistemas de ensaio pois além de serem flexíveis e capazes de serem rigorosamente controlados, possibilitam elevada capacidade de força.

Nos sistemas de ensaio de materiais ou estruturas, as grandezas que se pretendem controlar são o deslocamento, a força ou outras que derivam de uma destas como, por exemplo, a tensão ( $\sigma=F/A$ ). No caso da tensão, como, normalmente, a área do provete é tida como constante, ao sabermos a força que estamos a aplicar sabemos qual a tensão correspondente.

Contudo, a força demonstra-se como a grandeza que cria mais problemas no seu controle. Isto acontece porque, além de apenas se conseguir controlar em força um provete se este oferecer resistência, o que é uma inevitabilidade física, temos de ter especial atenção ao comportamento desta grandeza pois a rigidez do material nem sempre é, antecipadamente,

conhecida e pode, até, variar ao longo do ensaio. Outros parâmetros, relativos ao próprio servomotor usado, podem também variar, porque quando utilizado em condições diferentes, como por exemplo, em diferentes posições do seu curso, tem potencialmente comportamentos diferentes, nomeadamente em situações de solicitação dinâmica.

Colocando de parte a hipótese de a resistência do provete se anular, como é o caso de ensaios de rotura, que provocaria uma aceleração constante do atuador ( $F_{disponível} = M \times a$ ), apenas limitada pela dinâmica máxima deste (massa do atuador demasiado pequena), interessa conseguirmos um controlo em força do sistema que contemple todas estas variações paramétricas.

Em relação às trajetórias de solicitação requeridas nos ensaios, estas podem ser de diferentes tipos, tais como, constantes, progressivas, cíclicas ou a combinação destas. As mais usadas nos sistemas de ensaio, principalmente de alta frequência, são as trajetórias cíclicas do tipo sinusoidal.

Nos últimos anos, a solicitação de sistemas de ensaio a alta frequência tem vindo a aumentar, muito devido à crescente necessidade de estudo do comportamento de materiais submetidos a solicitações dinâmicas, como por exemplo, ensaios associados a aeronáutica (aviões e helicópteros), ou a comboios de elevada velocidade como é o TGV.

A evolução de modelos matemáticos do comportamento de materiais permitiu, aos investigadores, submeter os mesmos a gamas de frequências mais alargadas, diminuindo o tempo e custo laboratorial para os mesmos resultados práticos.

Outro caso de aplicação de ensaios cíclicos é nos ensaios de fadiga, cujo objectivo é acelerar a determinação da vida útil de componentes. Aumentando a frequência de solicitação, os ensaios ficam mais curtos no tempo, o que facilita o desenvolvimento e aparecimento de novas aplicações desses materiais de uma forma mais rápida e segura.

Sendo assim, o fato de necessitarmos de solicitações dinâmicas vai provocar outros problemas que têm de ser tidos em conta no desenvolvimento do controlador.

Em resumo, verifica-se que o controlo de força coloca desafios importantes aos sistemas hidráulicos não só porque requer a realização de ensaios estáticos como dinâmicos, mas também com elevada variação de carga. Caso estes requisitos sejam cumpridos, para diferentes características de rigidez do provete, as necessidades de solicitação nos ensaios de materiais e estruturas ficam adequadamente contempladas.

Este trabalho de dissertação é realizado no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, opção de Automação, da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e é referente à “Avaliação Experimental do Controlo de Força em Servossistema Hidráulico”. Realizado no segundo semestre do ano lectivo de 2009/10, este trabalho contou com a orientação do Professor Doutor Francisco Freitas.

O trabalho aqui descrito é, de certo modo, consequência do trabalho desenvolvido por José Miguel Coutinho da Silva no seu trabalho de dissertação de Mestrado em Automação, Instrumentação e Controlo na Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. Realizado no ano lectivo de 2008/09, o trabalho intitulado “Sistema Servo-Hidráulico de Ensaio Dinâmico de Estruturas – um caso de desenvolvimento”, (Silva 2009), contou com a supervisão do Professor Doutor Francisco Freitas e do Professor Doutor Fernando Gomes de Almeida. Neste trabalho foi desenvolvido e testado em *Matlab Simulink* um controlador de força com variação paramétrica, para o qual se obtiveram resultados bastante satisfatórios.

No entanto, este trabalho não chegou a ver os seus resultados de modelação validados por uma componente experimental, que se pretende agora realizar.

## 1.2 Breve descrição do trabalho anterior

Tal como foi referido anteriormente, a dissertação proposta consiste, de certo modo, na continuação do trabalho de dissertação de Miguel Silva que teve por título “Sistema Servo-Hidráulico de Ensaio Dinâmico de Estruturas – um caso de desenvolvimento”, (Silva 2009).

O trabalho consistiu em identificar, modelar e desenvolver um controlador utilizando a teoria *Quantitative Feedback Theory* (QFT) para o servossistema hidráulico utilizado neste trabalho, descrito mais à frente na secção 2.1.

O trabalho começou pela análise e desenvolvimento de um modelo matemático não linear do servoatuador. De seguida foi feita a linearização do modelo e a síntese de um controlador de força pela teoria QFT, teoria desenvolvida por Isaac *Horowitz* no início da década de 60, nos seus trabalhos de controlo de trajetórias em aplicações militares.

Devido ao interesse em obter um controlo para solicitações dinâmicas desde 0,1 Hz até aos 20 Hz e obter o melhor desempenho possível foi decidido dividir a gama de frequências em dois intervalos complementares e assim criar dois controladores para diferentes condições de funcionamento dinâmico. Sendo assim, foi proposto desenvolver um controlador para ensaios de baixa frequência (0,1 Hz até 2 Hz) e outro controlador para ensaios de elevada frequência (2 Hz até 20 Hz).

O comportamento dos controladores foi obtido por simulação através do *software Matlab Simulink*. Os resultados numéricos mostraram-se bastante satisfatórios, para uma gama alargada de variação dos parâmetros do ensaio, nomeadamente aqueles que são associados às características dos materiais (rigidez, valor da carga máxima).

## 1.3 Objetivos genéricos do presente trabalho

Como o trabalho anterior foi, essencialmente, baseado em simulação numérica, pretende-se com este trabalho estudar experimentalmente o comportamento do controlo de força no servossistema hidráulico, abordado no trabalho anterior, com o objectivo da sua validação experimental.

Pretende-se, numa primeira fase deste trabalho, estudar o comportamento do sistema efetuando ensaios experimentais com controlo "em deslocamento". Com esta fase do trabalho poder-se-á realizar uma primeira validação do modelo matemático desenvolvido no trabalho anterior.

Depois de identificado devidamente o efectivo comportamento do sistema, será realizada a análise do seu comportamento experimental em controlo de força, para diferentes condições de valor carga e de rigidez do material a ensaiar.

Para tal, existe a necessidade de desenvolver um sistema de carga elástica adequado para permitir ensaios "flexíveis e repetíveis" em força.

Para a execução dos ensaios está disponível um controlador PID ajustável, sendo igualmente perspectivável o ensaio com um controlador desenvolvido pela teoria QFT. Este último, torna-se importante porque embora os resultados de simulação tenham sido satisfatórios fica a dúvida sobre o comportamento do mesmo na realidade. Para tal existe a necessidade de implementar o controlador no sistema real e analisar o seu comportamento relacionando-o com o controlo efetuado com o PID ajustável.

Como já foi demonstrado, pretende-se também validar o modelo matemático desenvolvido de forma a verificar se este se identifica com o sistema real usado. Para tal serão comparados os resultados obtidos no sistema real com o modelo em simulações realizadas em *Matlab Simulink*.

Resumindo, o interesse deste trabalho é analisar o comportamento do controlo de força num sistema físico próprio, com características reproduzíveis, e verificar se os controladores aqui apresentados são suficientemente robustos de forma a trabalharem em controlo de força até frequências de 20 Hz admitindo significativas variações paramétricas no sistema, nomeadamente a variações de rigidez do provete na proporção de 1:4.

Neste capítulo realizou-se uma introdução ao trabalho mostrando qual o seu enquadramento e objetivos a atingir.

No próximo capítulo serão apresentados o sistema de ensaio de apoio a esta dissertação, o modelo matemático do servoatuador e o controlador obtido pela teoria QFT desenvolvidos por Miguel Silva. Serão também apresentados o *software* de aquisição e controlo e o dispositivo de carga elástica para o atuador desenvolvido neste trabalho.



## **2 Estudo prévio do sistema de ensaio**

Neste capítulo será feita uma descrição do sistema de ensaio de apoio à dissertação com o objectivo de se perceber melhor quais as suas características e limitações. Nesta abordagem serão também apresentadas as soluções implementadas no sistema de ensaio de modo a ficar operacional para a realização de ensaios em controlo de força com as características desejadas.

Sendo assim, neste capítulo, analisam-se os vários elementos do sistema de ensaio e os modelos matemáticos usados na síntese do controlador, desde o modelo não linear do servoatuador. Apresenta-se também o *software* de aquisição e controlo do sistema e o dispositivo de carga elástica para o atuador desenvolvido para possibilitar a variação de rigidez do provete e podermos efetuar os ensaios em controlo de força com as características desejadas.

### **2.1 Sistema de ensaio de apoio à dissertação**

Esta dissertação tem como suporte físico, para a realização dos ensaios, o sistema de ensaio da figura 2:1, disponível no Laboratório de Automação Industrial (LAI) do INEGI.



Figura 2:1 - Sistema experimental de ensaio

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

- Grupo hidráulico
- Servoatuador
- Estrutura de suporte do atuador
- Sistema de aquisição de dados e controlo

Na literatura (Silva 2009) este sistema de ensaio foi já identificado pelo que se apresenta de seguida um resumo das características mais relevantes a este trabalho sobre os elementos usados, com base na obra indicada.

### **2.1.1 Grupo hidráulico**



Figura 2:2 – Grupo Hidráulico do sistema

O grupo hidráulico da figura 2:2 é composto pelos seguintes elementos:

- Reservatório com capacidade para 100 litros de óleo;
- Permutador de calor água-óleo;
- Quadro elétrico de potência e comando;
- Circuito hidráulico auxiliar:
  - Motor elétrico trifásico de 3 kW;
  - Bomba de engrenagem;
  - Válvula limitadora de pressão, de regulação manual;
  - Válvula de carga de comando elétrico;
- Circuito hidráulico principal:
  - Motor elétrico trifásico de 15 kW;
  - Bomba de cilindrada variável de pistões axiais, de barrilete rotativo e de eixo inclinado, *Mannesmann Rexroth* modelo *A7V 20 EL 2.0 RPGOO*, capaz de gerar, a 1500 rpm, aproximadamente 30 l/min @ 350 bar;
  - Válvula limitadora de pressão, de regulação manual, ajustada para 110 bar;
  - Acumulador hidráulico de membrana de 0,75 litros;
  - Transdutor de pressão, *AEP* modelo *TP12*, para medição de pressão absoluta máxima até 250 bar, com erro de linearidade e histerese inferiores a  $\pm 0,2\%$  ( $\pm 0,5$  bar) e sinal analógico de saída de 0-10 VDC;

O circuito auxiliar serve para assegurar a pressão mínima de pilotagem, do sistema de regulação de cilindrada da bomba principal, acima de 40 bar.

## 2.1.2 Servoatuador hidráulico

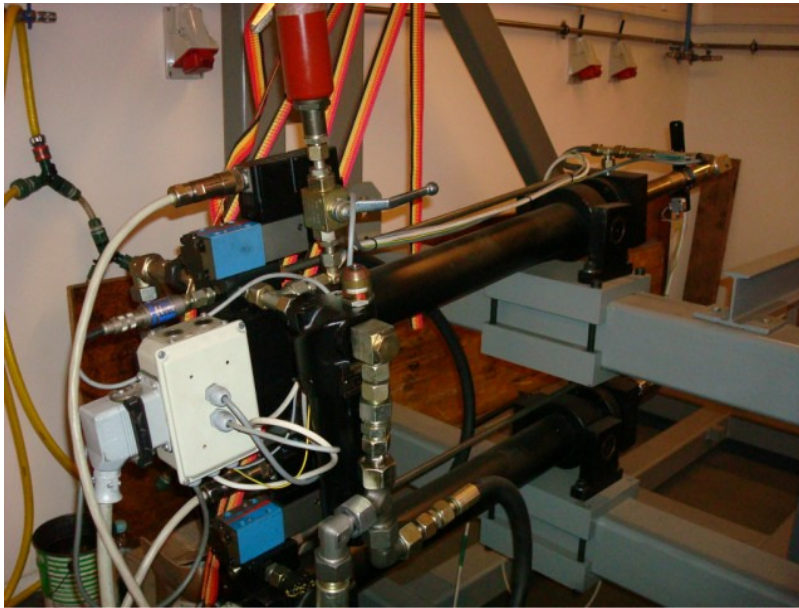


Figura 2:3 – Servoatuador do sistema de ensaio

O servoatuador da figura 2:3 possui os seguintes elementos:

- Cilindro hidráulico assimétrico, com vedantes de baixo atrito, com dimensões  $\text{Ø}63 \text{ mm} \times \text{Ø}40 \text{ mm} \times 700 \text{ mm}$ ;
- Válvula proporcional de alta performance *Eaton Vickers* modelo *KBSDG4V-3-92L-24-PE7-H7-10*, caudal nominal 24 l/min e comando analógico de  $\pm 10 \text{ VDC}$ ;
- Transdutor de posição interno sem contacto *Gefran*, do tipo magnetostrictivo, modelo *IK1A* para 700 mm de curso, sinal de saída de 0-10 VDC, com resolução inferior a 0,1 mV (7  $\mu\text{m}$ );
- Transdutor de força *AEP* modelo *TCE* para uma carga nominal de 25 kN, erro de linearidade inferior a  $\pm 0,03 \%$  ( $\pm 0,75 \text{ kgf}$ ), histerese inferior a  $\pm 0,03 \%$  ( $\pm 0,75 \text{ kgf}$ ) e repetibilidade inferior a  $\pm 0,01 \%$  ( $\pm 0,25 \text{ kgf}$ );
- Amplificador para célula de carga *AEP* modelo *TA4/2* com saída analógica  $\pm 10 \text{ VDC}$ , erro de linearidade inferior a  $\pm 0,02 \%$ , classe de exatidão inferior a  $\pm 0,02 \%$  e largura de banda 1 kHz;

### 2.1.3 Sistema de aquisição de dados e controle



Figura 2:4 – Cartas de aquisição, PCI-6208V (esquerda) e PCI-9114 (direita)

Para a aquisição de dados e controle do sistema, o computador está equipado com duas cartas de aquisição de dados, uma carta multi-função modelo *PCI-9114* e uma carta de saídas analógicas modelo *PCI-6208V*, da marca *Adlink*, ver figura 2:4.

A carta *PCI-9114* é responsável pelo sinal de relógio, que define a frequência de amostragem do algoritmo de aquisição e controle, 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 $\Omega$ ;
- 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 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 da cilindrada da bomba hidráulica.

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

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

## 2.2 Modelo matemático do servoatuador

Sendo também do interesse desta dissertação a verificação do modelo matemático desenvolvido em (Silva 2009), serão de seguida apresentados de uma forma breve os passos realizados pelo autor para a obtenção do modelo.

A obtenção deste modelo matemático divide-se em duas fases:

- Determinação do modelo não linear;
- Linearização do modelo até obter o modelo linear do servoatuador.

### 2.2.1 Modelo não linear do servoatuador

O modelo não linear obtido baseia-se no diagrama de blocos da figura 2:5.

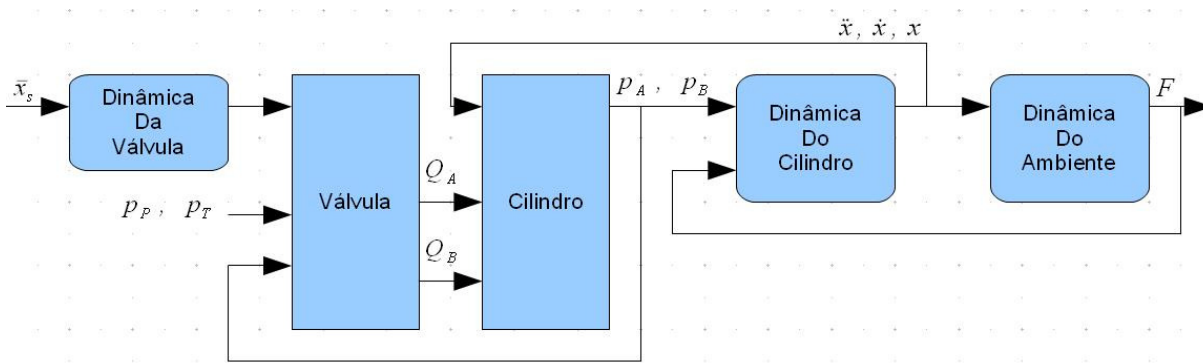


Figura 2:5 – Diagrama de blocos referente ao modelo não linear do servoatuador

Através deste diagrama conseguimos identificar 5 blocos. Cada bloco incorpora um conjunto de equações que demonstram o comportamento do respectivo elemento.

No bloco da dinâmica da válvula está implementado um modelo de segunda ordem, com limitação de velocidade e aceleração da gaveta da válvula. Tem como entrada o sinal de comando normalizado, proveniente do controlador, e como saída o sinal afectado da dinâmica de segunda ordem da válvula proporcional. A equação de segunda ordem que descreve a dinâmica da gaveta da válvula é a equação 2: 1.

$$2:1 \quad \frac{X_{sp}(s)}{U(s)} = \frac{k \cdot \omega_n^2}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2}$$

O bloco da válvula implementa as equações das pseudoáreas de estrutura fixa, demonstradas em 2: 2 e 2: 3, com os coeficientes da tabela 2:1. Os parâmetros de entrada são a pressão nos orifícios do atuador (A e B), na fonte (P) e no tanque (T), bem como o sinal de comando da gaveta da válvula. Os parâmetros de saída são os caudais nos orifícios A e B de ligação ao cilindro.

$$2:2 \quad A_n(\bar{x}_{sp}) = k_1 \cdot \bar{x}_{sp} + k_2 + \sqrt{(k_3 \cdot (\bar{x}_{sp})^2 + k_4 \cdot \bar{x}_{sp} + k_5)},$$

$$k_3 \cdot (\bar{x}_{sp})^2 + k_4 \cdot \bar{x}_{sp} + k_5 \geq 0, \forall \bar{x}_{sp} \in [-1,1]$$

$$2:3 \quad A_p(\bar{x}_{sp}) = -k_1 \cdot \bar{x}_{sp} + k_2 + \sqrt{(k_3 \cdot (\bar{x}_{sp})^2 - k_4 \cdot \bar{x}_{sp} + k_5)},$$

$$k_3 \cdot (\bar{x}_{sp})^2 - k_4 \cdot \bar{x}_{sp} + k_5 \geq 0, \forall \bar{x}_{sp} \in [-1,1]$$

$$2:4 \quad q_{PA} = \text{sgn}(\Delta p_{PA}) \cdot A_p(\bar{x}_s) \cdot \sqrt{|\Delta p_{PA}|}$$

$$2:5 \quad q_{PB} = \text{sgn}(\Delta p_{PB}) \cdot A_n(\bar{x}_s) \cdot \sqrt{|\Delta p_{PB}|}$$

$$2:6 \quad q_{AT} = \text{sgn}(\Delta p_{AT}) \cdot A_n(\bar{x}_s) \cdot \sqrt{|\Delta p_{AT}|}$$

$$2:7 \quad q_{BT} = \text{sgn}(\Delta p_{BT}) \cdot A_p(\bar{x}_s) \cdot \sqrt{|\Delta p_{BT}|}$$

$$2:8 \quad Q_P = q_{PA} + q_{PB}$$

$$2:9 \quad Q_T = q_{AT} + q_{BT}$$

$$2:10 \quad Q_A = q_{PA} + q_{AT}$$

$$2:11 \quad Q_B = q_{BT} + q_{PB}$$

Tabela 2:1 - Valores dos coeficientes das equações das *pseudoáreas*

Coeficiente	Valor
$k_1$	-2,0277
$k_2$	-1,15E-002
$k_3$	4,1363
$k_4$	-2,90E-003
$k_5$	2,50E-002

O bloco do cilindro implementa as equações diferenciais 2: 12 e 2: 13, explicitadas em ordem a  $dp/dt$  bem como o modelo de cálculo do módulo de compressibilidade efectivo do óleo dado pela equação 2: 14. Os parâmetros de entrada são os caudais nos orifícios A e B de ligação ao cilindro e o valor da aceleração, velocidade e posição do atuador. Os parâmetros de saída são as pressões em cada câmara, A e B.

$$2:12 \quad Q_A = A_A \cdot \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{V_A}{\beta_{eA}} \cdot \frac{\partial p_A}{\partial t}$$

$$2:13 \quad Q_B = A_B \cdot \frac{\partial x}{\partial t} + \frac{V_B}{\beta_{eB}} \cdot \frac{\partial p_B}{\partial t}$$

$$2:14 \quad \beta_e = 0,5 \cdot \beta \cdot \log \left( 99 \cdot \frac{p}{p_{ref}} + 1 \right)$$

Os blocos de dinâmica do cilindro e do ambiente implementam as equações de 2: 15 a 2: 18.

$$2:15 \quad M_a \cdot \ddot{x} = F_a - B_s \cdot (\dot{x} - \dot{x}_e) - B_a \cdot \dot{x} - K_s \cdot (x - x_e)$$

$$2:16 \quad M_e \cdot \ddot{x}_e = B_s \cdot (\dot{x} - \dot{x}_e) - B_e \cdot \dot{x}_e + K_s \cdot (x - x_e) - K_e \cdot x_e$$

$$2:17 \quad F = K_s \cdot (x - x_e)$$

$$2:18 \quad F_a = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B$$

### 2.2.2 Modelo linear do servoatuador

Para obter o modelo linear do servoatuador foi efetuada a linearização das equações anteriores em torno de um ponto de funcionamento. Com a junção das várias equações obteve-se a função de transferência 2: 19 que relaciona a força do atuador com o comando da válvula.

$$2: 19 \quad \frac{F(s)}{\bar{X}_{sp}(s)} = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2 \cdot \xi \cdot \omega_n \cdot s + \omega_n^2} \times \left[ \frac{K_{eq} \cdot [K_q^B \cdot A_B \cdot \phi(s) + K_q^A \cdot A_A \cdot \psi(s)]}{(M_a \cdot s^2 + B_a \cdot s + K_{eq}) \cdot \phi(s) \cdot \psi(s) + A_A^2 \cdot s \cdot \psi(s) + A_B^2 \cdot s \cdot \phi(s)} \right]$$

*com  $\phi(s) = C_A \cdot s + K_C^A$  e  $\psi(s) = C_B \cdot s + K_C^B$*

Depois de obtidas as equações do modelo linear e não linear foram definidos os seguintes requisitos de desempenho do sistema:

- Varrer a gama de frequências desde 0,1 Hz até 20 Hz;
- Ser capaz de aplicar forças até 50 % da sua capacidade nominal, ou seja, cumprir com o intervalo  $[0,5 F_{\max}^-; 0,5 F_{\max}^+]$ , dado que o cilindro não é simétrico;
- Ser capaz de lidar com variações de rigidez equivalente na relação de 1:4;
- Ter um erro máximo em seguimento de trajetória de força de  $\pm 1$  % da amplitude pico-a-pico pretendida e, em regime permanente, erro “nominalmente” nulo.

Estas especificações são limitadas por:

- Abertura máxima da gaveta da válvula de  $\pm 25$  % da sua gama nominal;
- Deslocamento máximo, à carga máxima, de 1 mm.

Torna-se importante conhecer estes requisitos colocados no trabalho anterior para sabermos até que ponto o controlador foi concebido.

Durante a elaboração do modelo foram avançados valores para alguns dos seus parâmetros, tal como, frequência natural da válvula, razão de amortecimento, ganhos, etc.. Relativamente a esses parâmetros foi atribuído um intervalo de variação possível para cada parâmetro. Apresenta-se na tabela 2:2 o intervalo de variação e o valor nominal de cada parâmetro considerado, necessários para a síntese do controlador pela teoria QFT.

Tabela 2:2 - Variação paramétrica do modelo linearizado

Parâmetro	Nominal	Gama
Frequência natural da válvula, $w_n$ [Hz]	110	110 a 179
Razão de amortecimento da válvula, $\zeta$	0,68	0,68 a 0,54
Ganho de caudal, $K_q^A$ [m <sup>3</sup> /s]	0,000510	0,000510 a 0,000581
Ganho de caudal, $K_q^B$ [m <sup>3</sup> /s]	0.000304	0,000304 a 0,000346
Coefficiente de caudal-pressão, $K_c^A$ [m <sup>3</sup> /Pa.s]	-4,30E-011	-4,3E-011 a 0
Coefficiente de caudal-pressão, $K_c^B$ [m <sup>3</sup> /Pa.s]	-3,70E-011	-3,7E-011 a 0
Coefficiente de atrito viscoso do cilindro, $B_a$ [N.s/m]	1700	Ensaio dinâmico: 1700 a 6000 Ensaio estático: 1700 a 174500
Rigidez equivalente do conjunto ambiente + célula de carga, $K_{eq}$ [N/m]	1,50E+007	Ensaio dinâmico: 3,00E+007 a 6,00E+007 Ensaio estático: 1,50E+007 a 6,00E+007
Coefficiente volume-pressão $C_A$ [m <sup>3</sup> /Pa]	1,56E-013	Ensaio dinâmico: 1,56E-013 a 7,43E-013 Ensaio estático: 1,56E-013 a 2,15E-012
Coefficiente volume-pressão $C_B$ [m <sup>3</sup> /Pa]	9,79E-013	Ensaio dinâmico: 1,28E-012 a 7,88E-013 Ensaio estático: 1,28E-012 a 4,85E-014
Área da câmara principal do cilindro, $A_A$ [m <sup>2</sup> ]	3,12E-003	
Área da câmara secundária do cilindro, $A_B$ [m <sup>2</sup> ]	1,86E-003	
Massa do conjunto êmbolo + haste + célula de carga, $M_a$ [kg]	10	

## 2.3 Controlador obtido pela teoria QFT

Após determinação do modelo linear e a atribuição da variação dos parâmetros, o autor efectuou a síntese de dois controladores pela teoria QFT, sendo o primeiro para ensaios de baixa frequência ( $f \leq 2$  Hz) e o outro para ensaios de alta frequência ( $2 \text{ Hz} \leq f \leq 20$  Hz).

Este controlador foi previsto funcionar para qualquer variação de parâmetros dentro do intervalo referido na tabela anterior, tabela 2:2.

Por aplicação desta teoria, o autor conseguiu obter, por forma gráfica e com auxílio de uma ferramenta computacional, um "pré-filtro" e um "controlador" que permitiriam fazer com que o sistema cumprisse os requisitos comportamentais impostos ao sistema.

Os blocos do "pré-filtro" [F] e do "controlador" [G] estão presentes segundo o esquema da figura 2:6.

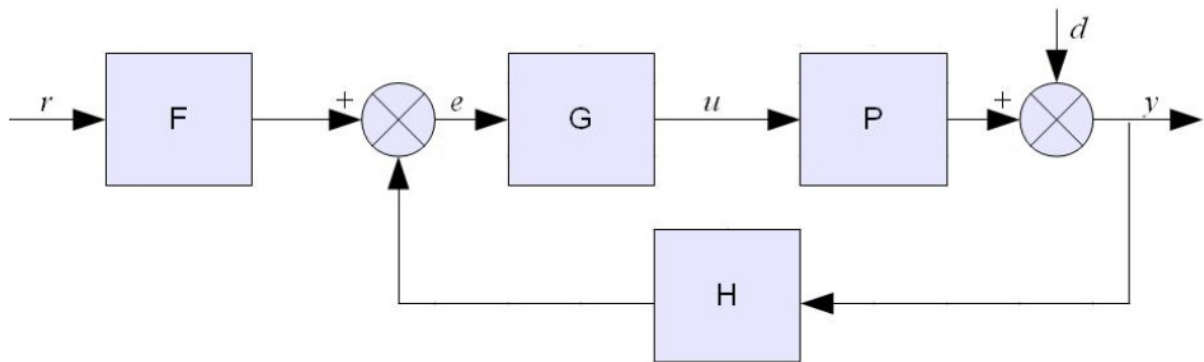


Figura 2:6 – Sistema MISO com dois graus de liberdade (DOF)

O bloco P representa o sistema modelado, com as suas incertezas, e está exposto na sua saída a perturbações  $d$ . O controlador G tem a função de reduzir a variação na saída provocada pela incerteza e/ou perturbações externas, enquanto o pré-filtro F se destina a ajustar a resposta do sistema às especificações de comportamento impostas. H representa a dinâmica do transdutor de *feedback*, normalmente suficientemente alta para se poder assumir  $H = 1$ .

Apresenta-se de seguida os controladores e pré-filtros que o autor obteve.

### 2.3.1 Controlador para ensaios de baixa frequência

Controlador e pré-filtro inicial.

$$2:20 \quad G(s) = \frac{0,11038 \cdot (s + 8) \cdot (s + 515) \cdot (s + 1250)^2}{s \cdot (s + 1,85e004)^2 \cdot (s + 2660)}$$

$$2:21 \quad F(s) = \frac{58,9258}{(s + 59)}$$

Controlador e pré-filtro mais robusto.

$$2:22 \quad G(s) = \frac{2246,9136 \cdot (s + 1304) \cdot (s + 5,274) \cdot (s + 2,257)}{s \cdot (s + 2277)^2 \cdot (s + 2,648) \cdot (s + 0,7705)} \times \frac{(s + 0,8332) \cdot (s^2 + 930,4 \cdot s + 5,032e005)}{(s^2 + 2,89e004 \cdot s + 3,468e009)}$$

$$2:23 \quad F(s) = \frac{61,246 \cdot (s^2 + 1,233 \cdot s + 1,579)}{(s + 61,25) \cdot (s^2 + 1,257 \cdot s + 1,579)}$$

### 2.3.2 Controlador para ensaios de alta frequência

$$2:24 \quad G(s) = \frac{0,0021298 \cdot (s + 117,1) \cdot (s^2 + 879,1 \cdot s + 5,367e005)}{(s + 85,41) \cdot (s^2 + 1605 \cdot s + 1,79e006)} \times \frac{(s^2 + 1756 \cdot s + 2,14e006)}{(s^2 + 4900 \cdot s + 1,225e007)}$$

$$2:25 \quad F(s) = \frac{325 \cdot (s^2 + 190 \cdot s + 3,61e004)}{(s + 325) \cdot (s^2 + 175,6 \cdot s + 3,61e004)}$$

## **2.4 Software de aquisição e controlo**

Para a realização de ensaios existe, normalmente, um computador pessoal com uma aplicação que em conjunto com uma ou mais cartas de aquisição fazem a aquisição de dados e o controlo do sistema. Neste trabalho foi utilizado um computador pessoal com a aplicação *DynaTester* em conjunto com duas cartas de aquisição, já mencionadas em 2.1.3. As funcionalidades presentes no *DynaTester* são semelhantes às normalmente presentes neste tipo de aplicações, possuindo funcionalidades que servem de base à criação e execução de ensaio com diferentes características.

Sendo assim, as funcionalidades que normalmente estão sempre presentes são:

- Registo e caracterização de elementos do sistema em base de dados, bem como 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 local são registados e caracterizados todos os elementos de uma forma organizada e facilmente acessível. A calibração de transdutores é uma funcionalidade usada para definir a característica do transdutor a ser usada pela aplicação para esta conseguir através do transdutor ter um valor rigoroso e verdadeiro da grandeza que se pretende medir. A característica é, portanto, uma relação entre a grandeza medida e o sinal elétrico adquirido do transdutor, normalmente em tensão (*Volt*).
- Através do controlo manual do sistema, conseguimos comandar os vários componentes do sistema de ensaio de modo a efetuar operações de substituição do provete, manutenção ou reconfiguração do sistema.

- A “preparação” e “execução” de ensaios são as principais funções de qualquer aplicação para sistemas de ensaio, isto porque é aqui que se programam e executam os ensaios e se obtêm as características dos materiais ensaiados. Na preparação do ensaio podemos escolher o tipo de trajetória de solicitação em controlo de deslocamento ou em controlo de força. De entre as várias trajetórias de solicitação pode-se encontrar as seguintes:
  - Constante;
  - Rampa;
  - Sinusóide;
  - Outras obtidas pela combinação destas.
- A visualização e monitorização do sinal de transdutores em tempo real e o registo dos dados para posterior consulta e análise são outras funcionalidades disponíveis nestas aplicações. Com os dados aqui registados consegue-se obter o comportamento do provete e determinar as suas características. Um aspeto a ter em atenção na aquisição e registo do sinal do transdutor tem a ver com a frequência de aquisição do sinal do transdutor. Tem de ser suficiente elevada para que o comportamento do sistema seja bem identificado. No entanto, não necessita de ser demasiado elevado pois apenas vai gerar ficheiros de maior dimensão com informação supérflua.
- O ajuste dos parâmetros do controlador é possível, dependendo do tipo de controlador implementado. O controlador, normalmente, pode ser ajustado de forma a proporcionar uma melhor resposta do sistema para determinados tipos de solicitações.
- 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 apresentadas acima, algumas particularidades que o podem diferenciar de outras aplicações. Entre esses aspectos pode-se destacar a elevada flexibilidade na escolha de diferentes componentes do sistema de ensaio, como por exemplo:

- Ter mais que um grupo hidráulico definido e selecionar o que se pretende usar a qualquer momento;
- Ter capacidade para definir uma sequência de trajetórias diferentes com características que podem ser bastante diferentes entre elas, tais como o transdutor associado ao controle (posição ou força), frequência de aquisição usada e o controlador associado (para baixa, média ou elevada dinâmica);

Outra particularidade, e talvez a mais importante, é que possui uma frequência de controle de 2 kHz que é relativamente elevada quando comparada com outros sistemas em que a frequência de controle usada está normalmente abaixo de 1 kHz.

Contudo, muitas das funcionalidades disponíveis na aplicação são de menor relevância para o utilizador final do programa, isto porque, depois de a aplicação estar devidamente configurada para se efetuar ensaios num determinado sistema de ensaio, apenas algumas funcionalidades terão relevância para ser usadas.

Com este propósito foi desenvolvido para o *DynaTester v2.0 BETA*, aplicação usada neste trabalho, um “manual de utilizador” para ajudar qualquer utilizador final na utilização deste *software*.

## 2.5 Dispositivo de carga elástica para atuador

O sistema de ensaio que serve de apoio a esta dissertação não se encontrava equipado com qualquer dispositivo de carga que permitisse efetuar ensaios em força. Sendo assim, houve necessidade de desenvolver um dispositivo que possibilitasse este tipo de ensaios, com características de flexibilidade e de reprodutibilidade.

Foi também definido o interesse de serem realizados ensaios em volta de diferentes posições do atuador e a necessidade de se implementar um sistema de carga que permitisse criar uma variação de rigidez da carga sem recorrer a vários provetes de diferentes materiais ao longo dos ensaios. Assim, foi desenvolvido um dispositivo, designado por “Dispositivo de Carga Elástica para Atuador” (D.C.E.A.), que contempla esses aspetos.

Sendo assim, foi desenvolvido um dispositivo de carga elástica baseado em molas de disco. Este dispositivo, suportado numa estrutura fixa ao próprio atuador, é possível ser deslocado ao longo de uns varões roscados de modo a permitir a sua efectiva fixação em diferentes pontos ao longo do curso do atuador. Os desenhos 2D deste dispositivo constam do anexo A. Uma parte do esquema de conjunto é apresentado na figura 2:7.

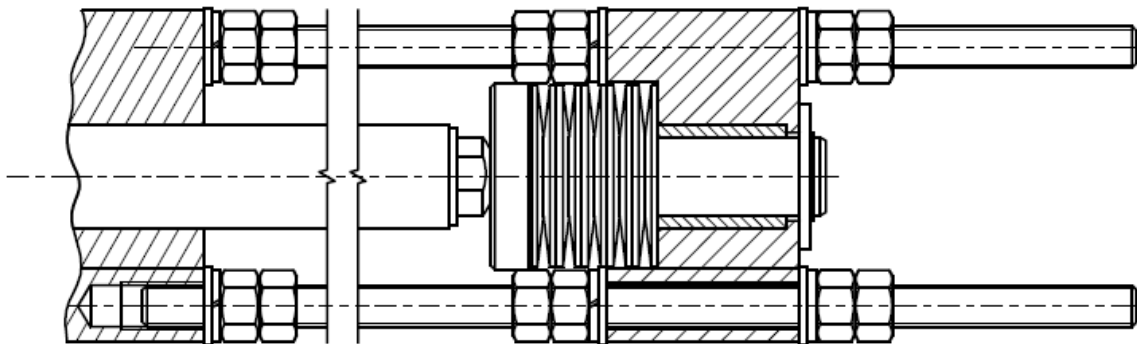


Figura 2:7 – Parte do desenho 2D do dispositivo de carga elástica para atuador

As molas de disco são aqui usadas porque possuem uma característica interessante a nível do seu comportamento, isto é, consoante o número de molas usado e a sua combinação consegue-se variar a rigidez do conjunto, como se pode verificar no gráfico da figura 2:8.

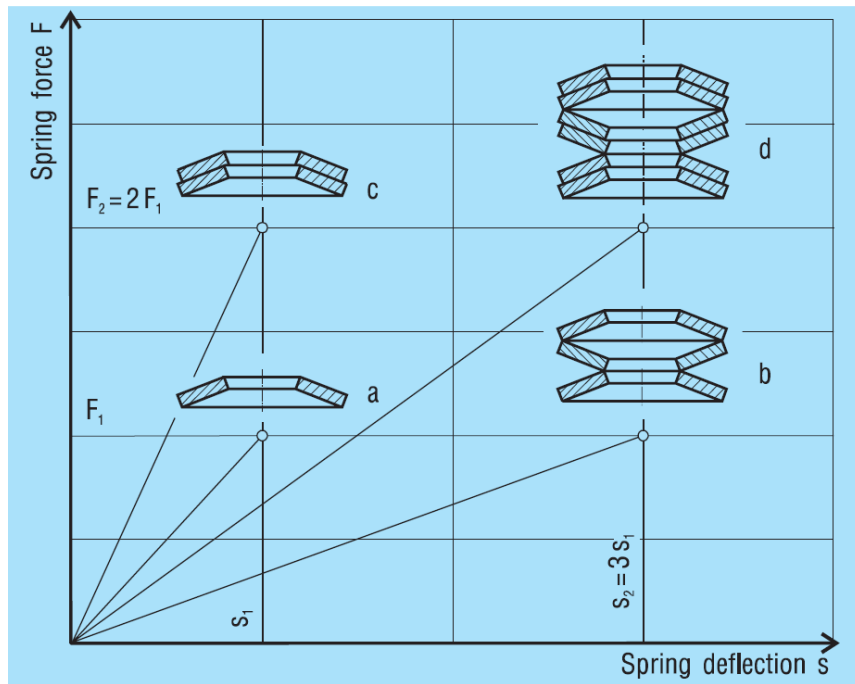


Figura 2:8 – Gráfico representativo das linhas características possíveis com molas da mesma dimensão em diferentes combinações (Schnorr, Disc Spring Engineering 2009)

Para termos uma melhor avaliação da capacidade destas molas, verifica-se que com 10 molas se consegue variações de rigidez na proporção 1:20, ou seja, no caso das molas de disco da *Schnorr* ref: 016500 usadas neste trabalho, consegue-se variar a rigidez entre 450 e aproximadamente 9000 N/mm.

Neste capítulo foram apresentados os meios que serviram de suporte a este trabalho.

No próximo capítulo serão apresentados os primeiros ensaios experimentais efetuados, os seus resultados e sua análise.



## **3 Ensaios experimentais**

Neste terceiro capítulo abordam-se as condições propostas para a execução de ensaios experimentais, demonstrando a sua importância, a forma como foram realizados e, por fim, é efetuada uma análise dos resultados obtidos. Pretende-se com estes ensaios a familiarização com o sistema e a obtenção de um conjunto de resultados essenciais de forma a possibilitar a validação do modelo matemático anteriormente desenvolvido em (Silva 2009).

### **3.1 Condições propostas para os ensaios**

A realização destes ensaios está ligada à utilização do sistema de ensaio descrito anteriormente em conjunto com o *software* de aquisição e controlo, *DynaTester*, também caracterizado anteriormente.

Para a realização destes ensaios experimentais definiu-se uma estratégia específica de modo a podermos explorar vários aspetos importantes para a análise do comportamento do sistema.

A estratégia implementada baseou-se na realização de ensaios “em deslocamento” por serem ensaios mais imediatos de realizar, utilizando um controlador elementar e de referência, o controlador proporcional. As características dos ensaios estão descritas a seguir.

- Sinal de referência do tipo sinusoidal;
- Gama de frequências [1, 20] Hz;
  - Valores discretos [1, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20] Hz;
- Amplitude fixa de 1 mm (valor pico-a-pico 2 mm);
- Tempo de ensaio (10 segundos a cada frequência), isto é 10 ciclos à frequência mais baixa e 200 ciclos à frequência mais elevada;
- Controlador proporcional (de ganho ajustável);
- Diferentes posições do atuador (100 mm, 350 mm, 570 mm);

- Diferentes condições de valor médio de carga elástica opositora (0 kN, 3 kN, 6 kN).

### **3.1.1 Sinal de referência do tipo sinusoidal**

A trajetória de referência usada nos ensaios foi a função “seno”, por ser a trajetória padrão usada em ensaios cíclicos e por facilitar na análise do comportamento do sistema quer no domínio temporal quer no domínio frequencial.

### **3.1.2 Gama de frequências [1, 20] Hz**

A gama de frequências escolhida tem por base o interesse de estudo deste trabalho, que se concentra em comportamento dinâmico, e como tal parte de uma frequência baixa de 1 Hz, que é uma frequência à qual qualquer utilizador é sensível, e termina numa frequência de 20 Hz, que deve ser considerada para a maioria das aplicações em sistemas mecânicos como uma frequência significativamente elevada, nomeadamente bem superior a frequências associadas a fenómenos sísmicos.

De forma a realizar um estudo evolutivo ao longo desta gama de frequências, o intervalo foi dividido em valores discretos. As frequências selecionadas para os ensaios foram as seguintes [1, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20] Hz. Estas 11 frequências discretas escolhidas permitem uma análise muito fina do comportamento de um sistema no espectro frequencial.

### **3.1.3 Amplitude fixa de 1 mm (valor pico-a-pico 2 mm)**

A amplitude escolhida de 1 mm pretendeu permitir ensaiar o sistema no limite das suas capacidades. Assim, foi feita uma análise prévia que estimou que, para o grupo hidráulico disponível, para a válvula utilizada e para o atuador, a escolha desta amplitude e da frequência máxima de 20 Hz levaria a que a válvula viesse a ser utilizada dinamicamente até  $\pm 80\%$  da sua capacidade máxima. Para as condições mínimas de solicitação (frequência mínima), a válvula estaria a funcionar no intervalo de cerca de  $\pm 4\%$  da sua capacidade máxima.

Estas condições extremas de funcionamento exigidas à válvula foram as usadas neste trabalho, ou seja, com o sistema de ensaio caracterizado neste trabalho e quando está a trabalhar com uma pressão de 110 bar na fonte.

### **3.1.4 Tempo de ensaio (10 segundos a cada frequência)**

O tempo de ensaio escolhido foi de 10 segundos de duração, de cada função seno, a uma frequência selecionada. Com esta escolha pretendeu-se conseguir obter um conjunto de informação suficiente, a cada frequência, para assegurar uma representação, durante o período em ensaio, de um funcionamento em regime permanente do sistema.

Foi entendido que, para evitar que fenómenos transitórios pudessem afectar a análise posterior dos dados, em cada 10 s de informação a cada frequência pelo menos mais de 9 s seriam correspondentes a uma situação de resposta permanente do sistema, o que corresponde a 9 ciclos à frequência mais baixa.

À frequência mais elevada [20 Hz], no entanto, dentro do tempo de ensaio poder-se-ão analisar mais de 100 ciclos em regime "desejavelmente" permanente.

Com esta estratégia, um ensaio sequencial que percorra "todas" as frequências demorará cerca de 110 s (menos de 2 min), o que assegura por este meio que um ensaio se realize em condições de temperatura constante do fluido hidráulico. Esta condição é importante para permitir uma maior repetibilidade e reprodutibilidade dos ensaios.

### **3.1.5 Controlador proporcional (de ganho ajustável)**

O controlador proporcional corresponde a uma estratégia de controlo muito simples e que não tem influência na ordem do sistema controlado. Tendo em mente que se pretende analisar o comportamento do sistema a frequências geralmente entendidas como bastante elevadas, a adopção de uma estratégia de controlo simples e que não induza aumento da ordem do sistema é particularmente importante ser considerado como um "referência" para posterior comparação com outras metodologias de controlo.

Em termos elementares temos um diagrama simplificado da estratégia de controlo seguida representado na figura 3:1.

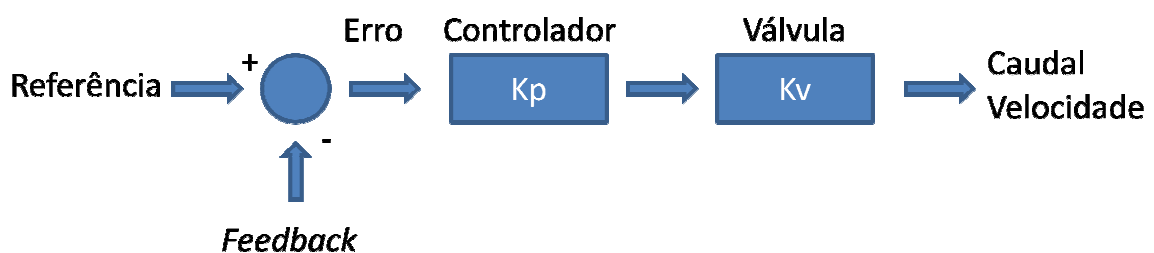


Figura 3:1 - Diagrama simplificado do controlador proposto para o sistema

Através do diagrama apresentado verifica-se com grande evidência que sempre que existe um erro (de posição, por exemplo) existirá um caudal a ser fornecido pela válvula à qual corresponderá uma velocidade do servoatuador no sentido de "anular" esse erro.

Certamente que desta constatação se pode inferir que se para uma referência sinusoidal a 1 Hz temos um determinado erro de controlo, em função de um dado valor de  $K_p$ , para uma referência sinusoidal de 20 Hz teremos um erro de controlo 20 vezes superior para permitir obter uma velocidade do servoatuador 20 vezes superior. Alternativamente, poder-se-ia manter o mesmo erro de controlo se fosse possível alterar o valor do ganho proporcional do controlador de um factor de 20.

Na verdade este comportamento não será assim tão linear pois o comportamento da válvula, principalmente a alta frequência, não pode ser aproximado a uma constante ( $K_v$ ) e os restantes elementos do sistema também são influenciados pela dinâmica, o que leva a alterações no *feedback* resultante.

Sendo assim, justifica-se à partida a realização dos ensaios propostos de modo a analisar até que ponto se pode avançar nesta estratégia, sem ultrapassarmos comportamentos temporais aceitáveis para o sistema.

### **3.1.6 Diferentes posições do atuador (100, 350 e 570 mm)**

A realização de ensaios em diferentes posições do atuador é importante, uma vez que no sistema de ensaio é usado um cilindro assimétrico dotado de um curso "particularmente longo" de 700 mm. Este aspeto é importante para analisar a influência da variação da frequência natural do atuador no comportamento do servossistema. Sendo assim, foram executados ensaios em três posições, sendo duas delas relativamente perto dos extremos e uma outra a meio do curso do atuador.

### **3.1.7 Diferentes condições de valor médio de carga elástica opositora**

Uma vez que o objectivo final do presente trabalho é analisar o comportamento do sistema em controlo em força, é importante conhecer a influência da força vencida pelo servoatuador no comportamento do servossistema. Para tal, realizou-se o mesmo conjunto de ensaios para três níveis de carga. Inicialmente a carga nula, depois para uma carga de 3 kN e por fim para uma carga de 6 kN.

Para a realização destes ensaios em carga foi utilizado o dispositivo de carga elástica desenvolvido e dotado do maior número de molas disponível (10 molas na configuração de menor rigidez) de forma a evidenciar a menor variação de carga possível durante os ensaios em deslocamento, isto para que se consiga um estudo a valores de carga “quase” constantes.

Estes ensaios foram efetuados num dos servoatuadores disponíveis no sistema de ensaio, com uma pressão fixa na bomba (110 bar) e tendo em conta a temperatura do fluido de modo a não influenciar os resultados.

Devido à grande quantidade de ensaios previstos e a toda a informação que daí fosse gerada teve-se de ter o cuidado de organizar, da melhor forma, toda esta informação recolhida, de forma a facilitar toda a posterior análise de dados.

### **3.2 Execução dos ensaios**

Durante os primeiros passos da utilização do *software*, ou seja, durante a fase de familiarização e antes da execução de ensaios para registo de dados e posterior análise, foram encontrados determinados fatores que se tornaram importantes para assegurar a qualidade dos ensaios.

Durante os primeiros testes efetuados com o sistema verificou-se que o controlo de deslocamento com o transdutor interno de 700 mm seria insuficiente para efetuar um controlo rigoroso para a amplitude desejada. Isto aconteceu porque o transdutor interno inserido na cadeia de medição do nosso sistema apresenta muito ruído quando utilizado na medição de pequenas gamas da sua capacidade. Verifica-se que a capacidade de medição indicada pelo fabricante (resolução de 0,1 mV, ou seja, 7  $\mu\text{m}$ ) não é possível ser lida com a carta de aquisição disponível (de 16 bit). Caso fosse utilizada uma carta de maior resolução poder-se-ia tentar obter partido dessa maior resolução.

A solução para este problema passou pela introdução de um transdutor externo com uma gama de medição mais próxima da variação da grandeza que se pretende medir.

Sendo assim o transdutor utilizado possui as seguintes características.

- Transdutor de posição externo com contacto *Applied Measurements*, do tipo *LVDT*, modelo *AML/EU* para  $\pm 2,5$  mm de curso, sinal de saída de 0-10 VDC, erro de linearidade inferior a  $\pm 0,25$  % ( $\pm 0,0125$  mm), erro de repetibilidade inferior a  $\pm 0,10$  % ( $\pm 0,005$  mm) e com uma resistência à vibração de 20 g até 2 kHz;

Com o uso deste transdutor externo conseguiu-se diminuir drasticamente o ruído sentido no controlo do sistema, como se pode constatar na figura 3:2.

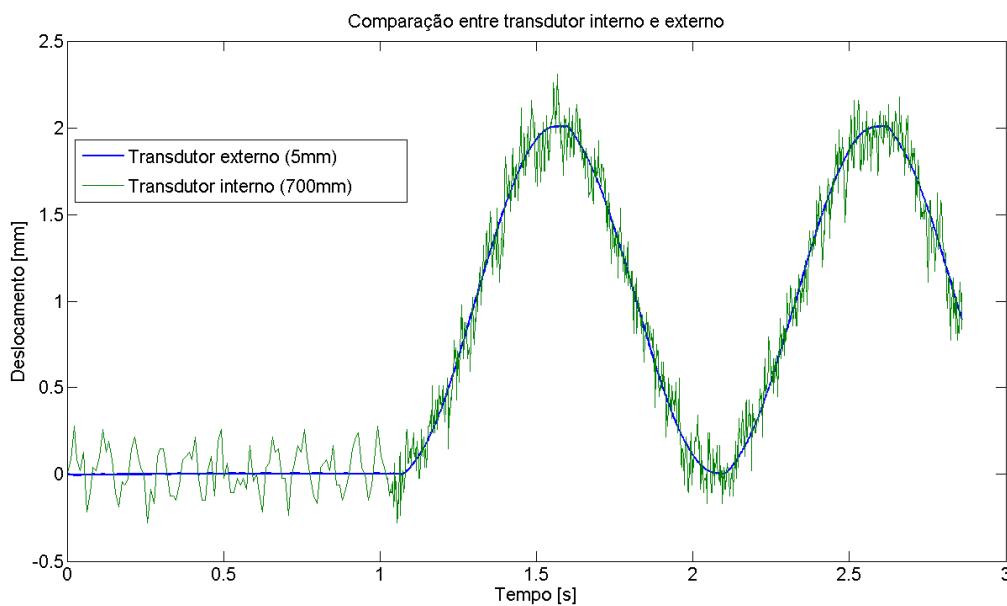


Figura 3:2 – Gráfico de comparação entre transdutor interno e externo

Pode-se afirmar, da análise da figura 3:2, que o transdutor interno apresenta variações de valor da ordem de 0,35 mm, o que corresponde a um erro da ordem de  $\pm 0,05$  % da gama de medição do transdutor.

No processo de caracterização dos ensaios a executar teve-se de definir novos parâmetros, tais como, a frequência de aquisição para registo dos dados e a fase inicial da sinusóide de referência para as trajetórias de ensaio.

Em relação à frequência de aquisição pode-se usar desde 0,1 Hz até à frequência de controlo do sistema (2 kHz).

Inicialmente aceitou-se que 100 Hz seria uma frequência suficientemente elevada para ser utilizada como frequência de aquisição. No entanto, após alguns ensaios efetuados à volta de 20 Hz verificou-se que este valor era manifestamente insuficiente para definir com o

necessário rigor o comportamento do sistema nesta gama de frequências, isto é, a sinusóide a 20 Hz não fica bem definida como se pode constatar no traço a verde da figura 3:3.

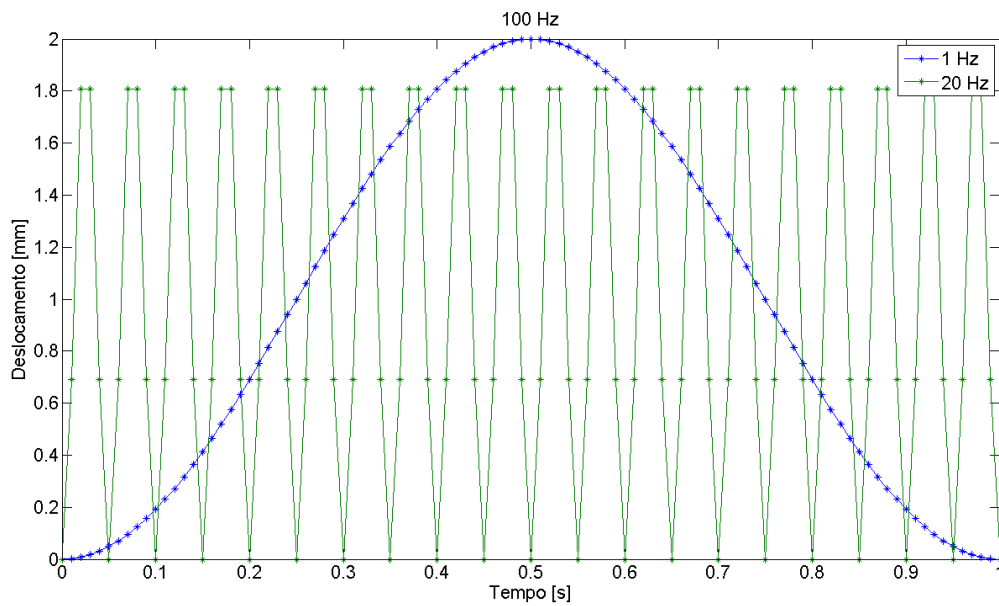


Figura 3:3 – Sinusóides de 1 e 20 Hz lidas a 100 Hz

Perante isto, decidiu-se elevar a frequência de aquisição para os 400 Hz, valor este suficiente e usado a partir daí para todos os ensaios, ver traço a verde na figura 3:4.

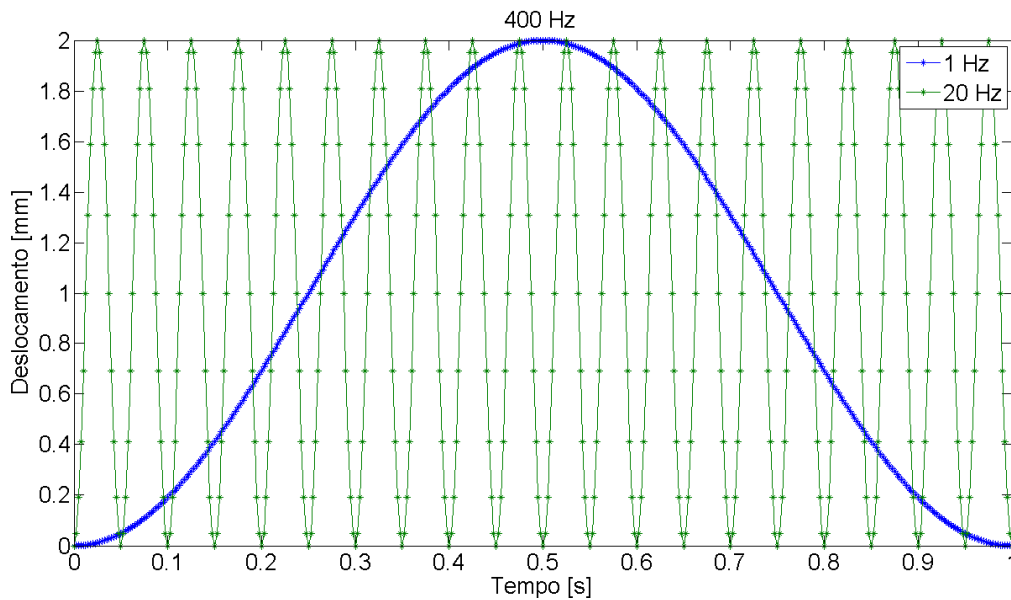


Figura 3:4 – Sinusóides de 1 e 20 Hz lidas a 400 Hz

Poder-se-ia usar uma frequência de aquisição mais elevada e, no limite, até usar a frequência de controlo do sistema (2 kHz), mas levaria a gerar ficheiros com informação demasiado grande e de manipulação posterior mais difícil. Assim, no limite, foi considerado aceitável que com 20 pontos se define suficientemente bem uma sinusóide.

A função seno inicialmente escolhida foi com fase  $0^\circ$ , por ser o valor por defeito do seno. Após alguns ensaios verificou-se que no momento de arranque do ensaio, bem como nas transições entre trajetórias, a derivada da função de referência apresentava pontos de descontinuidade, o que se traduzia numa alteração brusca do comportamento do sistema e numa perturbação indesejável no controlo do sistema. Esta perturbação, embora rapidamente atenuada, diminuía significativamente os ciclos de ensaio em regime permanente. Perante este fato foi decidido alterar a fase inicial para  $-90^\circ$  ( $270^\circ$ ) pois assim no arranque bem como nas transições entre trajetórias a função evidencia uma derivada (velocidade) nula, o que significa uma transição suave entre diferentes trajetórias de referência.

Em relação aos valores usados no controlador proporcional, começou-se por efetuar ensaios com valor de ganho proporcional igual a 1, que corresponde a um ganho em malha aberta de aproximadamente 13 mm/s de velocidade do atuador (em avanço) para um erro de posição de 10 %, ou seja, 0,5 mm no caso do transdutor de posição externo. De seguida usou-se  $K_p = 2$ , depois 4 e assim por diante desde que o comportamento do sistema se mostrasse aceitável. Em geral, o valor 7 para ganho proporcional revelou-se como valor limite utilizável.

Após a identificação destes valores fronteira e a execução de mais alguns ensaios para a identificação de possíveis aspetos a ter em conta foi estabelecido o planeamento adequado para realizar ensaios e selecionaram-se assim as gamas de frequências para a execução dos ensaios individuais. Sendo assim, a gama global de frequências foi dividida em 4 sub-intervalos ([1, 2, 4] Hz, [6, 8, 10] Hz, [12, 14, 16] Hz e por fim [18, 20] Hz). Deste modo foi possível realizar os ensaios de forma progressiva e não necessariamente um ensaio a cada frequência o que se revelaria muito dispendioso a nível temporal. Optou-se por esta forma porque o *software* usado também possui a capacidade de definir várias trajetórias de solicitação sucessivas a executar sequencialmente no mesmo ensaio.

Depois desta fase em que se efetuaram algumas “afinações” na forma de execução e nos parâmetros a usar, começou-se a realizar os ensaios experimentais definitivos, registando os seus resultados para depois serem analisados.

Os ensaios foram realizados baseando-se em 4 passos principais.

1º passo: efetuar um ensaio a [1, 2, 4] Hz com ganho proporcional ( $K_p$ ) no controlador igual a 1, na posição inicial (100 mm) do curso e sem carga opositora. De seguida realizaram-se outros ensaios nas mesmas condições variando apenas o ganho do controlador pela sequência anteriormente indicada.

2º passo: realizar o mesmo conjunto de ensaios, mas agora para os outros conjuntos de frequências, [6, 8, 10] Hz, [12, 14, 16] Hz e [18, 20] Hz e com os ganhos de controlador usados no primeiro conjunto de frequências para termos forma de comparar os resultados de toda a gama de frequências.

3º passo: repetição dos ensaios anteriores, mas agora para as outras posições ao longo do curso, 350 mm e 570 mm.

4º passo: nova repetição dos ensaios, agora alterando a carga opositora, que deixou de ser nula, para ser de 3 e 6 kN, respetivamente. Para estes ensaios teve-se de montar o dispositivo de carga elástica, já descrito em 2.5, no servoatuador com 10 molas de disco colocadas no D.C.E.A. na configuração que realiza a menor rigidez possível.

Após toda esta sequência de ensaios realizada obtiveram-se 160 ensaios válidos para análise. Dentro deste número de ensaios encontram-se 60 ensaios na posição de 100 mm, 48 na posição de 350 mm e 52 na posição mais avançada de 570 mm.

### **3.3 Análise de resultados temporais**

A análise dos resultados temporais tem por principal objectivo verificar se a resposta do sistema a uma solicitação sinusoidal é, igualmente, do “tipo sinusoidal” e se a “amplitude” pretendida para o movimento é efectivamente cumprida.

Tendo em mente que a aplicação específica deste sistema é para o ensaio de fadiga de estruturas mecânicas, então será feita uma análise menos crítica a eventuais “atrasos de resposta”.

Através do gráfico temporal da figura 3:5, em que temos a resposta do sistema a uma solicitação sinusoidal de 1 Hz, verifica-se que a resposta possui uma forma bastante semelhante à referência, possui um erro instantâneo máximo de posição na ordem de 0,15 mm e um atraso temporal de 25 ms. Verifica-se também que perto dos valores extremos da sinusóide, onde a velocidade se anula, se verifica um comportamento algo “peculiar” devido à

relação entre a característica de recobrimento da válvula na sua posição central e os caudais inerentes ao atuador assimétrico.

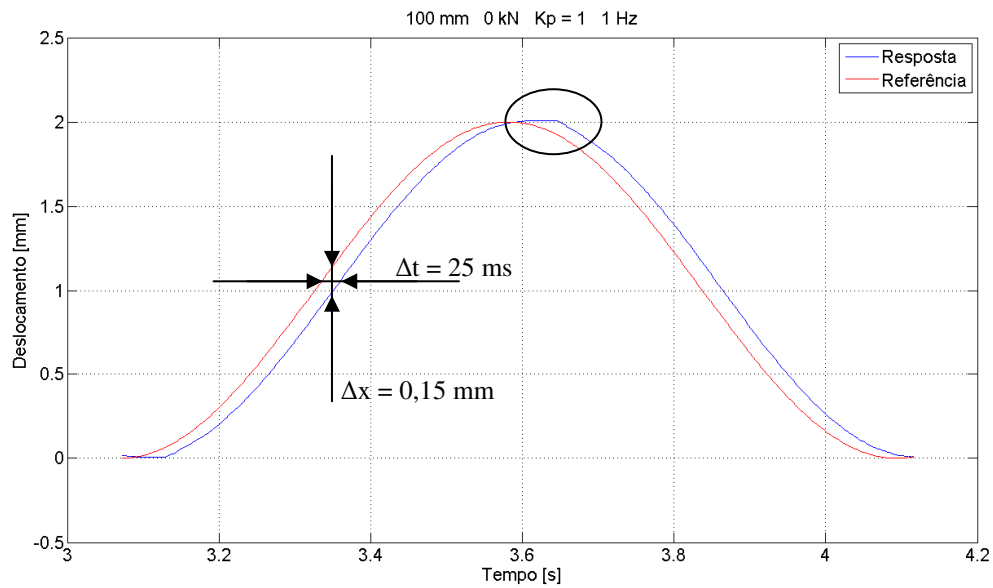


Figura 3:5 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 1 Hz com 0 kN e  $K_p = 1$

Tendo agora em atenção a figura 3:6, relativa à resposta do sistema a uma solicitação sinusoidal de 10 Hz, verifica-se que foi necessário um aumento do ganho do controlador proporcional, para  $K_p = 4$ , para se obter uma resposta em amplitude semelhante à anterior. Pode-se medir que o atraso temporal diminuiu para cerca de 10 ms e o erro instantâneo de posição aumentou para cerca de 0,6 mm. Relativamente à forma da trajetória realizada, esta é bastante semelhante à anterior, sem contar com a diferença de comportamento perto dos extremos de derivada nula.

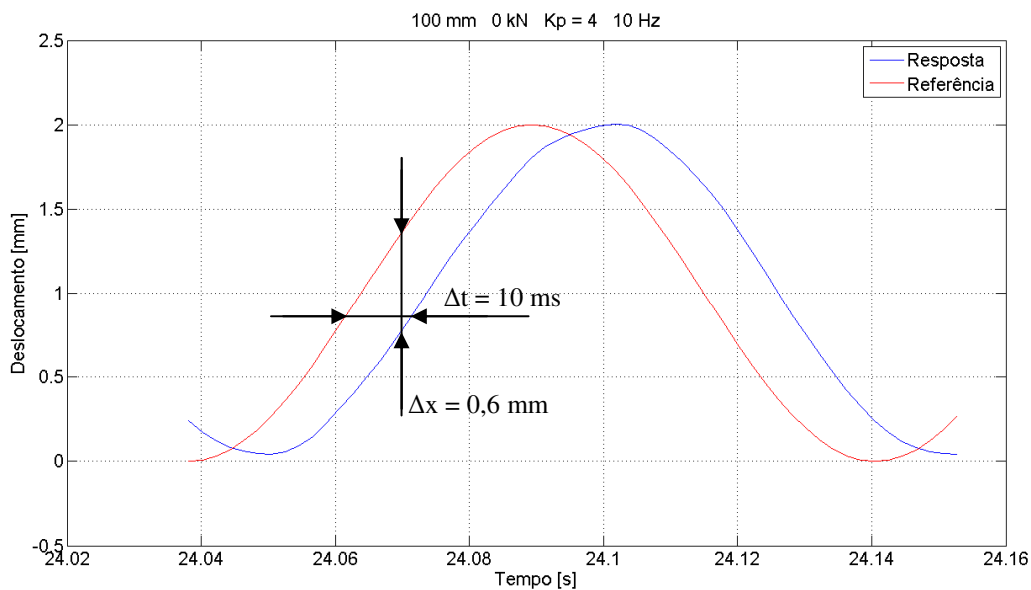


Figura 3:6 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 10 Hz com 0 kN e  $K_p = 4$

Para o caso da maior frequência de solicitação usada, 20 Hz (figura 3:7), verificou-se novamente a necessidade de aumentar o ganho do controlador proporcional, desta vez para  $K_p = 6$  de modo a poder cumprir com os requisitos de amplitude de deslocamento. O atraso temporal diminuiu ligeiramente para 9 ms enquanto o erro instantâneo de posição voltou a aumentar, desta vez para cerca de 1,1 mm. Para frequências elevadas, como é o caso, começa-se a notar uma ligeira inclinação da parte superior da onda para a esquerda. Este facto deve-se ao cilindro ser assimétrico e não se encontrar implementado no sistema uma correcção de ganho “direccional” no comando da gaveta válvula de forma a atenuar este efeito.

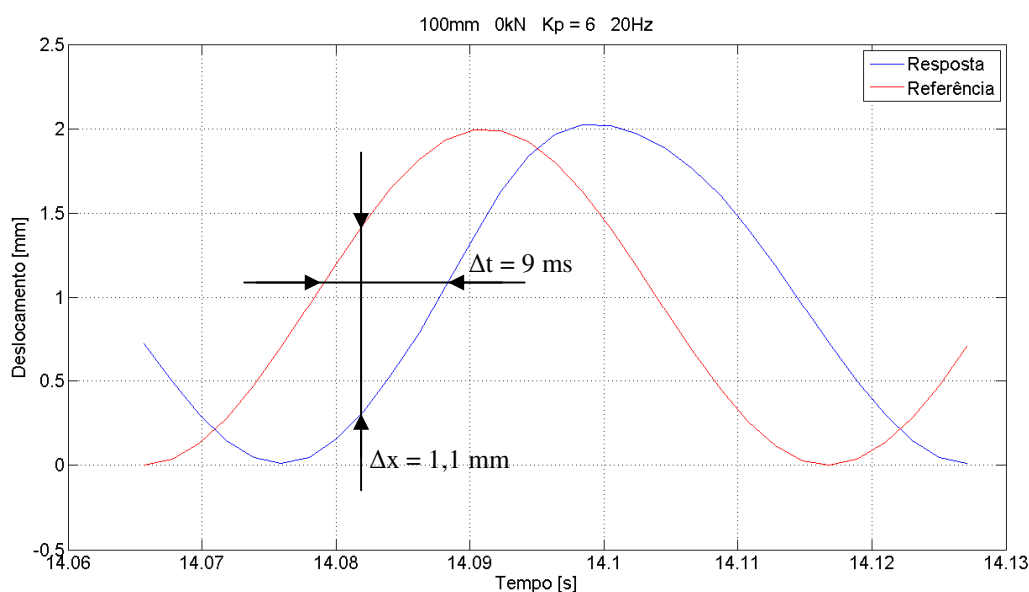


Figura 3:7 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 20 Hz com 0 kN e  $K_p = 6$

Pelos gráficos anteriores verificou-se que a amplitude pedida é facilmente obtida, o que é importante quando o requisito principal é atingir os extremos da solicitação e se está menos interessado no atraso que a resposta possa ter, como é o caso de ensaios de fadiga. O caso é diferente quando o requisito principal é atingir um ponto num determinado tempo específico como, por exemplo, o seguimento de alvos.

O comportamento apresentado nos gráficos anteriores é referente à posição mais recuada em ensaio. No entanto, este comportamento é semelhante para as restantes posições do atuador.

Quando a carga opositora ao atuador deixa de ser nula, caso da figura 3:8, o sistema começa a apresentar uma resposta com um ligeiro *offset*, cujo valor é menor quanto maior o valor de  $K_p$ .

O fato de termos uma carga permanente provoca a elevação da ordem do sistema o que causa um erro permanente no seu controlo em malha fechada.

Uma solução para este problema seria usar um controlador com ação integral para que o erro em regime permanente fosse atenuado. No entanto, estes ensaios permitem assim validar mais efectivamente o modelo matemático desenvolvido.

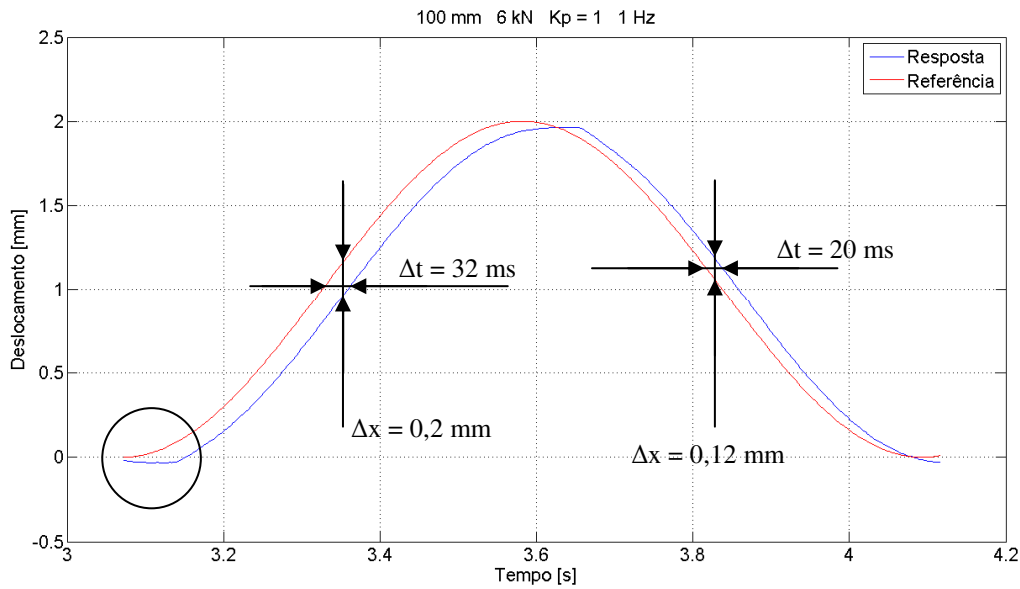


Figura 3:8 – Resposta do sistema na posição mais recuada a 1 Hz com 6 kN e  $K_p = 1$

Apesar da carga opositora, a definição da trajetória contínua bastante bem definida. No entanto, verifica-se agora que o erro de deslocamento é significativamente diferente no "avanço" e no "reco" devido ao efeito da carga, permitindo, mais uma vez contribuir para validar o modelo matemático desenvolvido.

Para elevadas frequências, por ex. 18 Hz na figura 3.9, passa-se a ter um comportamento significativamente pior.

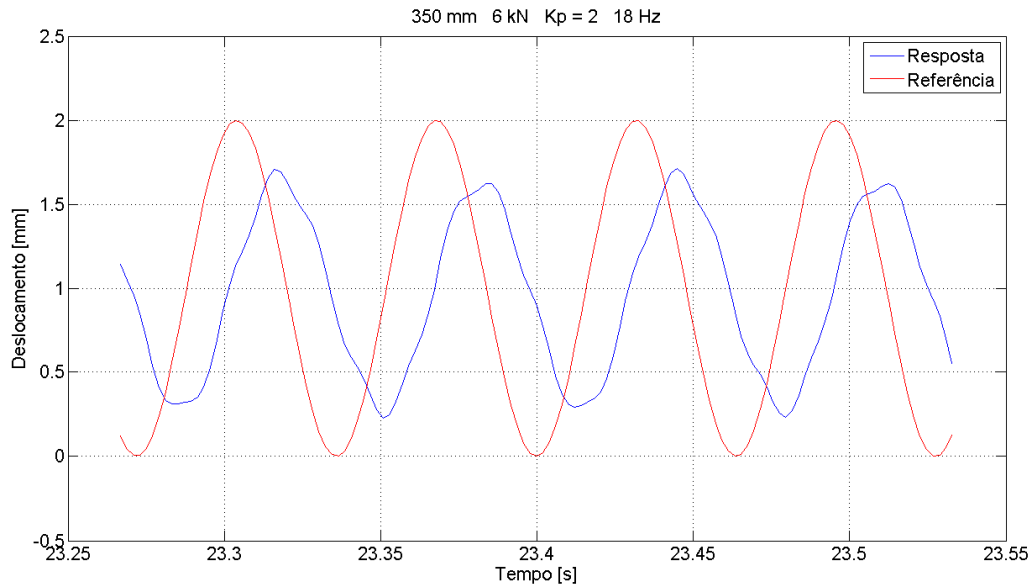


Figura 3:9 - Resposta do sistema na posição intermédia a 18 Hz com 6 kN e  $K_p = 2$

Este comportamento, embora ainda possa ser aceitável, já era esperado e principalmente na posição intermédia do curso, pois a frequência natural do cilindro apresenta o seu menor valor perto dessa zona, como pode ser observado a figura 3:10. Outro fator que, certamente, possa ter influência no comportamento apresentado foi a “não compensação” do ganho “direccional” no comando da válvula para atenuar o problema da assimetria do cilindro, uma vez que a principal dificuldade no seguimento de trajetória é nas transições de velocidade em torno da velocidade nula.

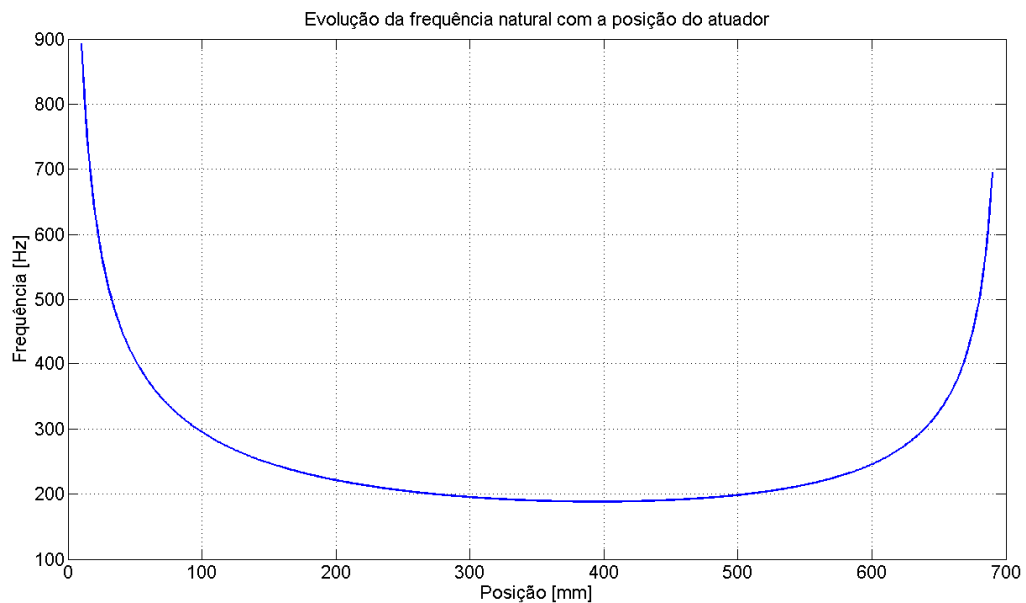


Figura 3:10 – Gráfico da evolução da frequência natural do cilindro com a posição do atuador

Verifica-se assim que, usando apenas o controlador proporcional se consegue um bom comportamento do sistema mesmo a 20 Hz, ajustando apenas o valor do ganho proporcional do controlador.

Através da figura 3:11, que compara diferentes respostas do servossistema a 20 Hz, para diferentes valores de ganho proporcional, pode ser verificado que com o aumento de  $K_p$  no controlador a capacidade de resposta aumenta e o atraso de fase diminui.

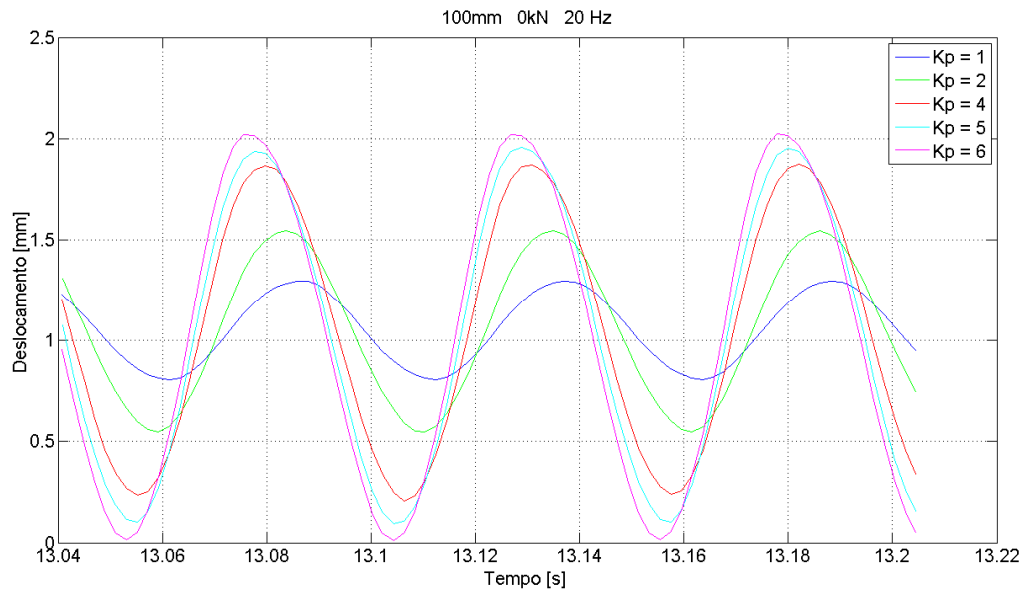


Figura 3:11 – Resposta do servossistema a 20 Hz para diferentes valores de  $K_p$

O ganho proporcional não pode, contudo, ser excessivo sob pena de se começar a evidenciar outras frequências no comportamento do sistema, como é o caso apresentado na figura 3:12. Este comportamento foi detectado a baixas frequências e para os maiores valores usados no ganho do controlador proporcional. A partir deste comportamento deixou-se de aumentar o valor no ganho do controlador, uma vez que, a partir daqui, o aumento do ganho apenas prejudicaria mais a resposta do sistema.

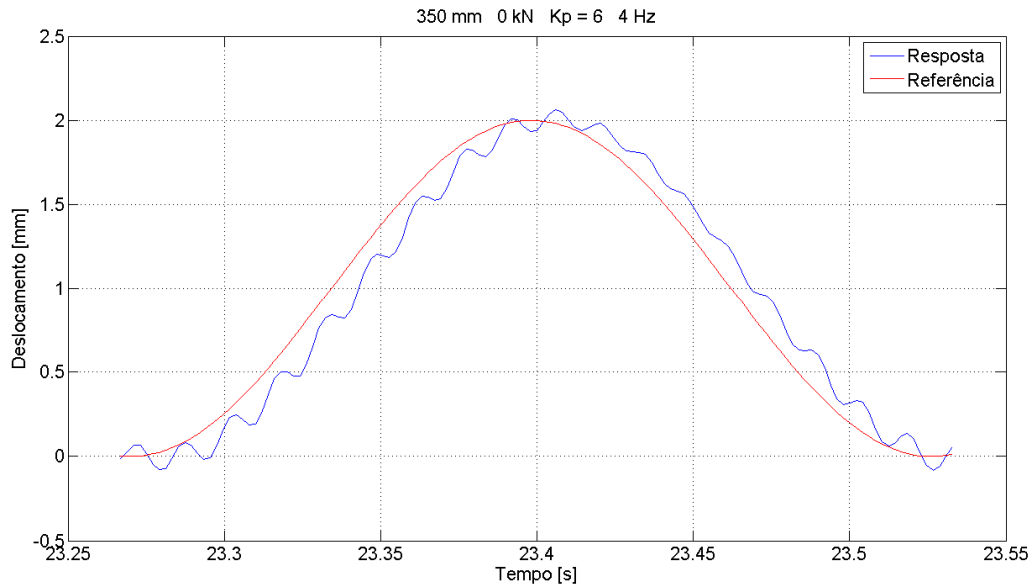


Figura 3:12 – Resposta do sistema na posição intermédia a 4 Hz com 0 kN e  $K_p = 6$

Analisando agora a influência da frequência no comportamento do sistema pode-se constatar que quanto maior a frequência da referência menor é a amplitude de resposta do sistema. Isto acontece de uma forma progressiva para qualquer posição do cilindro e em qualquer situação de carga opositora para o mesmo valor de ganho de controlador. Este comportamento pode ser observado na figura 3:13 em que temos o resultado de um ensaio realizado a 1, 2 e 4 Hz e na figura 3:14 em que temos a resposta a 18 e 20 Hz.

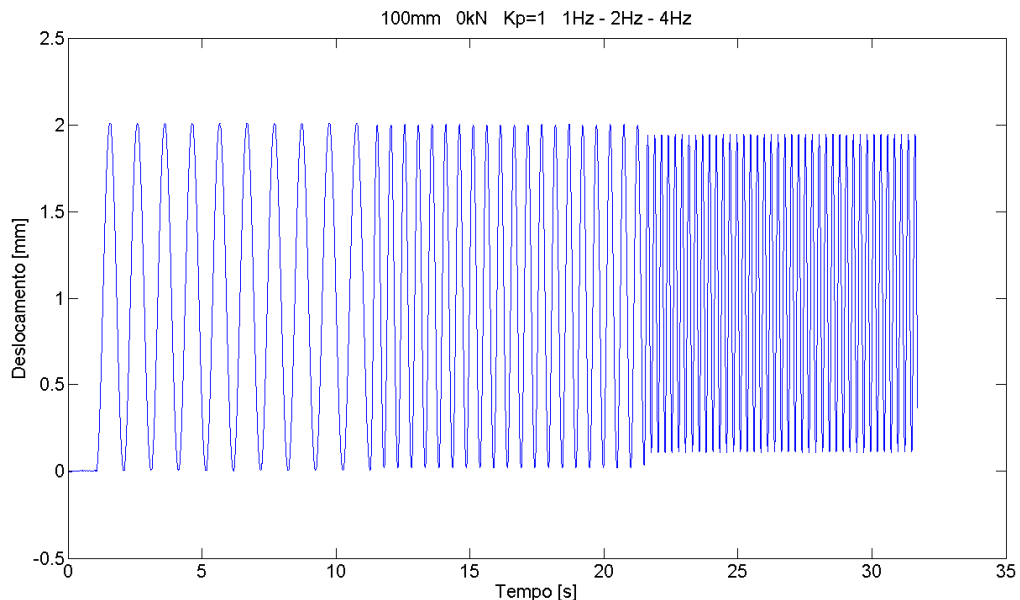


Figura 3:13 – Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga,  $K_p = 1$ , a 1, 2 e 4 Hz

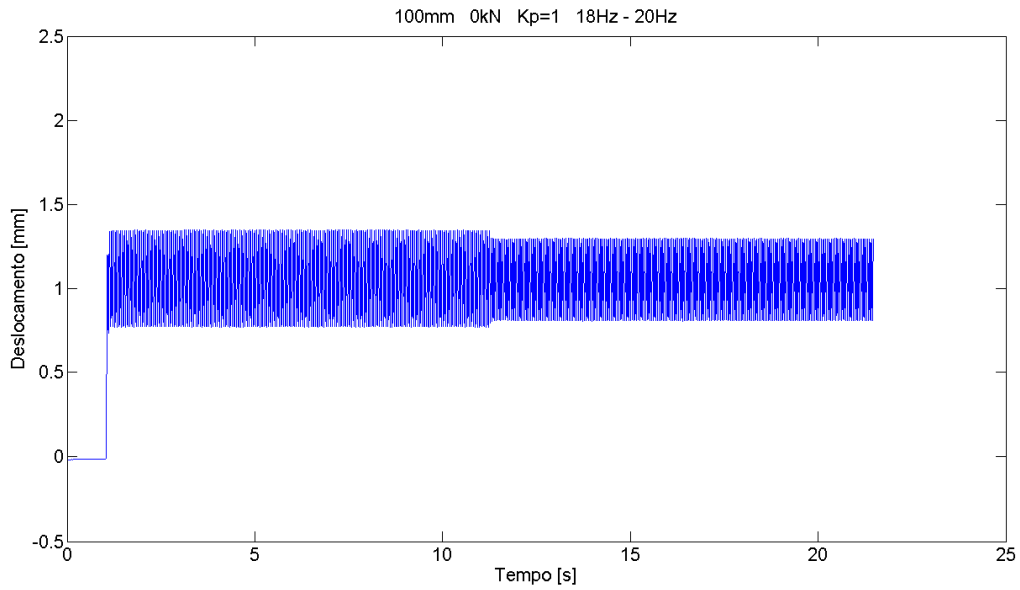


Figura 3:14 - Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga,  $K_p = 1$ , a 18 e 20 Hz

Dentro da gama de frequências usada, verifica-se que a baixas frequências (1 e 2 Hz) o ganho já é suficiente para obter o comportamento desejado. Para frequências mais elevadas, com o aumento do ganho do controlador, teremos uma maior capacidade de resposta do sistema e com  $K_p = 6$  já se obtém um comportamento satisfatório para toda a gama de frequências, como se pode ver pela figura 3:15 para o ensaio realizado a 1, 2 e 4 Hz e pela figura 3:16 em que temos o comportamento a 18 e 20Hz. Para baixas frequências, os valores elevados no controlador podem causar amplitudes excessivas no comportamento do servossistema, uma vez que já se obtinha o comportamento desejado com valores inferiores.

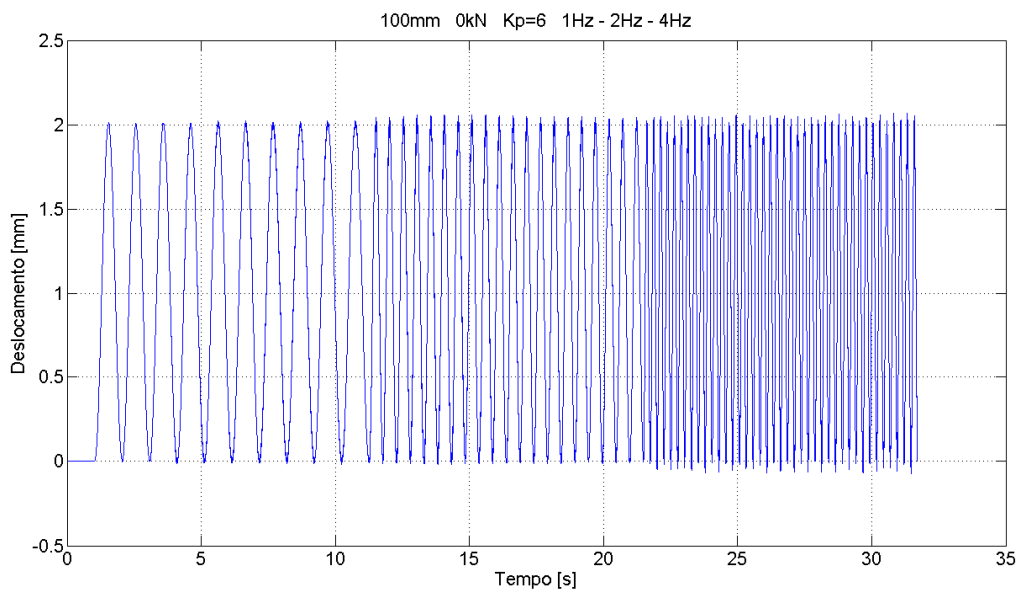


Figura 3:15 - Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga,  $K_p = 6$ , a 1, 2 e 4 Hz

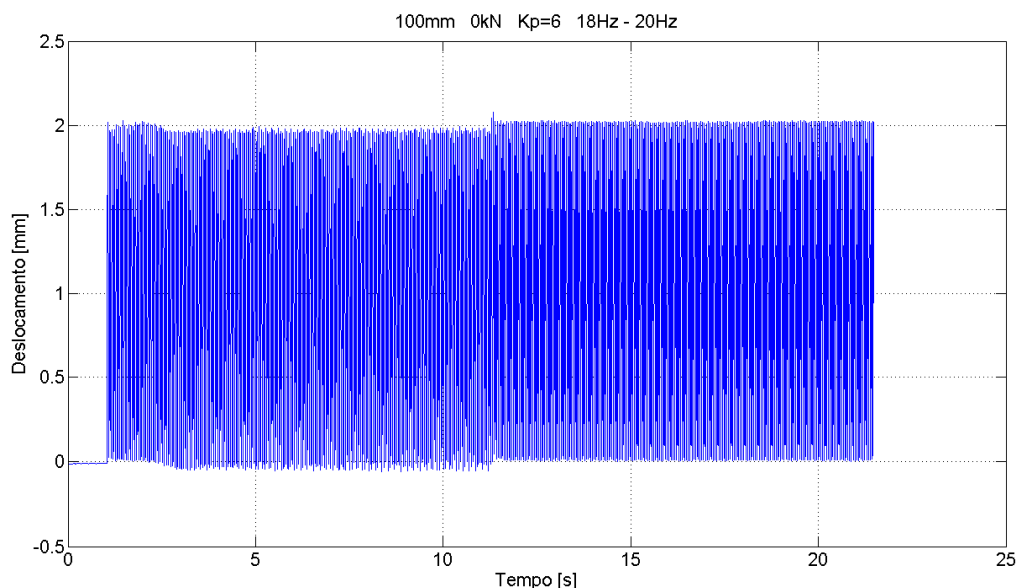


Figura 3:16 - Resposta do servossistema na posição inicial, sem carga,  $K_p = 6$ , a 18 e 20 Hz

Através dos resultados temporais não foi clara uma diferença significativa de desempenho para diferentes posições do atuador, além daquele caso em que temos carga opositora de 6 kN. Sendo assim, espera-se obter mais informações sobre essa influência quando for efetuada a análise no domínio frequencial.

Como se pode constatar foram realizados um grande conjunto de ensaios, que possuem um vasto conjunto de informação no domínio temporal. Para conseguirmos obter mais conclusões sobre o comportamento do servossistema prosseguiu-se para uma análise no domínio frequencial. Para fazer a conversão dos dados no domínio temporal para o frequencial foi desenvolvida uma função em *Matlab* que trata os dados e nos fornece o comportamento do sistema sob a forma de diagramas de Bode.

### 3.4 Funções desenvolvidas em *Matlab*

A principal função desenvolvida em *Matlab* foi a “DBode.m” (anexo B) que gera o diagrama de Bode a partir dos resultados temporais. O desenvolvimento desta função, em detrimento do uso de outras funções já existentes no *Matlab*, nomeadamente o *System Identification Toolbox*, deve-se à particularidade da forma como os ensaios e os resultados daí resultantes se apresentavam. Outro aspeto tido em conta é o conhecimento que se obtêm com a construção desta função e depois a elevada facilidade de manipulação de informação referente aos ensaios.

Além desta função foram desenvolvidas outras para complementar o funcionamento desta. Foi desenvolvida uma função para importar os dados temporais dos ficheiros em *Microsoft Excel* para o *workspace* do *Matlab* para depois serem trabalhados pela função “DBode.m”. Foram também desenvolvidas outras funções que geram gráficos sobre dados temporais e também de dados no domínio frequencial de modo a obtermos meios de comparação de algumas características. Alguns desses gráficos estão presentes neste relatório, outros foram apenas usados para melhorar o comportamento da função “DBode.m”.

Estas funções adicionais, embora não se revelando como essenciais para o objectivo principal deste trabalho, foram bastante importantes para a validação e correcção de eventuais erros no desenvolvimento das funções.

O principal objectivo da função desenvolvida em *Matlab* foi, então, a obtenção de diagramas de Bode. Estes diagramas são constituídos por dois gráficos, um que apresenta a evolução do módulo da resposta do sistema com a frequência e o 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 que a frequência vem expressa em Hertz [Hz] numa escala logaritmica.

O funcionamento da função “DBode.m” baseia-se nos seguintes aspetos:

- Determinação da frequência efectiva da resposta do sistema
  - Média de períodos
  - Cálculo da frequência efectiva
- Geração de referência
- Determinação do módulo
  - Média de máximos
  - Média de mínimos
  - Cálculo da amplitude obtida
  - Cálculo do módulo
- Determinação da fase
  - Média de atrasos temporais entre referência e resposta do sistema
  - Cálculo do atraso de fase

Uma vez que a geração da referência sinusoidal do sistema não garante um valor exacto da frequência desejada a menos de um certo erro numérico, torna-se necessário identificar qual a verdadeira frequência que foi imposta.

Nos ficheiros de resultados obtidos que foram gerados pela aplicação *DynaTester* não consta a referência pedida ao sistema, pelo que teve de ser gerada para depois podermos comparar com a resposta do sistema e determinar assim o atraso de fase.

A identificação do período e do atraso de fase a cada referência foi efetuada de forma comum, como se pode ver na figura 3:17, mas para tornar a função mais robusta recorreu-se a médias aritméticas de várias medições efetuadas em vários ciclos a cada frequência, isto mesmo sabendo que os dados são retirados de uma resposta estabilizada do sistema.

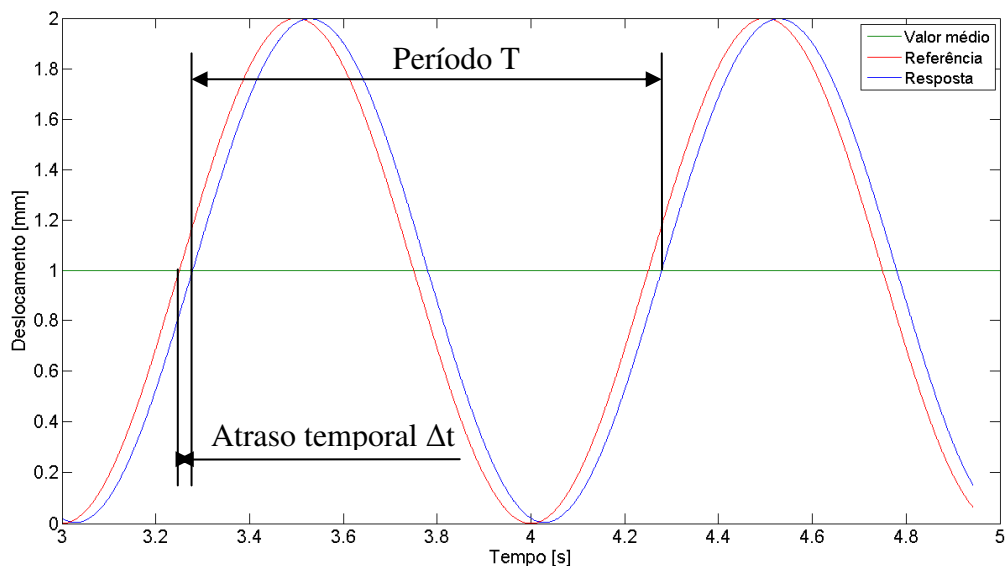


Figura 3:17 – Determinação do atraso temporal e do período

Outras estratégias tiveram de ser tomadas para tornar a função mais robusta relativamente a outros aspetos, tal como, o problema de oscilação do sinal para  $K_p$  elevados. Um dos casos é o presente na figura 3:18, em que se recorreu a interpolações lineares nas zonas de interesse para se obter os pontos desejados com algum rigor. Nestas circunstâncias "limite" é de esperar o aparecimento de erros numéricos nos resultados.

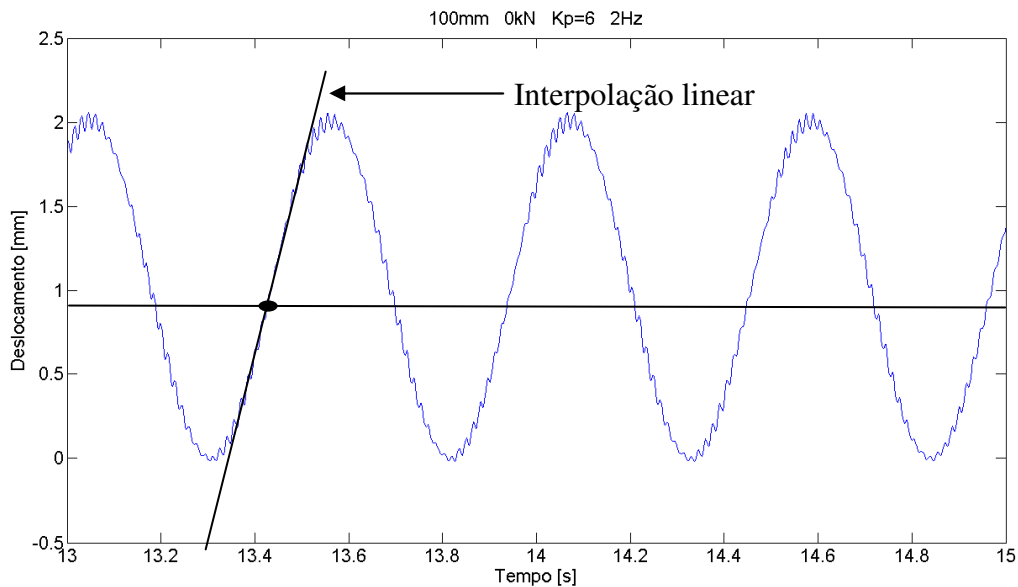


Figura 3:18 – Interpolação linear para contornar o problema da oscilação de sinal

### 3.5 Análise de resultados no domínio frequencial

Depois de aplicada a função “DBode.m” aos resultados temporais obtivemos 9 diagramas de Bode.

Um diagrama para cada posição de ensaio e para cada situação de carga. Como foram feitos ensaios em volta de 3 posições e em 3 situações de carga, resultaram 9 diagramas de Bode.

Em cada um destes diagramas foi analisado o comportamento do sistema para diferentes valores do ganho do controlador ( $K_p$ ).

Como os diagramas são bastante semelhantes, torna-se menos relevante mostrar todos aqui. Optou-se, assim, por apresentar os gráficos mais significativos e, posteriormente, analisar as principais alterações de resultados como consequência das alterações de condições de ensaio.

Como se poderá ver nas figuras abaixo, todos os diagramas possuem um comportamento de padrão semelhante e relativamente bem definido.

A figura 3:19 apresenta a resposta do sistema "em malha fechada", em volta da posição mais recuada do servoatuador, cerca de 100 mm, e para diferentes valores de ganho proporcional do controlador.

Pode-se verificar que, qualquer que seja o ganho do controlador, o comportamento do sistema para uma referência de 1 Hz possui uma atenuação da resposta negligenciável, enquanto o atraso de fase não excede  $9^\circ$  (cerca de 25 ms).

Para uma referência de 20 Hz, no entanto, a atenuação pode atingir valores superiores a 12 dB [75 % de atenuação] e o atraso de fase pode atingir cerca de 120° (isto é, cerca de 16 ms). No entanto, caso o ganho proporcional seja  $K_p = 6$ , a atenuação da resposta é negligenciável, enquanto o atraso de fase não excede 60° (isto é, cerca de 8 ms).

Da análise do diagrama de Bode da figura 3.19 parece poder concluir-se que o sistema tem uma resposta em malha fechada com uma característica típica de um sistema de 2ª ordem, com uma frequência natural superior a 10 Hz e uma razão de amortecimento superior a 0,7 e inferior a 1.

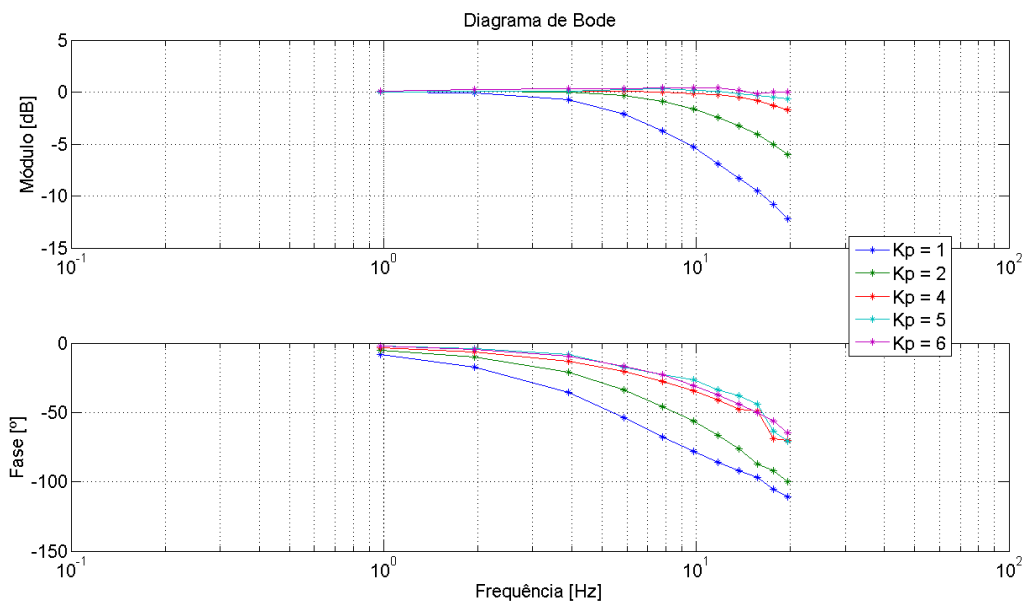


Figura 3:19 – Diagrama de Bode, ensaio na posição 100 mm, sem carga

A figura 3:20 corresponde ao diagrama de Bode da resposta em malha fechada em volta da mesma posição do servoatuador. No entanto, neste caso o servoatuador está sujeito a uma carga elástica em volta do valor de 3 kN. Nestas condições, verifica-se que para ganhos do controlador proporcional superiores a  $K_p = 2$  a resposta do sistema apresenta uma aparente "ampliação" e não uma qualquer "atenuação". O comportamento da fase, contudo, não aparentou uma significativa alteração.

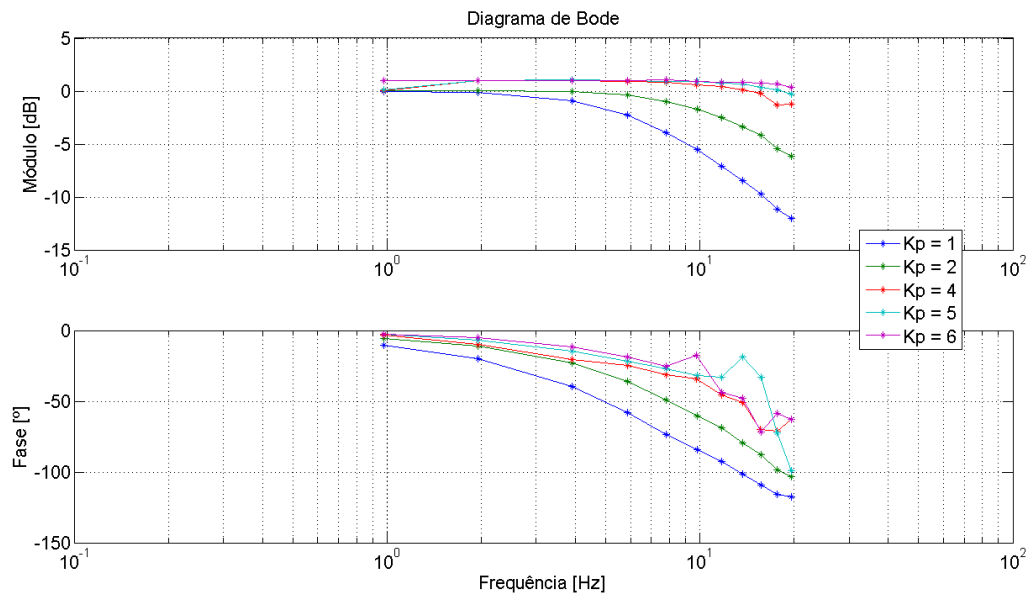


Figura 3:20 - Diagrama de Bode, ensaio na posição 100 mm, com 3 kN de carga inicial

Verifica-se que para frequências até 10 Hz o comportamento está bem definido e a análise do diagrama não aparenta evidenciar que a característica estrutural de resposta do sistema se tenha alterado.

No entanto, como para valores de frequência superiores e ganhos de controlador mais elevados surgem alguns casos de oscilação super imposta na trajetória de saída, isto pode determinar que os valores calculados numericamente possam ter deixado de ter o rigor necessário para caracterizar devidamente o comportamento do sistema.

No entanto, pode-se dizer que o comportamento geral do sistema está suficientemente bem definido pois existem dados suficientes que identificam bem o comportamento do mesmo.

Além da análise destes diagramas tornou-se importante saber como varia o comportamento do sistema em diferentes posições do atuador e quando este é submetido a diferentes situações de carga opositora.

Sendo assim criaram-se outros diagramas em que se varia a posição do cilindro e a situação de carga para as mesmas restantes condições de ensaio. Estes diagramas foram obtidos por manipulação de dados relativos aos diagramas anteriores e, como tal, são também bastante semelhantes entre si e possuem o mesmo tipo de oscilações que se identificou nos anteriores.

Comparando os diagramas obtidos para diferentes posições pode-se concluir que a atenuação e o atraso de fase diminuem ligeiramente com o aumento da posição do cilindro, ver figura 3:21. Esta diferença para baixa frequência é insignificante, já para 20 Hz apresenta uma

diferença na atenuação de 3 dB, ou seja 30 %, e uma diferença de atraso de fase na ordem de 20° (isto é, cerca de 3 ms).

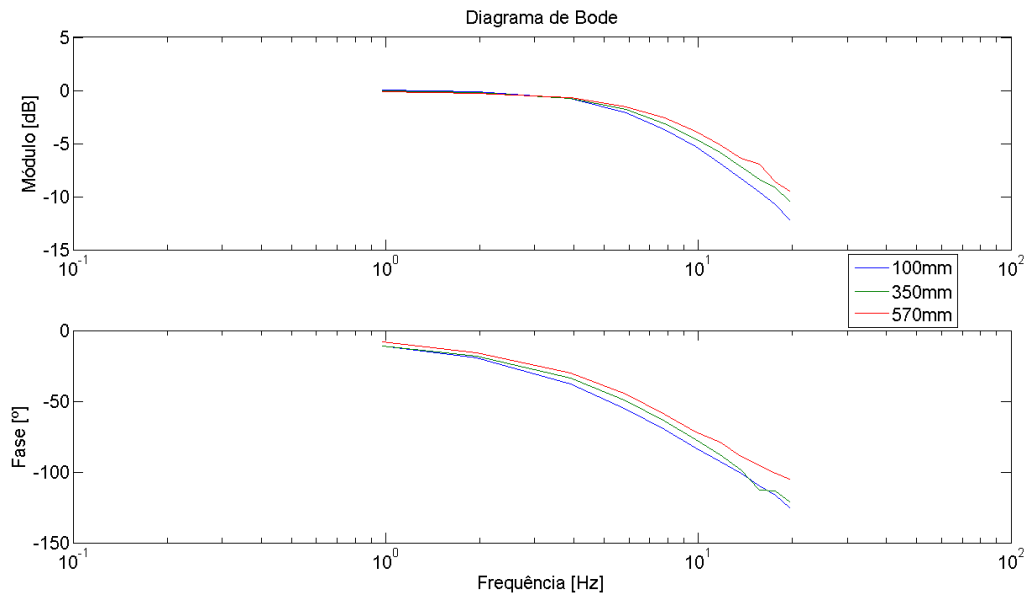


Figura 3:21 – Diagrama de Bode, resultados em diferentes posições, sem carga e com ganho de controlador proporcional unitário

O comportamento não foi o esperado e como se pode ver pelo gráfico da figura 3:10 nas posições usadas para ensaio, verifica-se que a frequência natural é superior na posição mais recuada, em relação às outras duas posições, principalmente a intermédia. Isto levar-nos-ia a pensar que a maior atenuação e atraso de fase seriam na posição intermédia, o que não aconteceu, pelo contrário.

Uma explicação para este comportamento pode ser o fato dos valores da frequência natural em causa (próximos de 200 Hz) serem bastante elevados face às frequências de solicitação usadas. Isto pode tornar o fator da variação da frequência natural menos relevante face a outras influências que existem no sistema. Além disto, também se trata de variações não muito elevadas.

A única diferença de maior relevo verificada devido à posição foi a já caracterizada na análise temporal quando uma carga opositora elevada é aplicada, em volta da posição central de funcionamento.

No caso da variação de carga, verifica-se que existe um aumento da atenuação e um aumento do atraso de fase quando o sistema é submetido a cargas sucessivamente mais elevadas, ver figura 3:22. Este comportamento era esperado visto que a presença de carga é uma oposição ao movimento do atuador e como tal, quanto maior o seu valor maior será a influência no comportamento do sistema e no seu controlo.

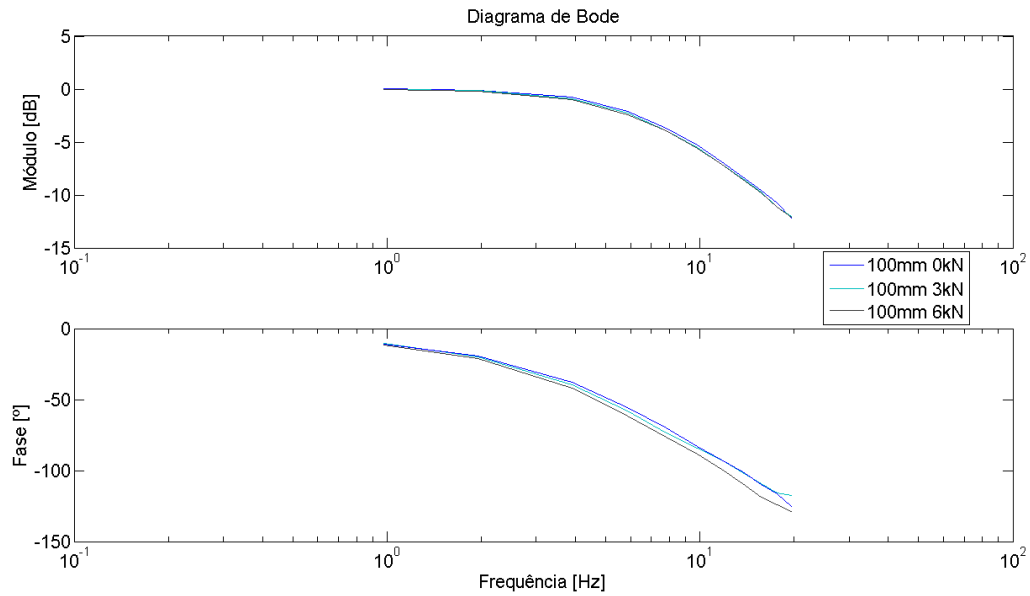


Figura 3:22 - Diagrama de Bode, resultados em diferentes situações de carga, na posição inicial do cilindro (100 mm) e com ganho de controlador proporcional unitário

O fato de não se notar muito a influência da carga no gráfico da figura 3:22 deve-se à força opositora ser de apenas 8 % (para 3 kN) e 18 % (6 kN) da força máxima disponível no atuador (34 kN), força esta obtida por cálculo numa situação estática e com pressão na fonte de 110 bar.

Neste capítulo foi apresentado todo o procedimento de execução dos ensaios experimentais e foram analisados os resultados obtidos quer no domínio temporal, quer no domínio frequencial.

No capítulo seguinte será apresentado todo o processo de execução de simulações com o modelo matemático desenvolvido em (Silva 2009), será também analisado o comportamento do modelo e realizada uma comparação com o comportamento do servossistema obtido nos resultados experimentais.

## **4 Validação do modelo matemático**

Após a análise do comportamento experimental do servossistema descrito no capítulo anterior existe o interesse de o comparar com o comportamento previsto pelo modelo matemático simulado. Sendo assim este capítulo tem como objectivo descrever todo o processo de simulação efetuado com o modelo matemático e a comparação com os resultados experimentais do servossistema obtidos anteriormente.

Todo o processo de simulação numérica descrito neste capítulo teve por base o uso do *Matlab Simulink*.

### **4.1 Descrição do modelo matemático**

O modelo matemático usado para a simulação numérica do sistema partiu do modelo “não linear” apresentado em 2.2.1. Depois de implementar os blocos do modelo “não linear” foi acrescentado um controlador de posição, um controlador de força, ambos baseados apenas na ação proporcional ( $K_p$ ), e um bloco referente ao grupo hidráulico. Além desta implementação efetuada por Miguel Silva no seu trabalho de dissertação (Silva 2009), foram, para o presente trabalho, realizados alguns ajustes de forma a tornar as simulações mais simples, dentro do tipo de simulações pretendidas neste trabalho.

Desta implementação resultou o modelo de simulação em *Matlab Simulink* demonstrado na figura 4:1.

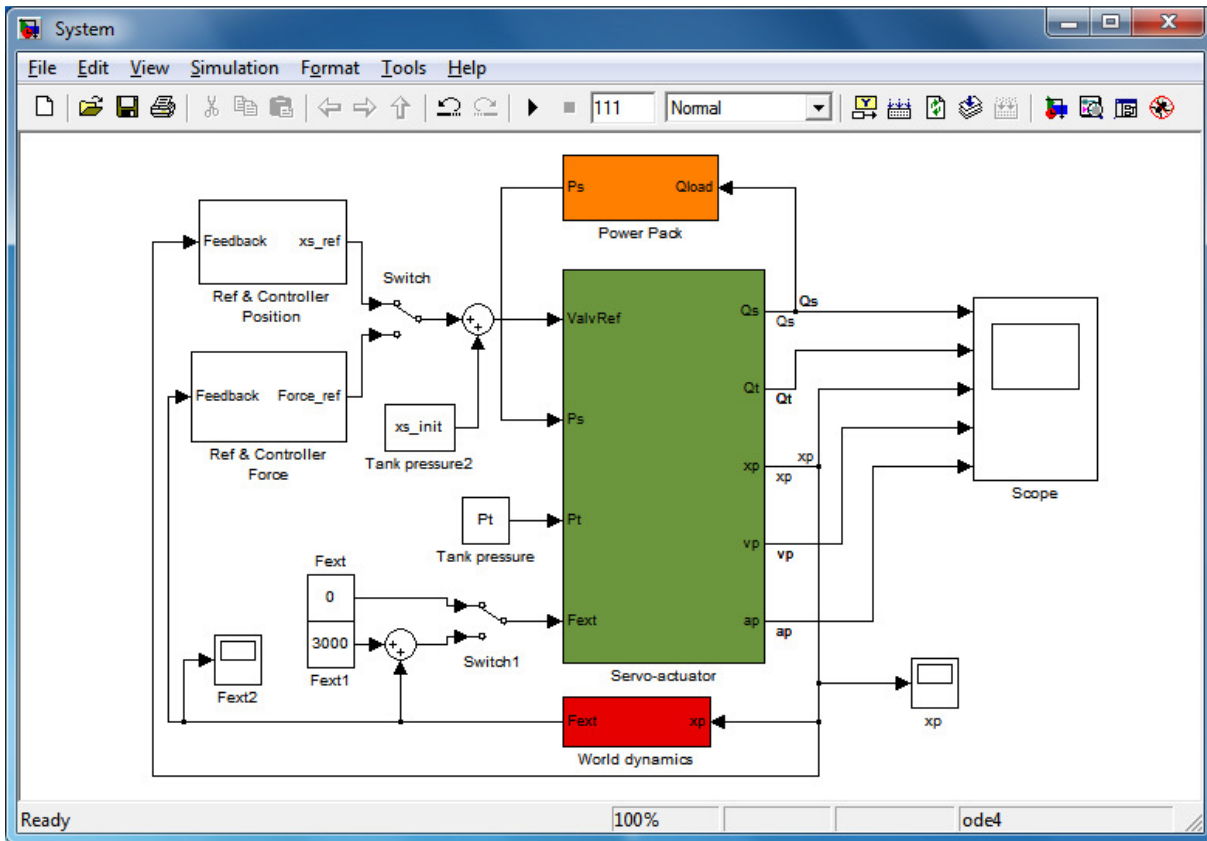


Figura 4:1 – Modelo de simulação em *Matlab Simulink*

Os blocos referentes ao modelo “não linear”, figura 4:2 e figura 4:3, estão presentes nos blocos a verde e vermelho da figura 4:1.

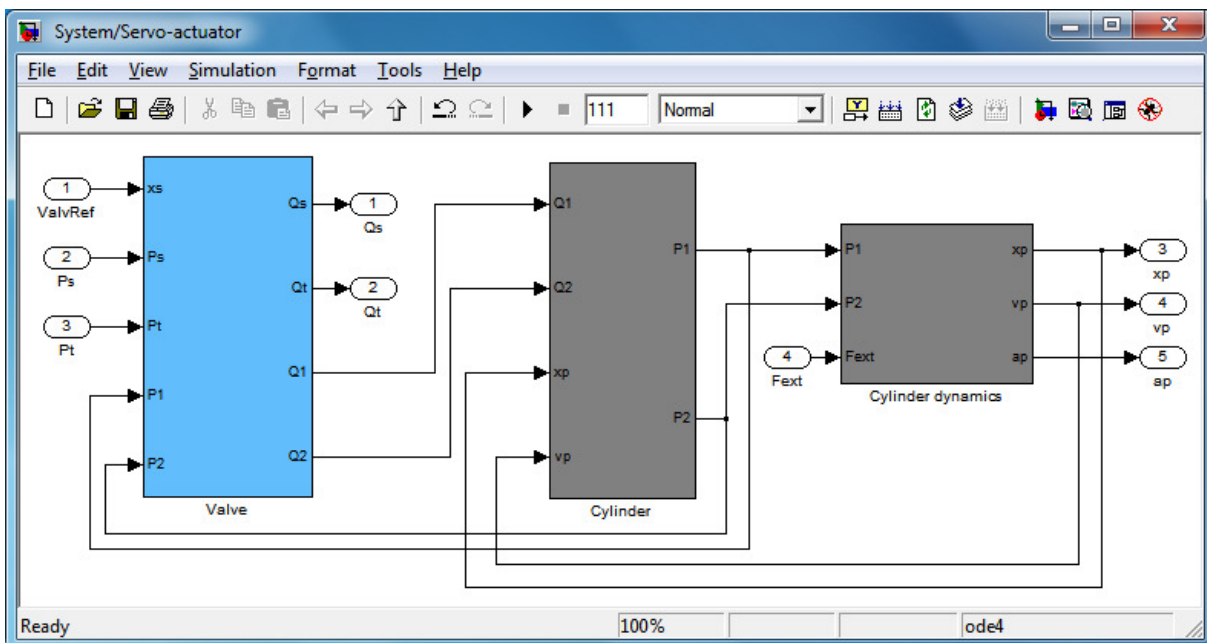


Figura 4:2 – Modelo do servoatuador em *Matlab Simulink*

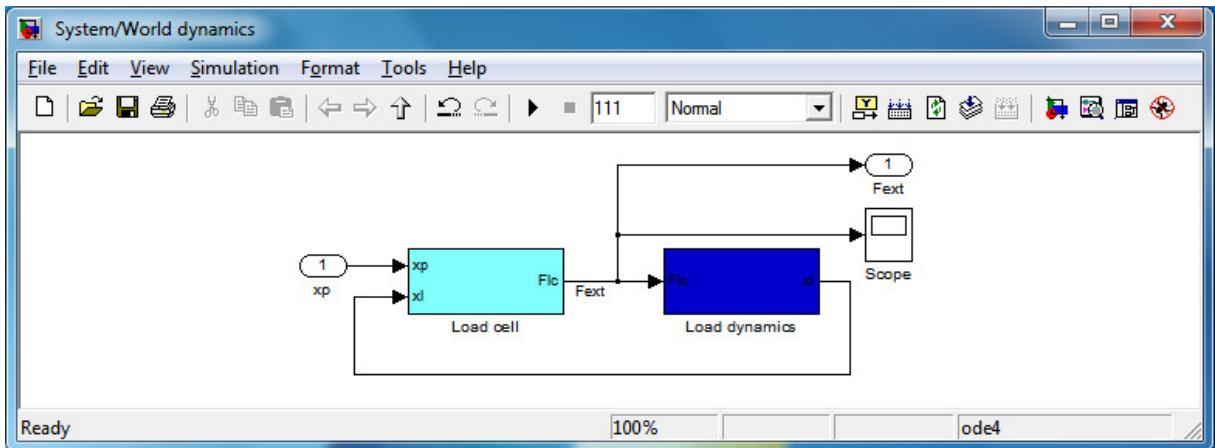


Figura 4:3 - Modelo da dinâmica do ambiente em *Matlab Simulink*

O bloco referente ao grupo hidráulico apresenta a estrutura presente na figura 4:4.

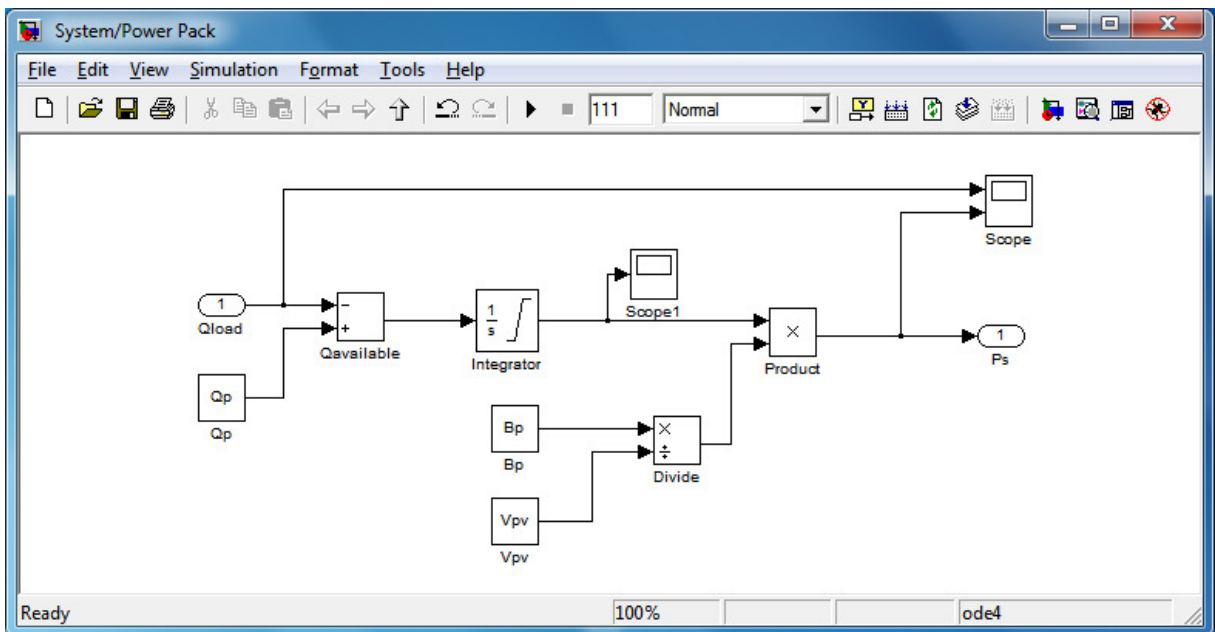


Figura 4:4 - Modelo do grupo hidráulico em *Matlab Simulink*

O controlador de posição e o controlador de força têm a mesma estrutura. São ambos controladores proporcionais, a diferença está na referência e no feedback que são em posição ou em força, consoante o tipo de controlador. Como exemplo do controlador é apresentado na figura 4:5 o controlador proporcional de posição presente no modelo.

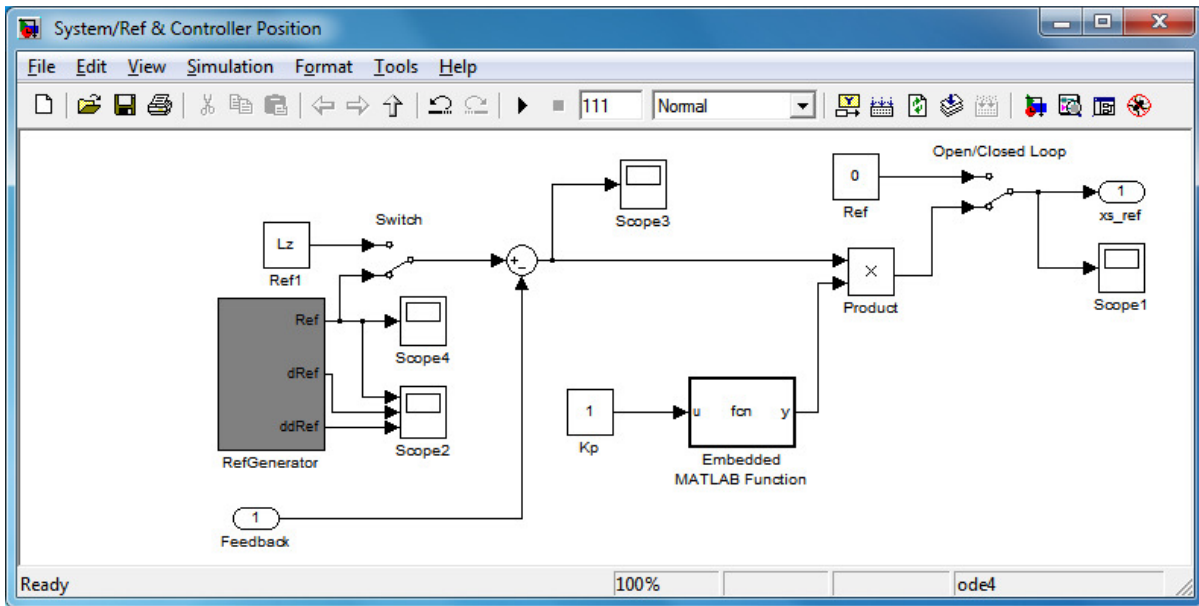


Figura 4:5 – Modelo do controlador de posição em *Matlab Simulink*

Dentro do bloco do controlador temos um outro bloco, designado por “RefGenerator”, que nos permite indicar a referência a ser gerada, através de uma função embebida. Como se trata de uma função embebida temos bastante liberdade para gerar qualquer tipo de trajetória.

Nestes vários blocos estão também presentes funcionalidades que nos permitem ajustar e visualizar alguns parâmetros. Um destes casos são os vários blocos de visualização (*Scope*) que nos permitem observar a variação da grandeza associada ao longo da simulação. Outros são os blocos “Fext” presentes na figura 4:1 em que podemos mencionar a força externa que foi imposta no servoatuador. Além dos parâmetros que podem ser ajustados no próprio modelo, existem outros que são importados de *m-files* e como tal são definidos aí. Dentro destes parâmetros surge a posição inicial do atuador que vai ser usada neste trabalho.

## 4.2 Procedimento de simulação

Serão agora abordados os aspetos tidos em conta no processo de simulação, os problemas encontrados e como foram resolvidos.

### 4.2.1 Aspetos de simulação

Como o objectivo último dos resultados desta simulação é a comparação com os resultados obtidos com o sistema real, o processo de simulação deverá replicar, o mais exactamente

possível, as condições vigentes nos ensaios experimentais. Sendo assim, teve-se em atenção os seguintes aspectos:

- Mesmos valores de ganho no controlador proporcional
- Mesmas posições iniciais do atuador
- Mesmas situações de carga
- Mesmos valores discretos de frequência
- Mesmo tempo de teste a cada frequência

As únicas diferenças entre o ensaio e a simulação foram a realização de simulação com todos os valores discretos de frequência, em vez de conjuntos de 3 frequências, e o uso de uma frequência de controle 2 vezes superior (4 kHz) à usada nos ensaios experimentais. Contudo estas diferenças não influenciam os resultados e tornam o processo de simulação menos moroso.

#### **4.2.2 Simulação e tratamentos de dados**

Como já seria de esperar, ao efetuarmos a simulação nas mesmas condições dos ensaios experimentais, obteremos novamente um grande conjunto de informação no domínio temporal. Para ser facilmente comparável com os ensaios experimentais voltou-se a aplicar a função “DBode.m” anteriormente desenvolvida. Para tal, foram usadas todas as funções anteriormente desenvolvidas no tratamento dos dados dos ensaios experimentais. Tiveram de se efetuar algumas alterações nas funções visto que no caso da simulação alguns aspectos numéricos dos dados são diferentes.

Os dados obtidos da simulação encontra-se no *workspace* do *Matlab* e têm de ser importados para o mesmo formato de variáveis usado no caso dos ensaios para que se possa aplicar a função “DBode.m” tal como estava construída. Na função “DBode.m” a geração de referência foi retirada, uma vez que a referência é agora obtida do bloco de geração de referência. De resto todo o processo de tratamento de dados é semelhante ao anteriormente usado.

### 4.2.3 Problemas e soluções encontradas

As simulações iniciais que foram realizadas permitiram validar os principais parâmetros utilizados na simulação, de modo a que pudessem ser efectivamente comparáveis com os resultados experimentais.

Por necessidades de tratamento matemático do controlador no sistema experimental, por exemplo, o ganho do controlador não incidia sobre os mesmos valores numéricos que o ganho da simulação, pelo que houve necessidade de os compatibilizar.

Foram, então, encetadas as simulações de modo a poder tratar os resultados no domínio frequencial.

Um dos diagramas criado para permitir uma comparação entre os resultados reais e os da simulação foi o presente na figura 4:6 onde se verifica uma semelhança grande entre o comportamento do sistema experimental e do modelo matemático.

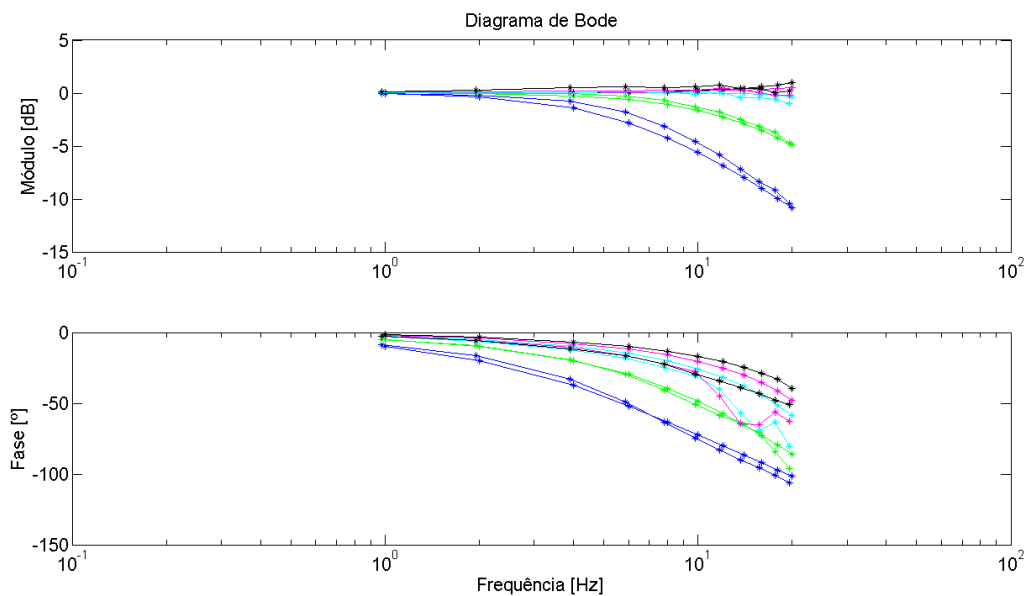


Figura 4:6 – Diagrama de Bode de comparação entre resultados experimentais e simulados, na posição recuada, sem carga

Contudo, ao comparar os comportamentos em volta de outras posições verificaram-se algumas discrepâncias que permitiram questionar valores de parâmetros quer associados ao modelo da válvula quer ao modelo do atuador.

Por exemplo, quando realizada uma simulação do servoatuador em volta de uma posição intermédia sem carga (figura 4:7) foram identificadas discrepâncias. Sendo assim este problema teve de ser analisado com mais pormenor.

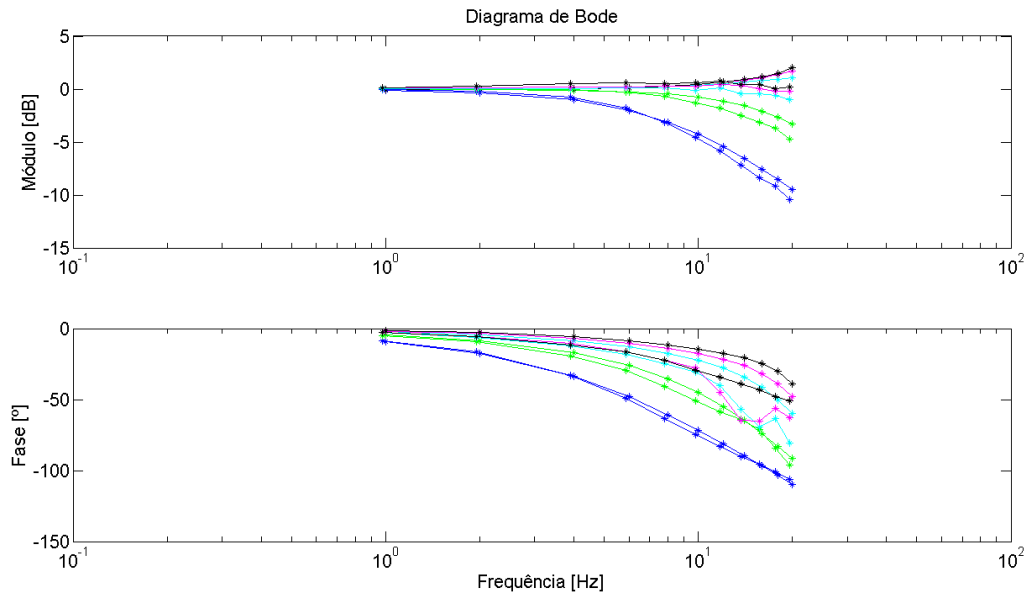


Figura 4:7 – Diagrama de Bode de comparação na posição intermédia sem carga

Uma primeira hipótese avançada foi sobre falta de rigor no valor efectivo do ganho do controlador, ou no ganho da válvula.

Foi, igualmente, colocada uma segunda hipótese de razão para as discrepâncias de resultados, fazendo estas recair sobre o valor avançado para o atrito viscoso no atuador ( $B_{cyl}$ ). Após várias simulações com diferentes valores de  $B_{cyl}$  constatou-se que este não aparentava ter um valor constante, mas sim um valor variável com a velocidade do atuador. Constatou-se assim que quanto maior a velocidade do atuador menor é o valor de  $B_{cyl}$ . Esta dedução pode ser explicada por a baixas velocidades a camada de óleo entre a haste do atuador e os vedantes se degradar e causar assim um aumento no coeficiente de atrito. Para o caso de velocidades superiores essa camada já não se degrada, pelo menos na mesma proporção.

Nas simulações efetuadas conseguiu-se aproximar esta variação de  $B_{cyl}$  com a velocidade pela equação linear 4: 1.

$$4: 1 \quad y = -1.3 * 10^6 * abs(x) + 1.3 * 10^5, \quad y \geq 10$$

Em que “y” é o novo valor de  $B_{cyl}$  em [N.s/m] e “x” é o valor da velocidade do atuador em [m/s].

Com as alterações propostas efetuadas no modelo o resultado foi satisfatório visto que o comportamento do modelo agora está bastante semelhante ao obtido nos resultados do sistema real para as várias situações testadas. Isto pode ser demonstrado pela figura 4:8.

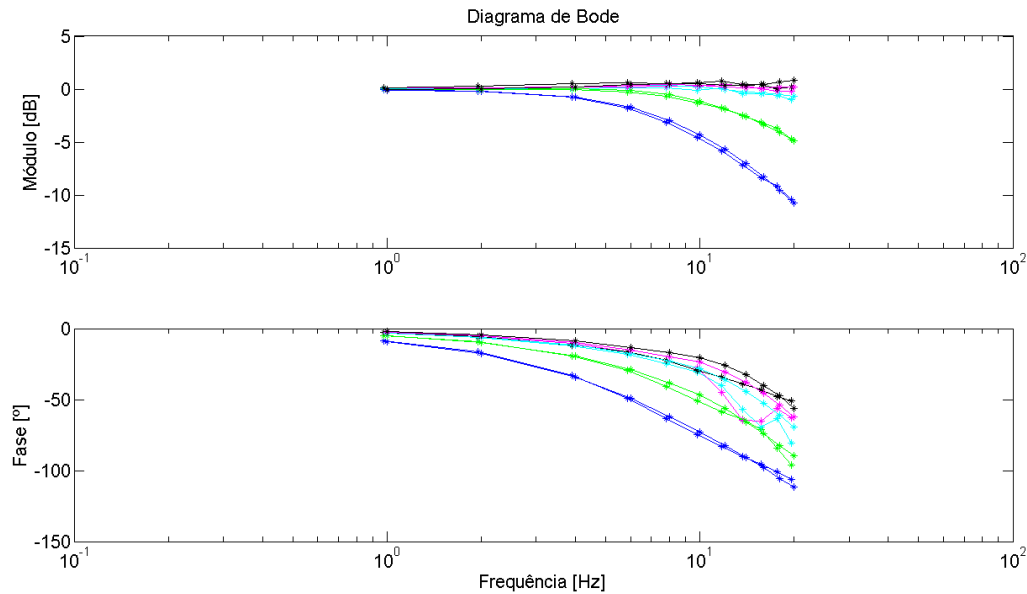


Figura 4:8 - Diagrama de Bode de comparação na posição intermédia sem carga com ajustes efetuados

Como a anterior relação entre o atrito viscoso do cilindro e a velocidade do atuador foi obtida “quase” por ajustes de tentativa e erro em simulações, houve o interesse de verificar se isto realmente acontecia no sistema real. Para tal foi efetuado um ensaio em deslocamento com frequências discretas entre 1 e 20 Hz com  $K_p = 4$  e sem carga opositora para procedermos a um cálculo aproximado dos valores de atrito viscoso cilindro.

A realização destes cálculos baseou-se na equação 4: 2.

$$4:2 \quad F_a = p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B = M_a \cdot \ddot{x} + B_a \cdot \dot{x}$$

Como no aparato experimental estão incluídos transdutores de pressão presentes nas duas câmaras do atuador, sabemos a pressão nas mesmas e, como a solicitação é sinusoidal, analisando os valores de pressão em volta dos pontos de aceleração nula (velocidade máxima) a equação anterior resulta na equação 4: 3.

$$4:3 \quad p_A \cdot A_A - p_B \cdot A_B = B_a \cdot \dot{x}$$

Como a velocidade do atuador pode ser calculada a partir da derivada da posição, então é possível determinar sem dificuldade os valores de  $B_a$  (coeficiente de atrito determinado experimentalmente) e comparar com os valores de  $B_{cyl}$  (coeficiente de atrito utilizado na simulação).

Depois de se efetuar os cálculos anteriormente descritos obteve-se o diagrama da figura 4:9 que nos comprova que de fato o valor de  $B_{cyl}$  utilizado na simulação é inferior ao verificado experimentalmente. Por outro lado, o valor experimental ( $B_a$ ), varia numa relação de pelo menos 1:10, para uma variação da velocidade do atuador entre 10 e 100 mm/s..

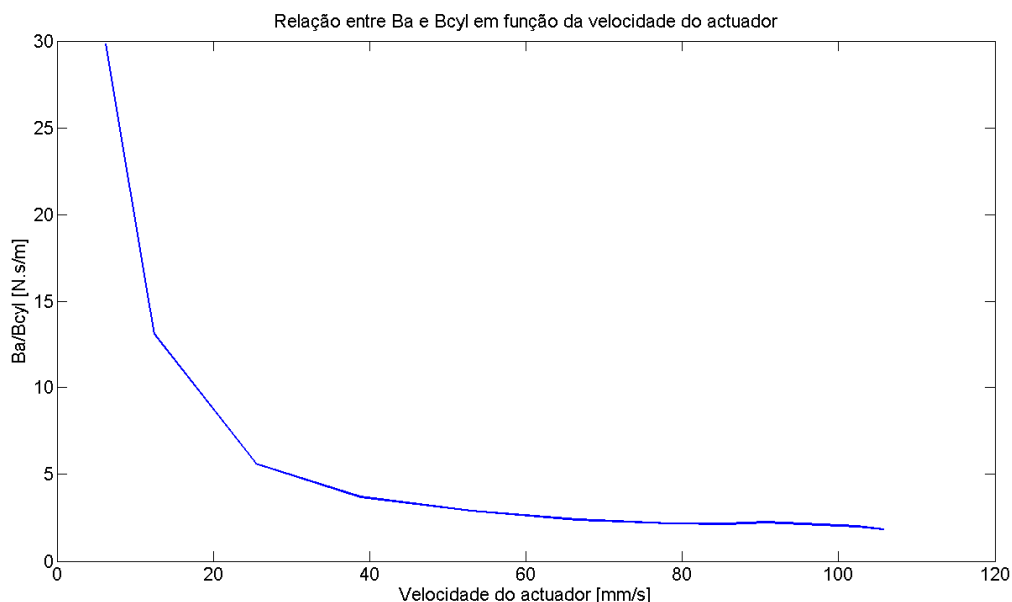


Figura 4:9 – Relação entre  $B_a$  e  $B_{cyl}$  em função da velocidade do atuador

### 4.3 Análise frequencial

Uma vez que o ajuste dos vários parâmetros do modelo foi efetuado através da análise no domínio frequencial pretende-se continuar a análise do comportamento do modelo comparando-o agora com o comportamento do sistema real.

Sendo assim começaremos por analisar a influência da posição no comportamento do modelo.

Através da figura 4:10 verifica-se que o comportamento do modelo se assemelha ao comportamento real (figura 3:21), ou seja, quanto mais avançado o cilindro menor a atenuação na resposta do sistema. A justificação para este comportamento já foi anteriormente enunciada, o que prevalece.

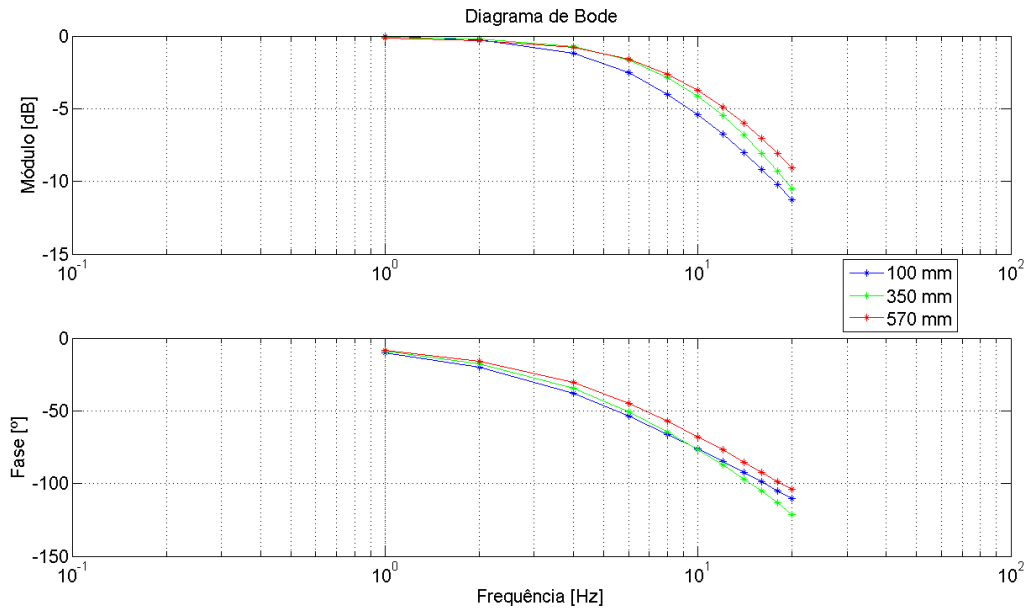


Figura 4:10 - Diagrama de Bode, simulações em diferentes posições, sem carga e com  $K_p=1$

Tendo agora em atenção o diagrama da figura 4:11, em que se demonstra o resultado de simulações para diferentes situações de carga, verifica-se a diferença entre as diferentes situações de carga ainda é menor, mesmo no atraso de fase, que a verificada no sistema real, figura 3:22, podendo-se agora considerar uma diferença insignificante.

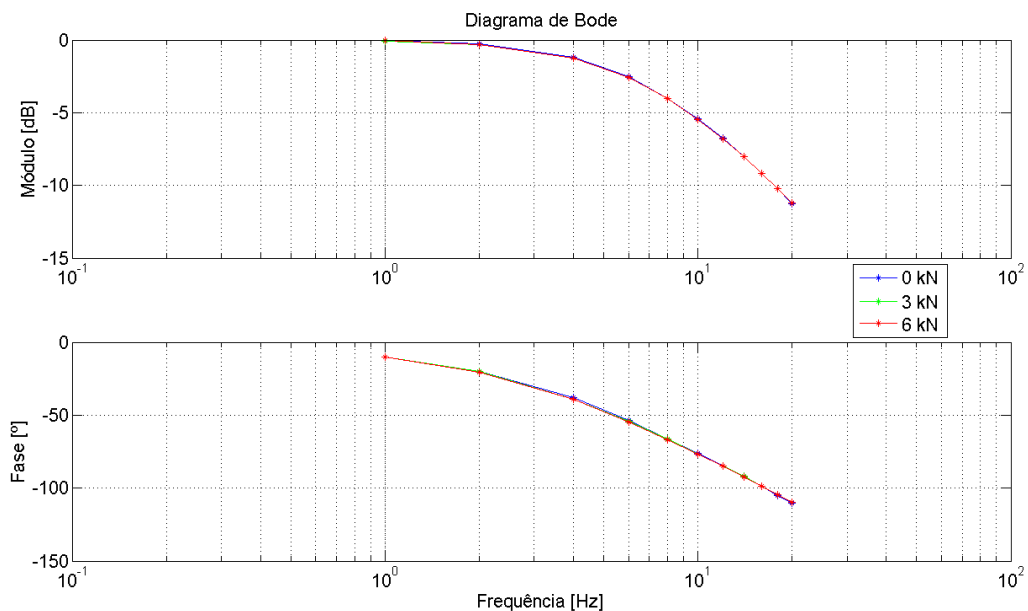


Figura 4:11 - Diagrama de Bode, simulações em diferentes situações de carga, na posição recuada e com  $K_p=1$

Embora este diagrama de Bode pareça falacioso, o fato é que sob uma condição de carga o sistema deixa de ser linear e, portanto, a resposta deixa de ser uma sinusóide perfeita. Assim, o diagrama de Bode deixa de poder representar esta diferença. Este comportamento é, assim, apenas verificado numa análise temporal, como será demonstrado à frente na figura 4:16.

Contudo fica aqui o diagrama para demonstrar que nem tudo se consegue constatar pelos diagramas frequenciais.

#### 4.4 Análise temporal

Pretende-se com a análise temporal verificar se a resposta do modelo se assemelha à resposta do sistema para a mesma solicitação. A análise será apenas ao nível da forma da trajetória (da onda), visto que os outros aspetos já foram abordados, anteriormente, no domínio frequencial.

Através do gráfico temporal da figura 4:12, em que temos a resposta do modelo a uma solicitação sinusoidal de 1 Hz, verifica-se que a resposta do modelo é semelhante à respetiva resposta do sistema, figura 3:5, a menos do comportamento “peculiar” verificado, anteriormente, nos extremos da sinusóide.

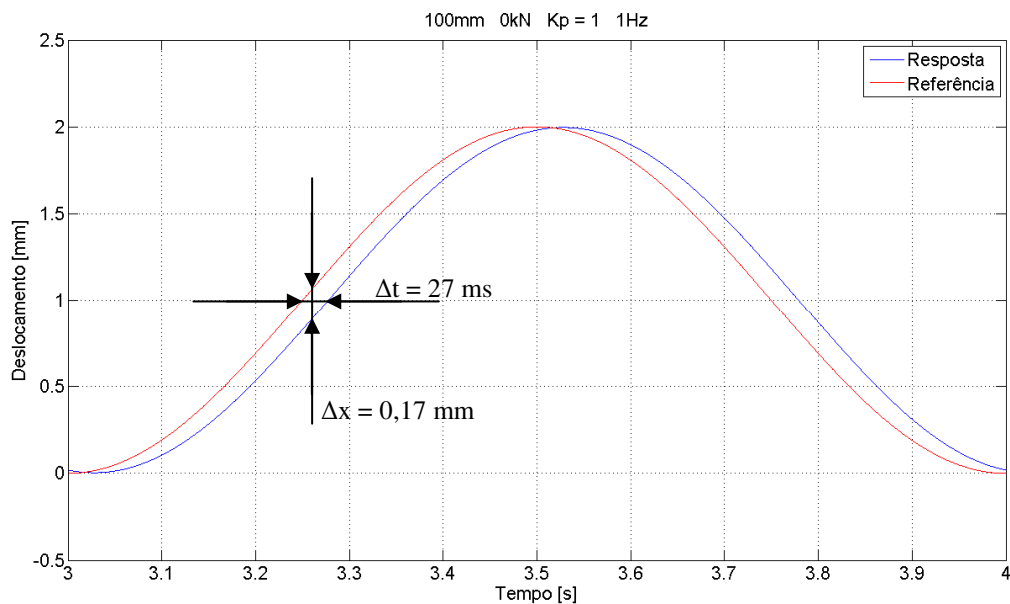


Figura 4:12 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 1 Hz com 0 kN e  $K_p = 1$

Tendo agora em atenção a figura 4:13, em que temos a resposta do modelo a uma solicitação sinusoidal de 10 Hz, verifica-se que a resposta do modelo é semelhante à correspondente resposta do sistema real, figura 3:6.

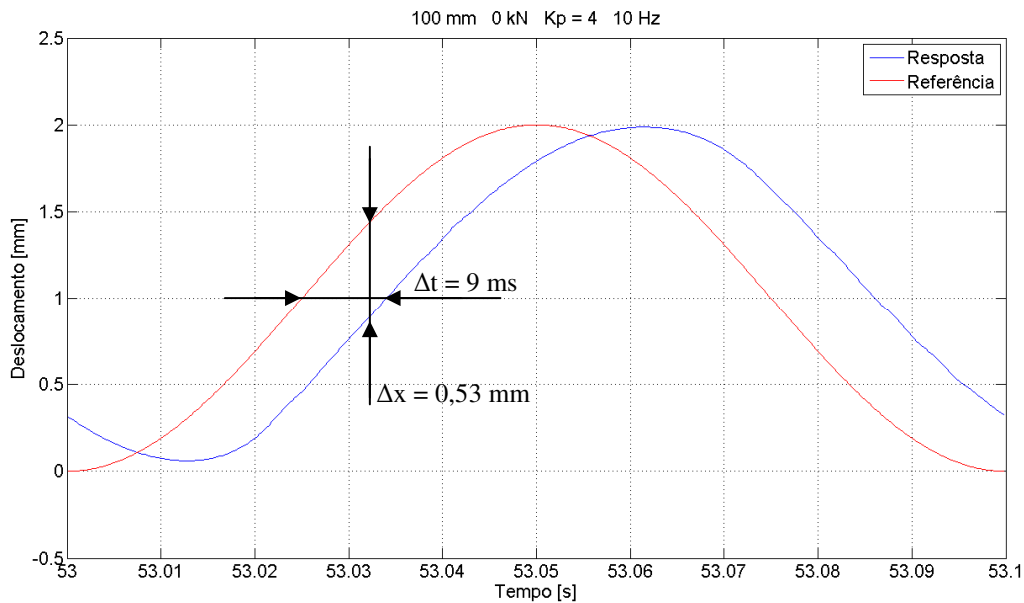


Figura 4:13 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 10 Hz com 0 kN e  $K_p = 4$

Para o caso do comportamento do modelo à maior frequência de solitação usada, 20 Hz (figura 4:14), verifica-se que a resposta do modelo é semelhante à respetiva resposta do sistema real, figura 3:7, a menos da diferença sentida no sistema real relativa à assimetria do cilindro.

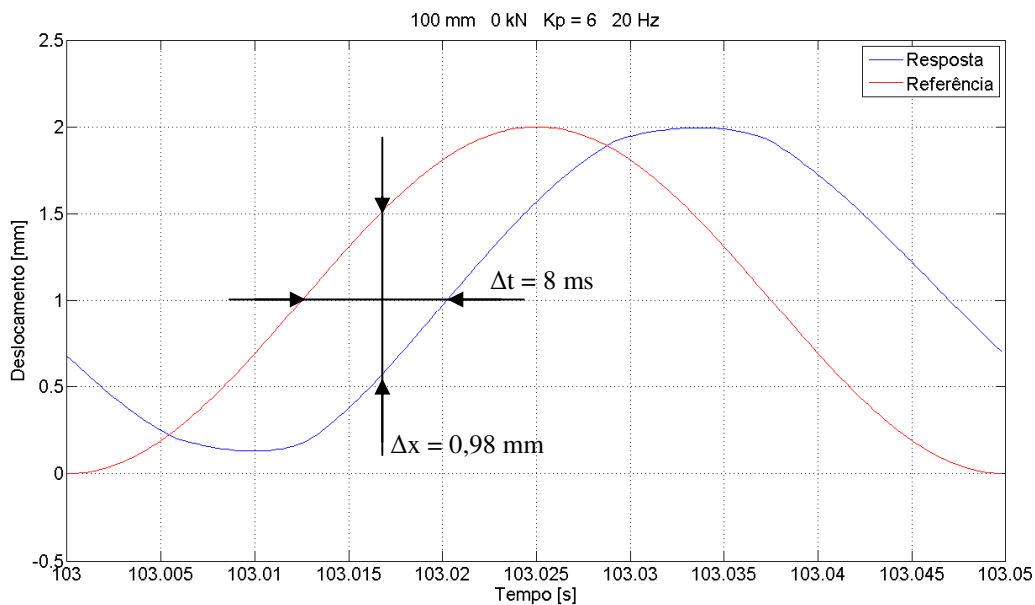


Figura 4:14 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 20 Hz com 0 kN e  $K_p = 6$

Dos resultados no sistema real constatou-se que quando usávamos valores de ganho elevados a baixas frequência o comportamento do sistema começava a apresentar alguma oscilação, como foi o caso da figura 3:12. Realizou-se o mesmo teste no modelo e o resultado foi o

presente na figura 4:15, em que se verifica que não existe oscilação, mas sim uma ligeira ampliação.

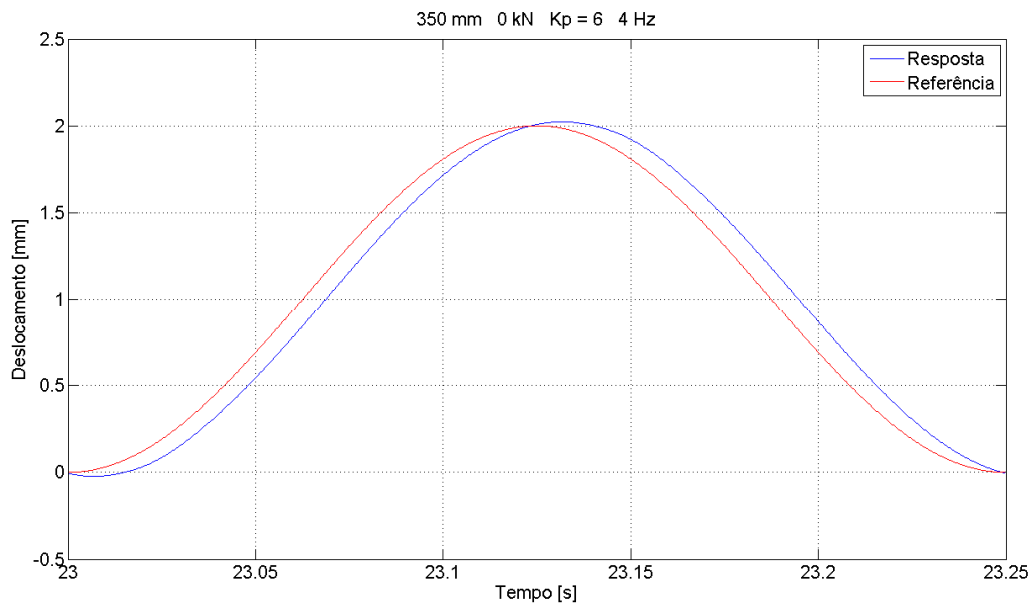


Figura 4:15 - Resposta modelo na posição intermédia a 4 Hz com 0 kN e Kp = 6

Quando a carga opositora ao atuador deixou de ser nula, caso da figura 3:8, o modelo também apresentou uma resposta com um ligeiro *offset*, cujo valor é menor quanto maior o valor de Kp.

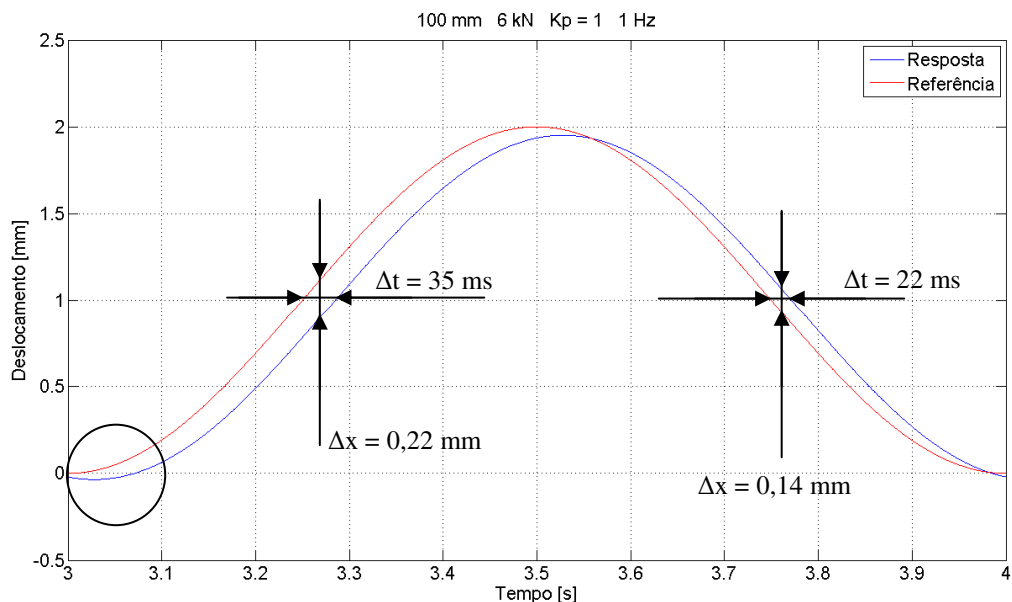


Figura 4:16 - Resposta modelo na posição mais recuada a 1 Hz com 6 kN e Kp = 1

O comportamento final obtido no domínio frequencial, referente ao modelo, foi bastante semelhante ao comportamento do sistema real e verificou-se o mesmo com os gráficos temporais.

Neste quarto capítulo foi realizada uma avaliação do modelo matemático tendo como base o comportamento obtido nos resultados dos ensaios experimentais.

No próximo será apresentado toda a estratégia de execução dos ensaios com controle em força, sendo posteriormente apresentados os resultados e efetuada a sua análise.

## **5 Ensaios com controlo em força**

Neste capítulo aborda-se a estratégia usada para a execução de ensaios com controlo em força, demonstrando a sua importância, a forma como foram realizados e, por fim, realiza-se uma análise dos resultados obtidos. Pretende-se com estes ensaios avaliar o comportamento do sistema quando controlado em força para depois podemos tirar conclusões ao nível do controlador usado.

### **5.1 Estratégia de ensaio**

Para efetuarmos o estudo do controlo de força, propriamente dito, foram realizados ensaios em controlo de força com uma estratégia de ensaios idêntica aos ensaios experimentais anteriormente realizados. Sendo assim, algumas das características que definem esta estratégia são comuns e como tal possuem os mesmos motivos.

Relembrem-se, de seguida, os parâmetros utilizados na estratégia de ensaios em deslocamento e que foram agora repetidos para o controlo em força.

- Sinal de referência do tipo sinusoidal;
- Gama de frequências [1, 20] Hz;
  - Valores discretos [1, 2, 4, 6, 8, 10, 12, 14, 16, 18, 20] Hz;
- Tempo de ensaio (10 segundos a cada frequência), isto é 10 ciclos à frequência mais baixa e 200 ciclos à frequência mais elevada;
- Controlador proporcional (de ganho ajustável);
- Diferentes posições do atuador (100 mm, 350 mm, 570 mm).

Apresentam-se agora os parâmetros enquadrados dos ensaios em força e as respetivas justificações.

- Diferentes situações de rigidez do provete (1,5 kN/mm, 3 kN/mm, 4,5 kN/mm);
- Amplitude fixa de 1 kN (valor pico-a-pico 2 kN);
- Diferentes condições de valor médio de carga elástica opositora (4 kN, 7 kN).

### **5.1.1 Diferentes situações de rigidez do provete (1,5 kN/mm, 3 kN/mm, 4,5 kN/mm)**

De forma a estudar o comportamento do sistema para diferentes valores de rigidez do provete foram constituídos 3 conjuntos de molas de disco para o D.C.E.A. de modo a obter 3 valores distintos de rigidez.

O primeiro conjunto tem 3 molas na sua disposição de menor rigidez, como podemos ver na figura 5:1, e possui uma rigidez teórica de 1,5 kN/mm.

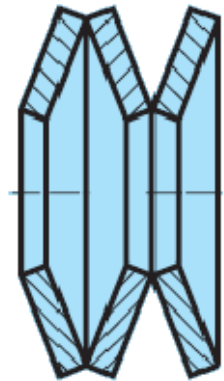


Figura 5:1 – Conjunto de 3 molas de disco na disposição de menor rigidez

O segundo conjunto tem 6 molas sob a forma de 3 molas duplas, como podemos ver na figura 5:2, e possui uma rigidez teórica de 3 kN/mm.

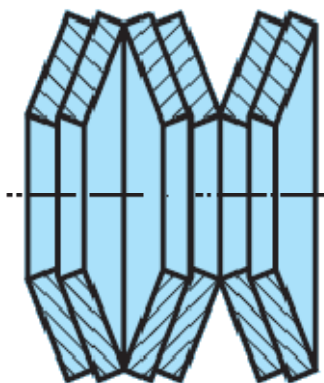


Figura 5:2 - Conjunto de 6 molas de disco sob a forma de 3 molas duplas, na disposição de rigidez intermédia. O terceiro conjunto tem 9 molas sob a forma de 3 molas triplas, como podemos ver na figura 5:3, e possui uma rigidez teórica de 4,5 kN/mm.

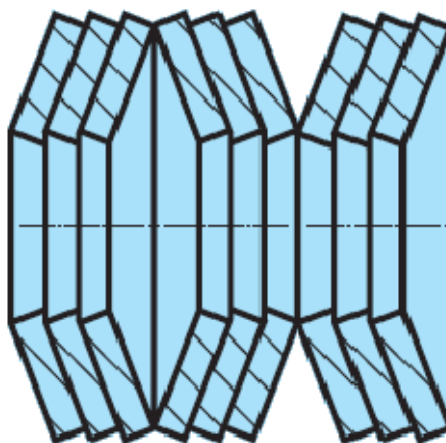


Figura 5:3 - Conjunto de 6 molas de disco sob a forma de 3 molas triplas, na disposição de rigidez mais elevada

### **5.1.2 Amplitude fixa de 1 kN (valor pico-a-pico 2 kN)**

A amplitude escolhida foi de 1 kN por ser um valor que, em conjunto com os valores de rigidez usados, não iria pedir à válvula um comportamento fora dos seus limites, ou seja, um comportamento que levasse a válvula a níveis de saturação, isto para toda a gama de frequências de solicitação. Este valor foi obtido pela análise da situação mais crítica de deslocamento. Essa situação ocorre quando temos a rigidez mínima (1,5 kN/mm) e a maior variação de carga. Como neste caso a variação de carga é fixa (2 kN), 2 vezes a amplitude escolhida, sabe-se imediatamente um valor aproximado da amplitude de deslocamento daí resultante e o caudal máximo necessário para esse deslocamento. Sendo assim, para uma variação de carga de 2 kN e com uma rigidez de 1,5 kN/mm o deslocamento máximo é de 1,33 mm, ver tabela 5:1. Analisando o valor de caudal necessário verifica-se que se encontra

abaixo da capacidade máxima da válvula, logo é um valor aceitável e que era de esperar uma vez que nos ensaios experimentais a amplitude de usada era superior e não houve problemas de saturação da válvula. A margem de diferença entre os dois valores serve para cobrir o caudal de compressibilidade necessário para vencer a carga opositora.

Tabela 5:1 – Caudal necessário em função da rigidez do provete e amplitude em força imposta

<b>Rigidez (kN/mm)</b>	<b>Amplitude em Força (N)</b>	<b>Amplitude em Deslocamento (mm)</b>	<b>Caudal necessário a 20 Hz (l/min @ 70 bar)</b>
<b>1,5</b>	<b>1000</b>	0,667	≈ 16
<b>3</b>		0,333	≈ 8
<b>4,5</b>		0,222	≈ 5

### **5.1.3 Diferentes condições de valor médio de carga elástica opositora (4 kN, 7 kN)**

Os valores médios de carga escolhidos tiveram em atenção a capacidade das molas usadas nos conjuntos anteriormente descritos e os valores de carga anteriormente usados nos ensaios experimentais com carga opositora. Nos ensaios experimentais a carga opositora usada era de 3 kN e de 6 kN e como o deslocamento depois dessa pré-carga era sempre no sentido positivo a carga mínima seria de 3 e 6 kN, respetivamente. Neste caso como a amplitude escolhida foi de 1 kN os valores médios resultantes foram de 4 kN e 7 kN para se obter os mesmos valores mínimos de força. Estes aspetos não eram muito determinantes, uma vez que não há interesse em comparar directamente os ensaios em deslocamento com os ensaios em força, mas pretendia-se usar valores de carga opositora próximos.

O aspeto determinante, aqui, foi verificar se os conjuntos de molas escolhidos suportavam a deformação sofrida com estes valores de carga. O conjunto mais sensível a este fator é o que apresenta o menor valor de rigidez, ou seja, o conjunto com 3 molas de disco na disposição de menor rigidez. Para este conjunto, quando o submetemos à força máxima (8 kN), ele deforma-se 5,3 mm, valor que se encontra dentro dos 75 % de deformação (5,4 mm) que o fabricante define como melhor zona de comportamento, como se pode constatar pela figura 5:4.

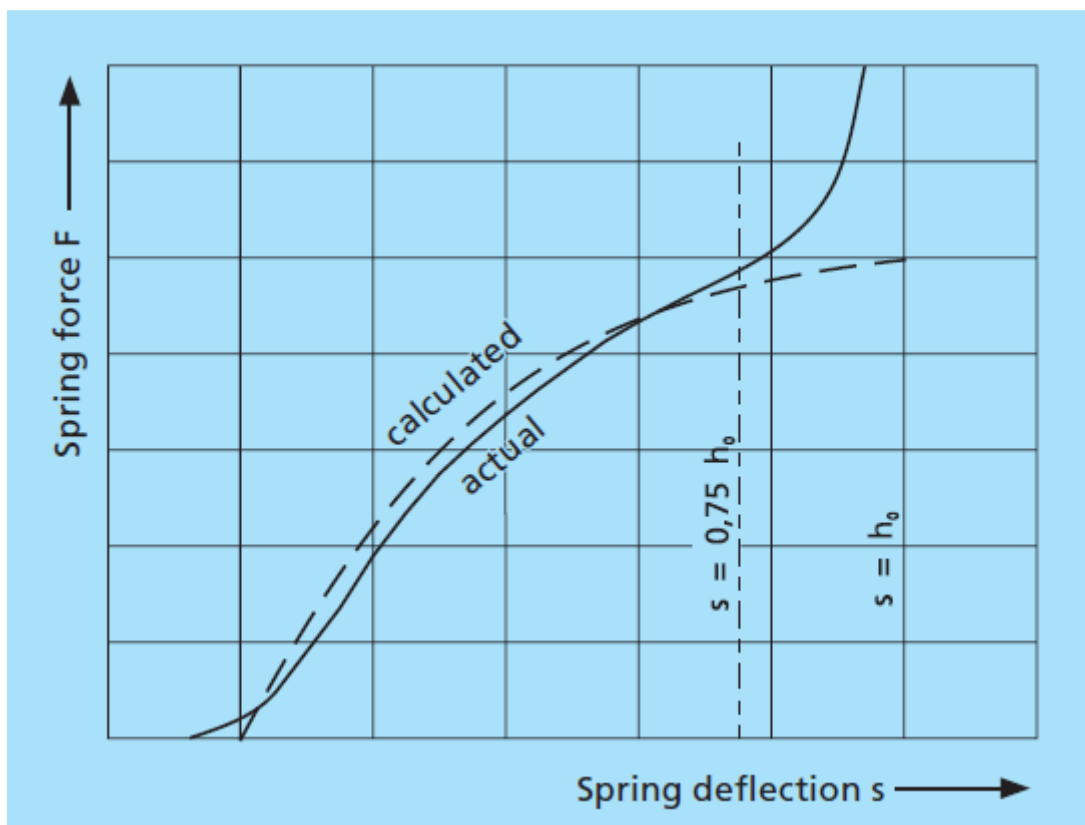


Figura 5:4 – Comportamento das molas de disco ao nível de deformação ( $s$ ) com a variação da carga ( $F$ )

Estes ensaios foram efetuados num dos servoatuadores disponíveis no sistema de ensaio munido com o D.C.E.A., com uma pressão fixa na bomba (110 bar) e tendo em conta a temperatura do fluido de modo a não influenciar os resultados finais.

Devido à grande quantidade de ensaios previstos e a toda a informação que daí fosse gerada teve-se, novamente, o cuidado de organizar da melhor forma toda esta informação recolhida de forma a facilitar a posterior análise.

## 5.2 Execução dos ensaios

Uma primeira fase de ensaios com controlo em força serviu para ficar com uma ideia da gama de valores a usar no controlador proporcional. A lógica usada nestes testes iniciais foi semelhante à anteriormente efetuada para os ensaios em deslocamento, partindo inicialmente do valor unitário até se obter valores para os quais o comportamento do sistema se começa a degradar. Com isto verificou-se que o valor mínimo a usar no controlador é de 5 para que se obtenha um erro no seguimento de trajetória razoavelmente baixo para ser desprezado.

Em relação aos valores usados no controlador proporcional, entenda-se que o valor de ganho proporcional igual a 5 corresponde a um ganho em malha aberta de aproximadamente 9,75

mm/s de velocidade do atuador (em avanço) para um erro de força de 1%, ou seja, 0,5 kN no caso do transdutor de força de  $\pm 25$  kN. De seguida usou-se  $K_p = 10$ , depois 15 e assim por diante desde que o comportamento do sistema se mostrasse aceitável. Os valores apresentados são referentes a ensaios com um provete com 1,5 kN/mm de rigidez. Neste tipo de ensaios a relação entre o ganho de velocidade e o erro de controlo possui um ganho adicional que tem de ser considerado. Este ganho é referente à rigidez do provete, o que significa que quando temos uma rigidez do provete de 1,5 kN/mm e  $K_p = 5$  temos um ganho geral de 7,5 ( $K_p * K$ ). Com isto verifica-se que quando temos uma rigidez ( $K$ ) superior, os valores de  $K_p$  têm de ser inferiores na mesma proporção de forma a termos o mesmo ganho em malha aberta, ou seja, quando temos  $2 * K$  devemos usar  $K_p/2$  para se obter o mesmo ganho em malha aberta.

Após esta fase e a execução de alguns ensaios definitivos decidiu-se alterar um pouco o modo de efetuar os ensaios. Em vez de realizarmos ensaios com a gama de frequência dividida em 4 partes, como efetuado nos ensaios experimentais, decidiu-se efetuar ensaios com a gama de frequência completa, como foi efetuado na simulação com o modelo matemático, ou seja, cada ensaio contém todos os valores discretos de frequência colocados sequencialmente e de forma progressiva. Esta alteração foi efetuada para tornar a execução dos ensaios menos morosa, uma vez que não influencia os resultados finais.

A sequência de execução dos ensaios começou pela execução de ensaios na posição mais recuada (100 mm), com valor médio de 4 kN e usando valores no controlador pela lógica pensada anteriormente.

Depois disto foi efetuado o mesmo conjunto de ensaios mas agora com valor médio de carga opositora a 7 kN.

Após estes ensaios com 3 molas de disco, rigidez de 1,5 kN/mm, procedeu-se à realização dos mesmos conjuntos de ensaios mas agora com 6 molas (3 kN/mm) e depois com 9 molas (4,5 kN/mm). Com o aumento da rigidez o deslocamento efectivo do atuador é menor, pelo que os valores a usar no controlador serão também menores, aproximadamente na mesma proporção.

Por fim, os ensaios anteriormente realizados foram repetidos nas duas restantes posições do atuador usadas anteriormente (350 mm e 570 mm).

Após todos estes ensaios realizados obtiveram-se 103 ensaios válidos para análise. Dentro deste número de ensaios encontram-se 48 ensaios na posição mais recuada, 22 na intermédia e 12 para a posição mais avançada.

### 5.3 Análise no domínio temporal

Através do gráfico temporal da figura 5:5, em que temos a resposta do sistema a uma solicitação sinusoidal de 1Hz, podemos constatar que o sistema apresenta bom seguimento da trajetória de referência apesar da oscilação da resposta. A resposta possui um erro instantâneo de posição de cerca de 0,1 kN e um atraso temporal de 8 ms. A oscilação pode ser explicada por um ganho ligeiramente excessivo, mas necessário para impor um erro em regime permanente desprezável.

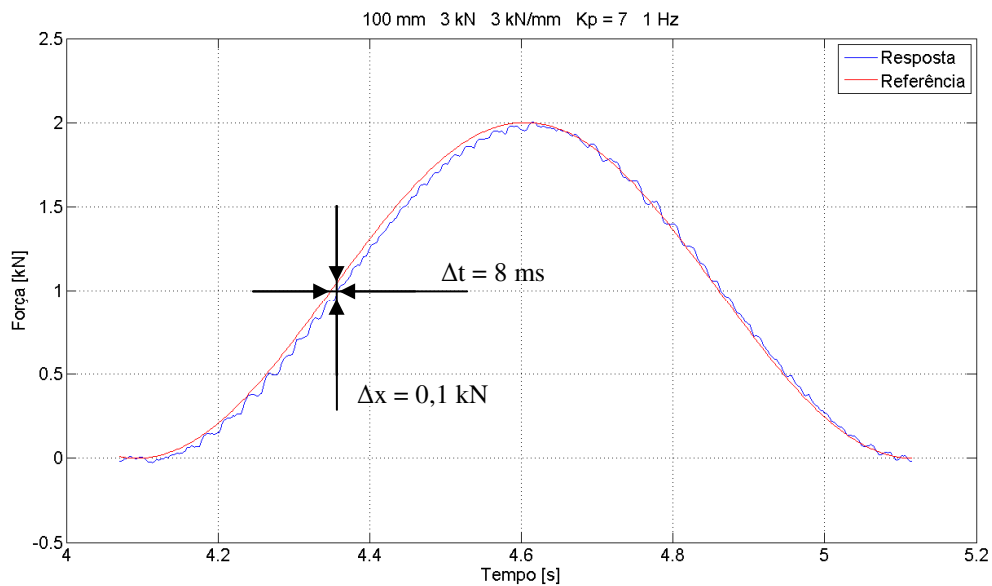


Figura 5:5 - Resposta do sistema na posição mais recuada a 1 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 7$

Pelo gráfico da figura 5:6, em que temos a resposta do sistema a uma solicitação sinusoidal de 10 Hz, verifica-se que tivemos de aumentar em uma unidade o ganho do controlador proporcional para  $K_p = 8$  de forma a obter uma resposta em amplitude próxima da anterior. Verifica-se que o atraso temporal desceu para 5 ms e que o erro instantâneo de posição aumentou para cerca de 0,4 kN. Relativamente à forma do comportamento, esta é mais uniforme que a anterior embora ainda apresente alguma oscilação.

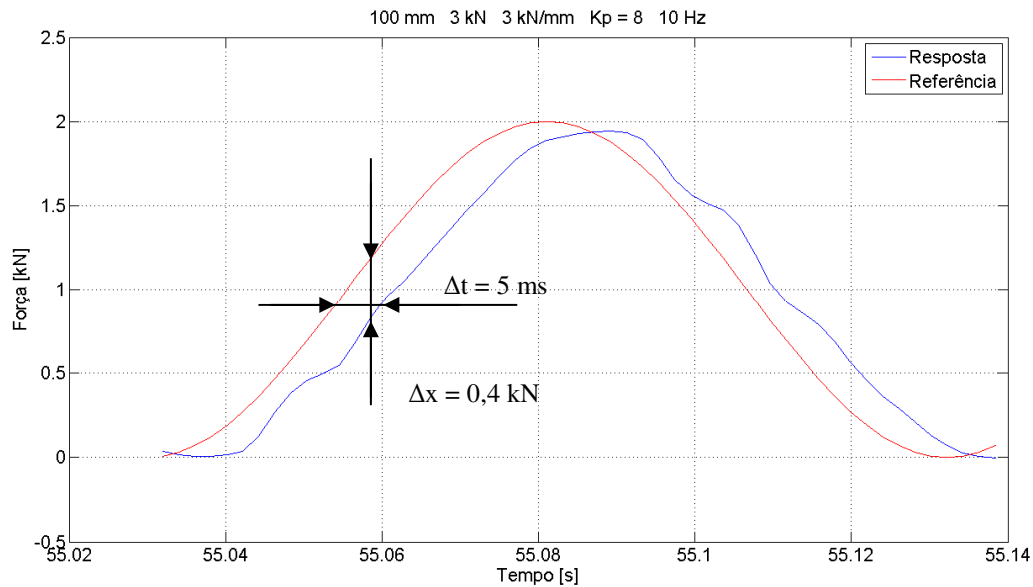


Figura 5:6 - Resposta do sistema na posição mais recuada a 10 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 8$

Para o caso da maior frequência de solitação usada, 20 Hz (figura 5:7), usando o mesmo valor de ganho no controlador proporcional,  $K_p = 8$ , obteve-se uma resposta em amplitude semelhante à anterior a 10 Hz. O atraso temporal passou a ser de 8ms e o erro instantâneo de posição voltou a aumentar, desta vez para cerca de 0,8 kN (duplicou como era de esperar). Relativamente à forma da trajetória, esta é mais uniforme que a anterior embora ainda apresente ligeiras oscilações.

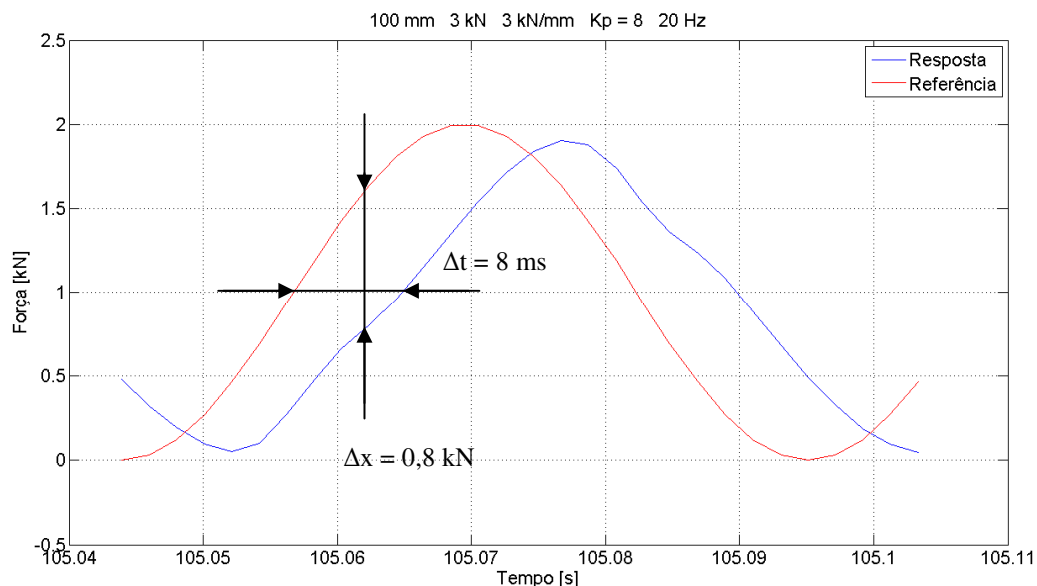


Figura 5:7 - Resposta do sistema na posição mais recuada a 20 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 8$

Numa análise geral dos resultados temporais dos ensaios em força verifica-se, contudo, que o comportamento é algo semelhante ao já observado nos ensaios em deslocamento. Este fato

deve-se a termos um provete que funciona como uma mola, ou seja, a relação entre a força e o deslocamento é quase uma relação proporcional dada pela rigidez da mola ( $F=K.x$ ).

Mais uma vez, usando apenas o controlador proporcional conseguiu-se um comportamento ainda aceitável do sistema mesmo a 20 Hz. Através da figura 5:8, que demonstra uma fração da resposta do servossistema a 20 Hz, verifica-se que com o aumento do ganho do controlador a capacidade de resposta aumenta e o atraso de fase diminui.

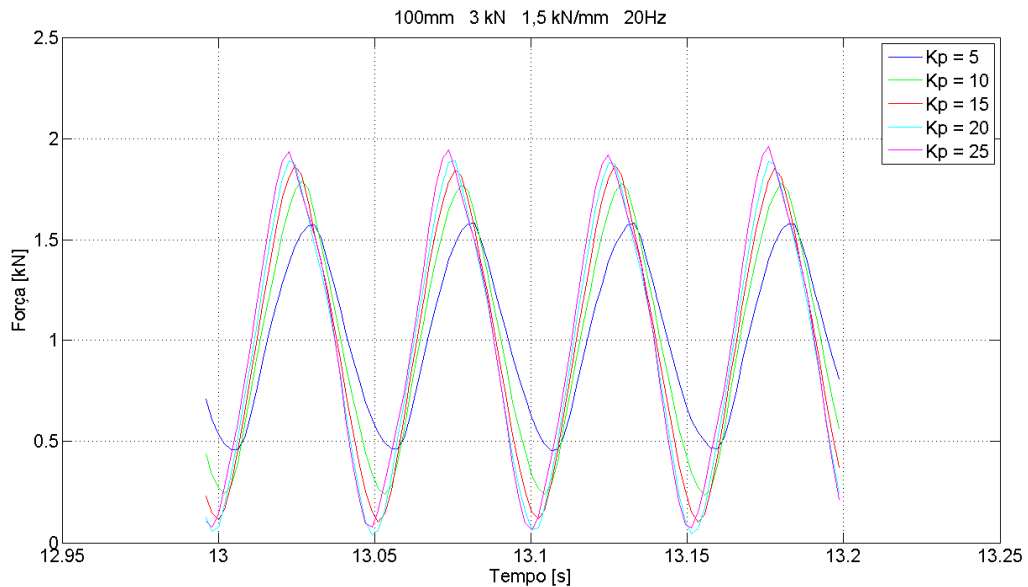


Figura 5:8 - Resposta do servossistema a 20 Hz para diferentes valores de  $K_p$

Sendo assim, para o valor mais baixo usado no ganho do controlador proporcional, o aumento da frequência demonstra uma diminuição da capacidade de resposta do sistema, como se pode ver pela figura 5:9.

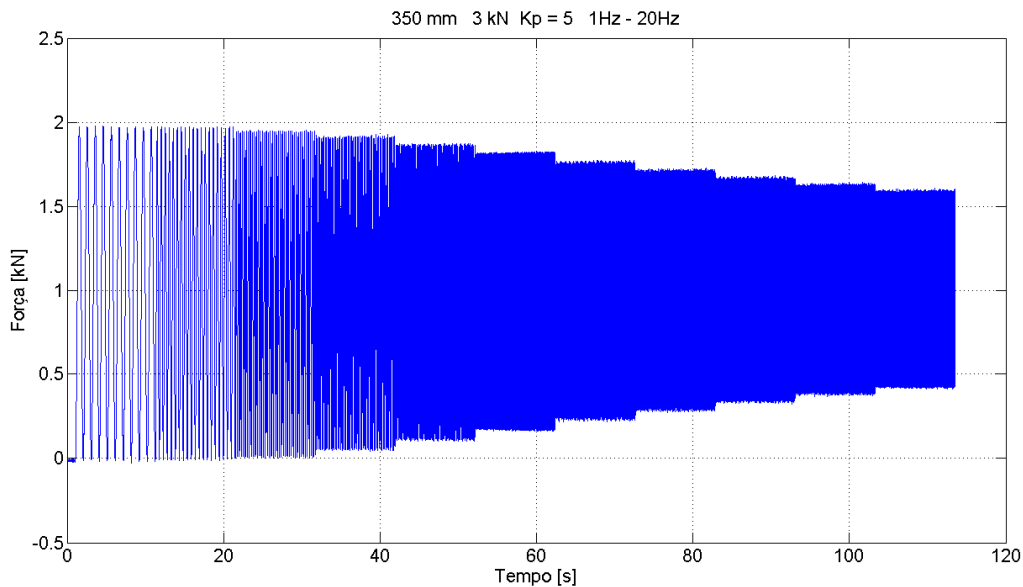


Figura 5:9 - Resposta do servossistema na posição intermédia, 4 kN de carga média,  $K_p = 5$ , de 1 até 20 Hz

Para diminuir o erro a elevadas frequências aumentou-se o ganho do controlador e, como se pode ver pela figura 5:10, temos uma melhor capacidade de resposta em toda a gama de frequências.

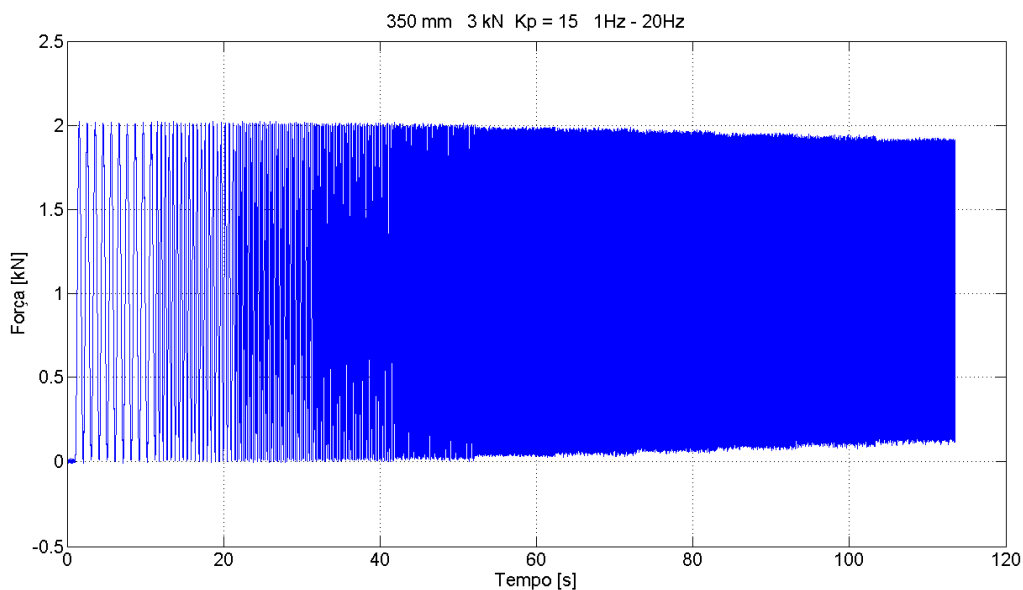


Figura 5:10 - Resposta do servossistema na posição intermédia, 4 kN de carga média,  $K_p = 15$ , de 1 até 20 Hz

O valor de ganho do controlador pode ser superior a frequências elevadas, de modo a obter-se ainda melhor comportamento. No entanto, a frequências baixas começa a provocar amplitudes excessivas devido ao excesso de ganho no sistema controlado.

Também nestes resultados temporais não foi clara uma diferença significativa de desempenho para diferentes posições do atuador. Sendo assim, espera-se mais uma vez tirar conclusões na análise no domínio frequencial.

O mesmo acontece em relação à variação de rigidez do provete, na qual os resultados temporais não sustentam qualquer diferença além da diferença de ganhos do controlador proporcional usados. Esta diferença de ganhos será também analisada mais à frente no domínio frequencial.

Em relação à influência da carga opositora no comportamento do servossistema, verificou-se através dos resultados temporais um ligeiro *offset*, como se pode ser na figura 5:11.

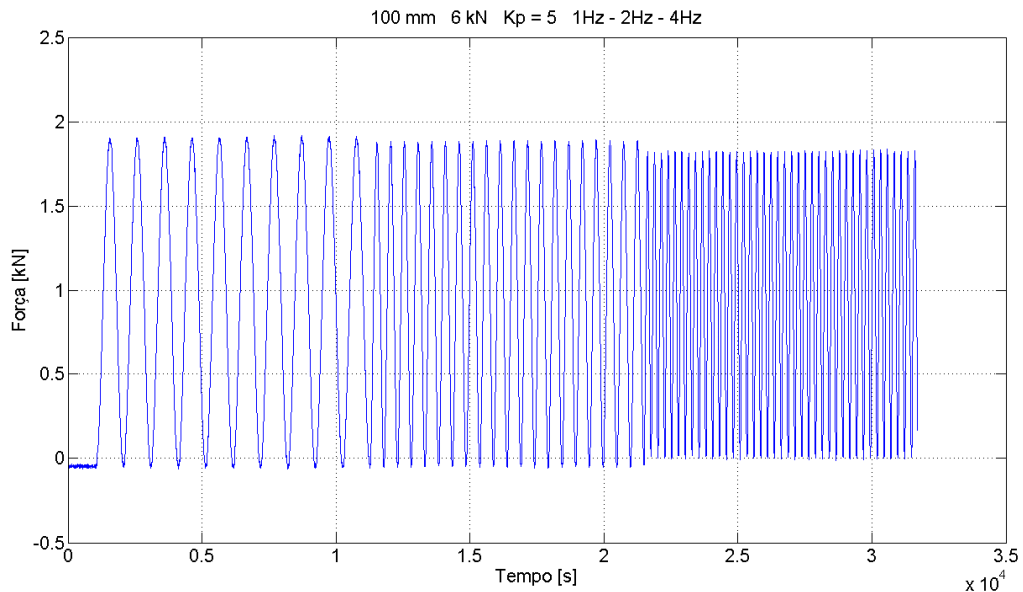


Figura 5:11 - Resposta do servossistema na posição inicial, 7 kN de carga média,  $K_p = 5$ , a 1, 2 e 4 Hz

Este *offset* é, novamente, devido à carga opositora existente, sendo maior quanto maior a carga. O fato de termos uma carga permanente provoca a elevação da ordem do sistema, o que causa um erro permanente no seu controle em malha fechada. Quanto maior o valor de ganho no controlador proporcional menor o valor do erro, mas este só tende a anular-se quando o ganho tende para infinito e como já se constatou não podemos elevar demasiado o ganho senão fica excessivo e o comportamento do servossistema vem prejudicado.

Como anteriormente foi dito, uma solução para este problema seria usar um controlador com ação integral para que o erro em regime permanente fosse atenuado. Uma vez que o erro que temos com o controlador proporcional já é suficientemente baixo, cerca de 0,1 kN, não foi efetuado o estudo com a ação integral.

Com estes ensaios voltamos a obter um vasto conjunto de informação no domínio temporal e como tal, para conseguirmos obter mais alguma conclusão sobre o comportamento do servossistema prosseguiu-se para uma análise no domínio frequencial. Para fazer a conversão dos dados no domínio temporal para o frequencial foram usadas as funções em *Matlab*

desenvolvidas anteriormente de forma a tratar os dados e nos fornece o comportamento do sistema através de diagramas de Bode.

## **5.4 Funções desenvolvidas em *Matlab***

Para se usar as funções anteriormente desenvolvidas efetuaram-se algumas alterações devido às modificações efetuadas no modo como se realizaram os ensaios. Com estes ensaios a referência foi obtida a partir do ficheiro em “bruto” (temporário) de resultados que o programa gera e assim usado na função. Com isto a função “DBode.m” não necessita de gerar a referência pois temos a verdadeira referência solicitada ao sistema. Agora temos 4 vezes menos ficheiros de resultados pelo fato de termos toda a gama de frequências num único ficheiro. Com a informação desses ficheiros teve-se de dividir a informação da mesma forma que se efectuou anteriormente para que a função “DBode.m” pudesse ser usada sem mais alterações. As restantes funções também puderam ser usadas sem mais alterações, além da mudança da variável de deslocamento para força.

## **5.5 Análise no domínio frequencial**

Depois de aplicada a função “DBode.m” com as devidas alterações aos resultados temporais obtivemos 18 diagramas de Bode. Um diagrama para cada posição de ensaio, para cada situação de carga média e para cada situação de rigidez. Como temos 3 posições, 2 situações de carga média e 3 situações de rigidez, resultam 18 diagramas de Bode. Em cada um destes diagramas de Bode temos o comportamento do sistema para diferentes valores do ganho do controlador ( $K_p$ ).

Como os diagramas são bastante parecidos seria inadequado mostrar todos aqui, pelo que se optou por apresentar aqueles que mais evidenciam o comportamento do servossistema. Optou-se, novamente, por apresentar os gráficos mais significativos e posteriormente analisar as principais alterações de resultados provocadas pelas alterações das condições de ensaio.

Como se poderá ver nas figuras abaixo, todos os diagramas possuem um comportamento semelhante e relativamente bem definido, de um sistema global de 2ª ordem.

A figura 5:12 apresenta a resposta do sistema "em malha fechada", em volta da posição mais recuada do servoatuador, cerca de 100 mm, com 4 kN de carga média opositora, rigidez de 1,5 kN/mm e para diferentes valores de ganho proporcional do controlador. Pode-se verificar

que, qualquer que seja o ganho do controlador, o comportamento do sistema para uma referência de 1 Hz tem uma atenuação da resposta que é negligenciável, enquanto o atraso de fase não excede  $6^\circ$  (cerca de 17 ms). Para uma referência de 20 Hz, no entanto, a atenuação pode atingir valores superiores a 5 dB [45 % de atenuação] e o atraso de fase pode atingir cerca de  $80^\circ$  (isto é, cerca de 11 ms). No entanto, caso o ganho proporcional seja 25, então a atenuação da resposta não passa os 0,6 dB [7 % de atenuação] e o atraso de fase não excede  $50^\circ$  (isto é, cerca de 7 ms).

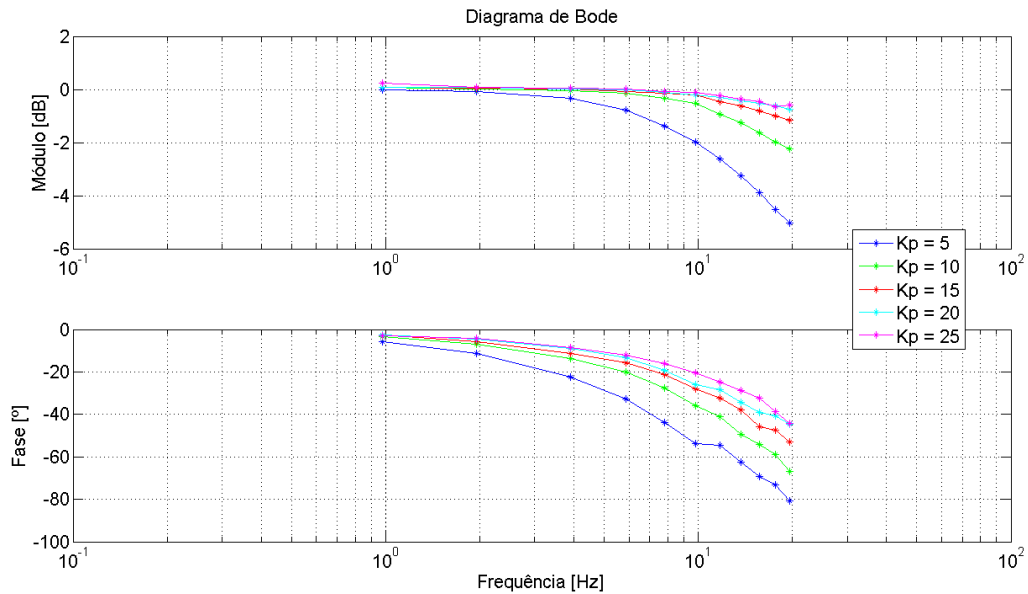


Figura 5:12 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 1,5 kN/mm de rigidez

A figura 5:13 corresponde a um diagrama de Bode da resposta em malha fechada em volta da mesma posição do servoatuador e sujeito à mesma carga elástica em volta de 4 kN. No entanto o provete ensaiado possui uma rigidez cerca de 3 vezes superior, ou seja, 4,5 kN/mm. Nestas condições, verifica-se que a 1 Hz a resposta possui uma atenuação negligenciável, enquanto o atraso de fase não excede  $4^\circ$  (cerca de 11 ms). Para uma referência de 20 Hz, a atenuação continua reduzida, cerca de 0,8 dB [9 % de atenuação], e o atraso de fase pode atingir cerca de  $60^\circ$  (isto é, cerca de 8 ms). Com ganhos proporcionais superiores consegue-se melhorar o comportamento do sistema, principalmente no atraso de fase, em que se consegue com  $K_p = 7$  atrasos da ordem de  $40^\circ$ , ou seja, cerca de 6 ms.

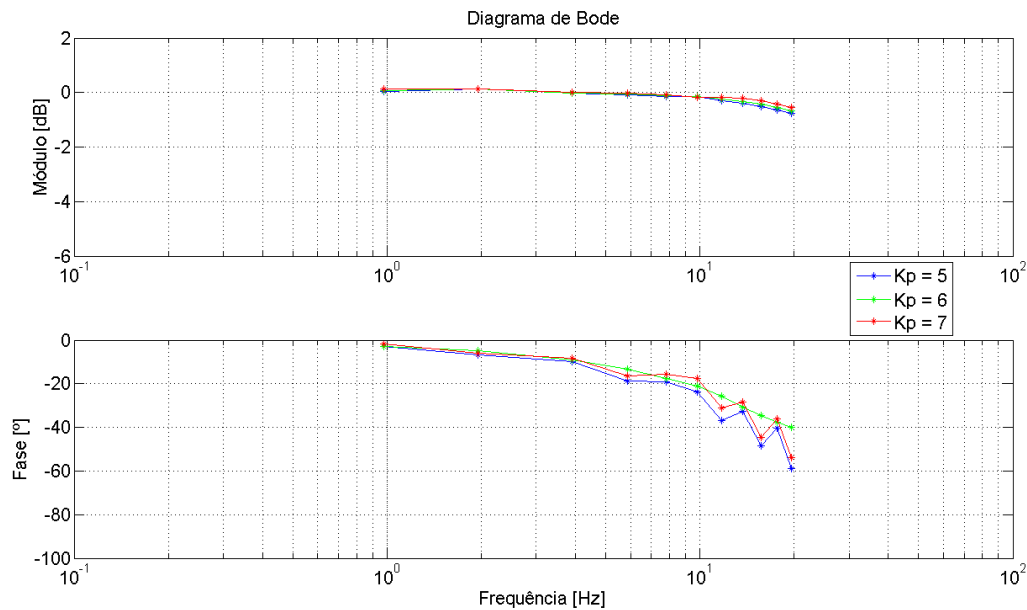


Figura 5:13 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 4,5 kN/mm de rigidez

Como aconteceu nos ensaios em deslocamento, verifica-se que para frequências até 10 Hz o comportamento está bem definido e não surge qualquer problema em relação à característica do sistema nessa gama de frequência. Para frequências superiores surgem alguns casos de oscilação que não seriam esperados em relação ao restante comportamento do sistema. Isto pode ser devido a alguma dificuldade da função desenvolvida para determinar os valores com o rigor necessário ou a irregularidades ocasionais do comportamento do sistema.

Contudo o comportamento geral do sistema está bem definido através do conjunto de pontos obtidos, uma vez que se obtiveram dados suficientes para identificar bem o comportamento geral do sistema.

Vamos também agora comparar, através dos diagramas de Bode, o comportamento do sistema para outros fatores inerentes aos ensaios efetuados, de forma a confirmar o comportamento já caracterizado nos ensaios experimentais.

Sendo assim, vamos analisar, a partir dos resultados dos ensaios em força, a influência da posição inicial, da carga média opositora e da rigidez do provete. Para tal criaram-se outros diagramas em que se varia as características mencionadas para as mesmas restantes condições de ensaio.

Estes diagramas foram obtidos por manipulação de dados relativos aos digramas anteriores e como tal são também bastante semelhantes entre si e possuem o mesmo tipo de oscilação que se identificou nos anteriores.

Comparando os diagramas obtidos para diferentes posições podem-se concluir que a atenuação e o atraso de fase diminuem ligeiramente com o aumento da posição do cilindro, ver figura 5:14. Esta diferença para 1 Hz é insignificante, já para 20 Hz apresenta uma diferença na atenuação de 2 dB, ou seja 21 %, e uma diferença de atraso de fase na ordem de 20° (isto é, cerca de 3 ms).

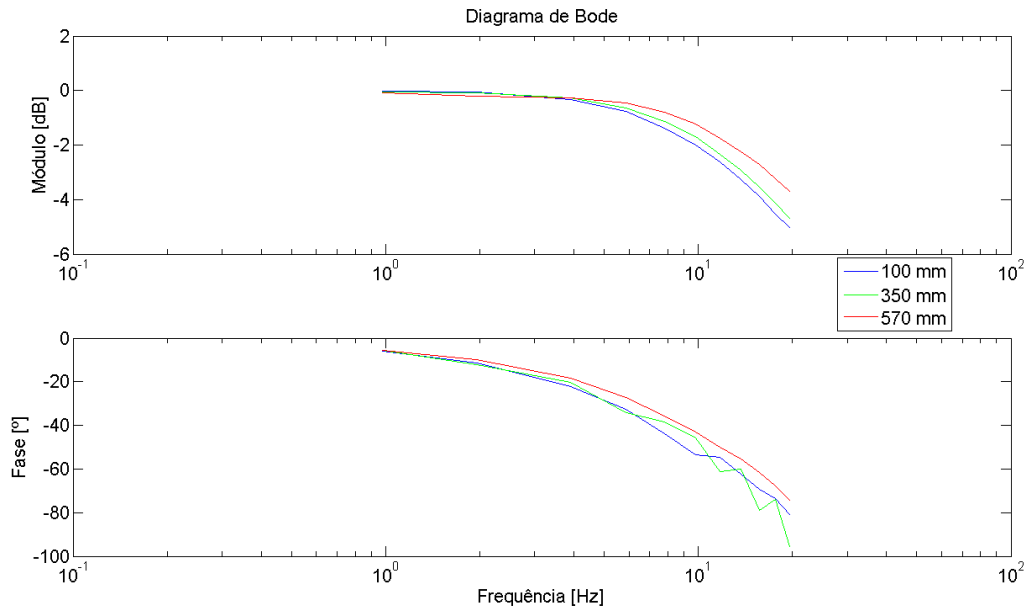


Figura 5:14 - Diagrama de Bode em diferentes posições, 4 kN de carga média, 1,5 kN/mm de rigidez e  $K_p = 5$ . Verifica-se que o comportamento volta a ser como o obtido nos ensaios em deslocamento pelo que a justificação usada anteriormente para tal comportamento torna-se mais sólida.

No caso da variação de carga média, verifica-se que existe um aumento da atenuação e do atraso de fase quando o sistema é submetido a cargas cada vez maiores, ver figura 3:22. Este comportamento era esperado, até porque aconteceu o mesmo nos ensaios experimentais e visto que a presença de carga é uma oposição ao movimento do atuador quanto maior o seu valor maior será a influência no comportamento do sistema e no seu controle.

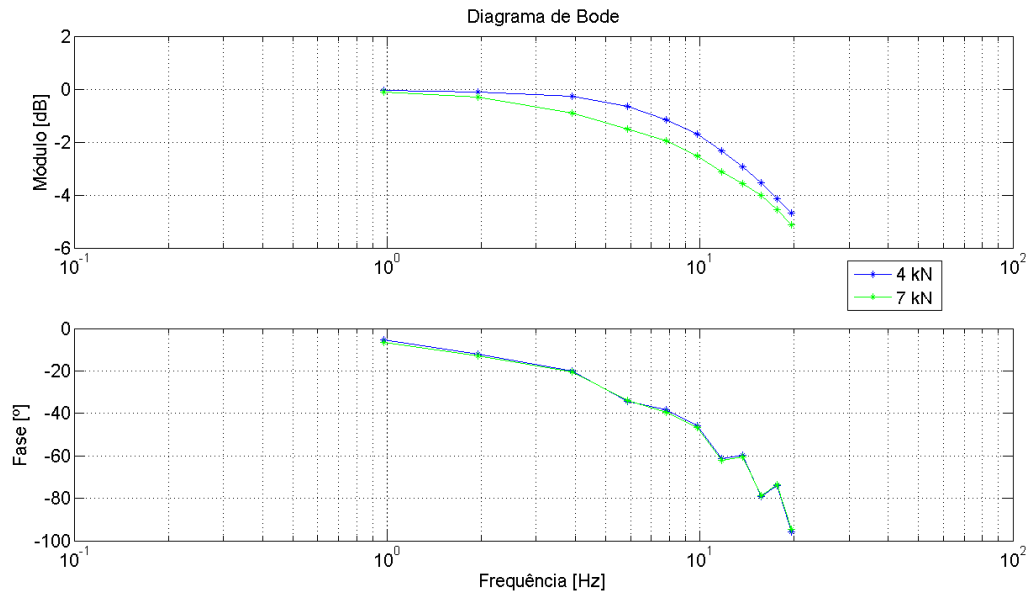


Figura 5:15 - Diagrama de Bode para diferentes situações de carga média, na posição intermédia e com  $K_p = 5$ . Neste caso a influência da carga nota-se mais que nos ensaios experimentais, pelo menos na atenuação resultante, na qual chega a ter diferença de 1 dB [11 % de atenuação], o fato de não se acentuar mais deve-se à grande capacidade do cilindro, como foi já referido anteriormente. Nestes ensaios temos mais um parâmetro a analisar em relação aos ensaios experimentais, visto que nestes havia interesse que a força fosse o mais constante possível.

A influência da rigidez foi estudada através de ensaios com valores distintos e sabe-se que com o aumento da rigidez, o deslocamento necessário para obter uma certa variação de força pretendida é menor. Sendo assim, como o cilindro tem grande capacidade de força, a diferença de comportamento vai-se notar essencialmente com o deslocamento que o cilindro tem de efetuar e não tanto com a influência da carga opositora tida a cada instante. Com a redução do deslocamento necessário, diminui-se também as velocidades do atuador e por sua vez as velocidades e a gama de abertura da gaveta da válvula, uma vez que é necessário menos caudal.

No diagrama da figura 5:16, relativos a um provete com 1,5 kN/mm de rigidez, o deslocamento médio necessário foi de 1,33 mm. Perante este dado, foram usados ganhos no controlador proporcional até  $K_p = 25$ .

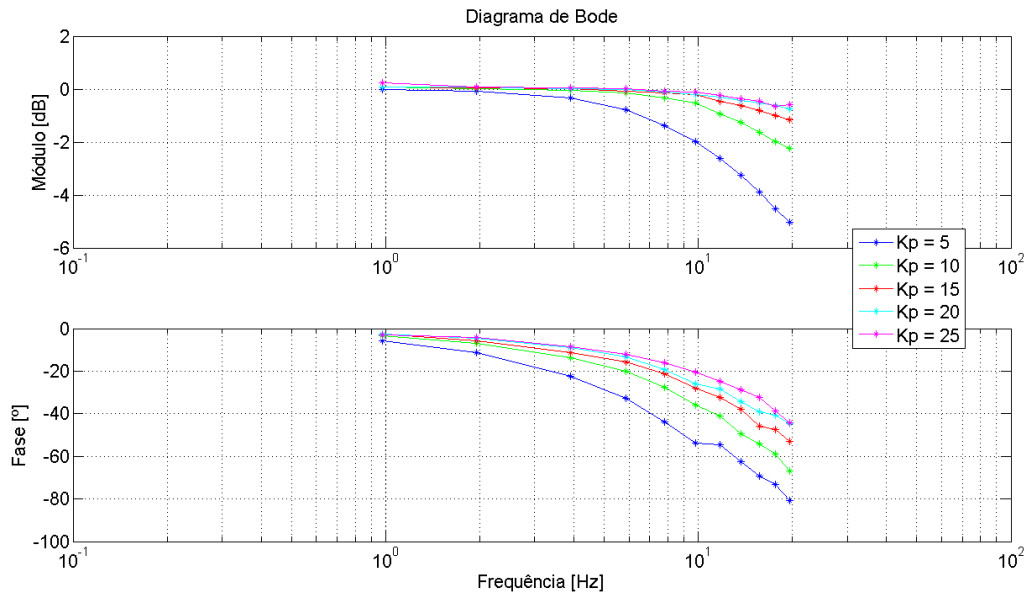


Figura 5:16 – Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 1,5 kN/mm de rigidez

No diagrama da figura 5:17, o provete possui uma rigidez cerca de 2 vezes superior, ou seja, 3 kN/mm. Sendo assim, o deslocamento médio necessário é metade, isto é, 0,667 mm. Perante isto, foram usados ganhos no controlador proporcional até 9.

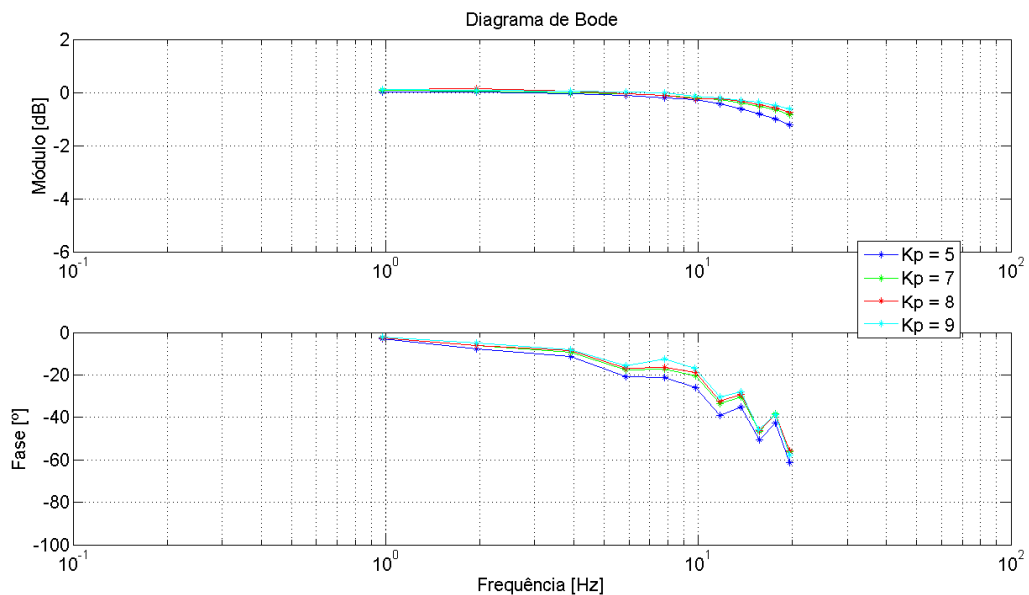


Figura 5:17 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 3 kN/mm de rigidez

Por fim, no diagrama da figura 5:18, relativo a um provete com o triplo da rigidez inicial, 4,5 kN/mm, verifica-se que a amplitude de deslocamento necessária é um terço da inicial, ou seja, 0,444 mm. O maior valor de ganho usado foi de 7, pois a velocidade necessária para o atuador vem também diminuída.

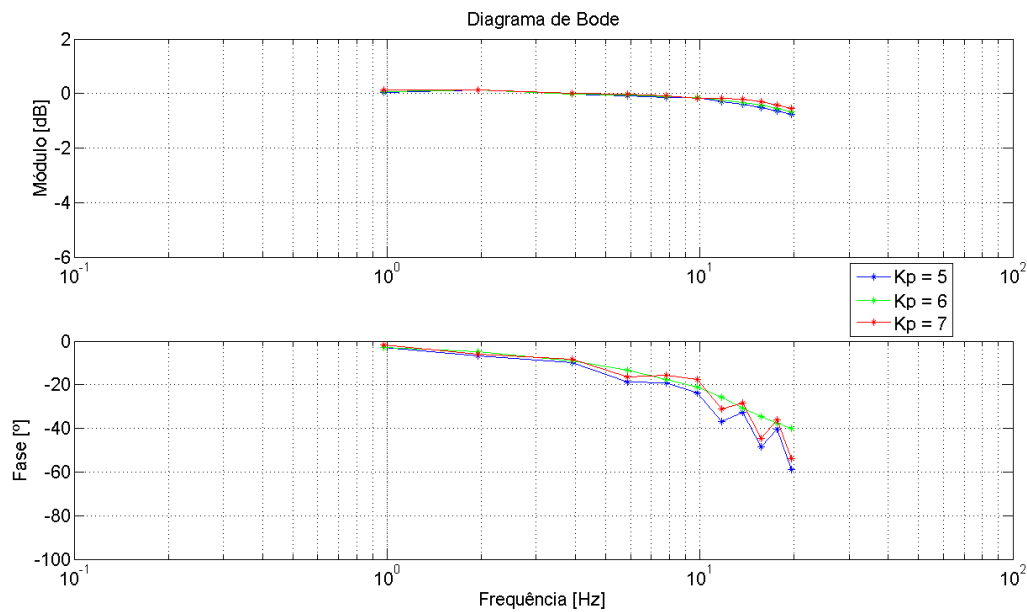


Figura 5:18 - Diagrama de Bode, ensaio na posição recuada, 4 kN de carga média e 4,5 kN/mm de rigidez

Com os bons resultados obtidos com os valores discretos usados no controlador proporcional e sabendo que para altas frequências o comportamento não foi melhor porque não usamos valores superiores de ganho, pode ser concluído que se fosse considerada a utilização de um controlador proporcional com o ganho variável com a velocidade do atuador o controlo seria ainda mais rigoroso, para toda a gama de frequências.

Esta hipótese foi estudada com mais pormenor e foi calculada uma relação do ganho com a velocidade do atuador. Daqui foi obtida uma equação linear para relacionar o ganho a usar no controlador com a velocidade do atuador.

Verificou-se que para baixa velocidade o valor de  $K_p$  que teve melhor resultado foi  $K_p = 10$  e para as velocidades superiores o  $K_p$  mais adequado foi de 25. Como se podia ter usado valores superiores de forma a termos melhor resposta foram realizados alguns ensaios a elevada velocidade para decidir qual o melhor  $K_p$  a usar. Verificou-se que com  $K_p = 35$  já se obtém um erro inferior a 10 % para frequências perto de 20 Hz, o que nos parece bastante bom.

Com este resultado chegou-se à equação linear presente no gráfico da figura 5:19, que é válida para valores de rigidez superiores a 1,5 kN/mm e força opositora inferior a 8 kN.

Como na aplicação usada na execução dos ensaios não existia a facilidade de se poder ajustar automaticamente o ganho do controlador, a validação desta equação foi realizada através do modelo matemático e será demonstrada no próximo capítulo, em 6.3.

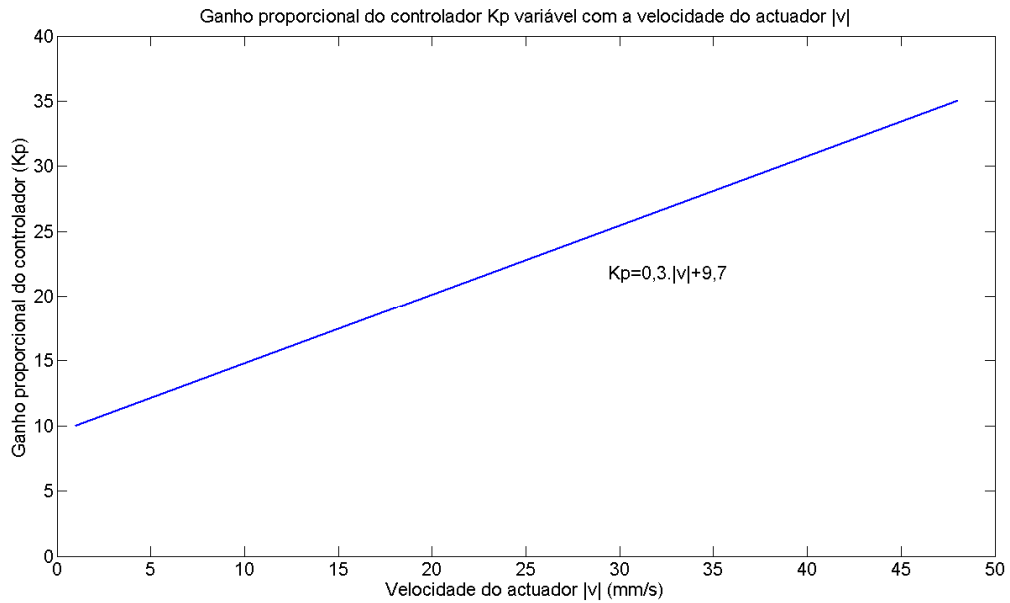


Figura 5:19 – Ganho proporcional do controlador  $K_p$  variável com a velocidade do actuador  $|v|$

## 5.6 Análise em carta de *Nichols*

Em (Silva 2009), a base para o desenvolvimento do controlador de força pela teoria QFT foi a criação de um *template*, conjunto de pontos na carta de *Nichols*, que representa para uma determinada frequência as respostas possíveis do sistema em malha aberta dada a variação paramétrica do modelo.

Como neste trabalho ficou bem caracterizada a resposta do servossistema para as variações paramétricas introduzidas, torna-se assim interessante criar agora um *template* que demonstre o comportamento do servossistema.

Para demonstrar como os resultados foram consistentes, apresenta-se na figura 5:20 os pontos obtidos do comportamento do servossistema. Quer isto dizer que inclui todas as variações de carga média, posição do actuador, rigidez do provete e ganho do controlador dentro da gama de frequências de 1 até 20 Hz. Não se pretende com esta figura tirar qualquer conclusão específica, mas sim ficar com uma ideia geral do comportamento do servossistema.

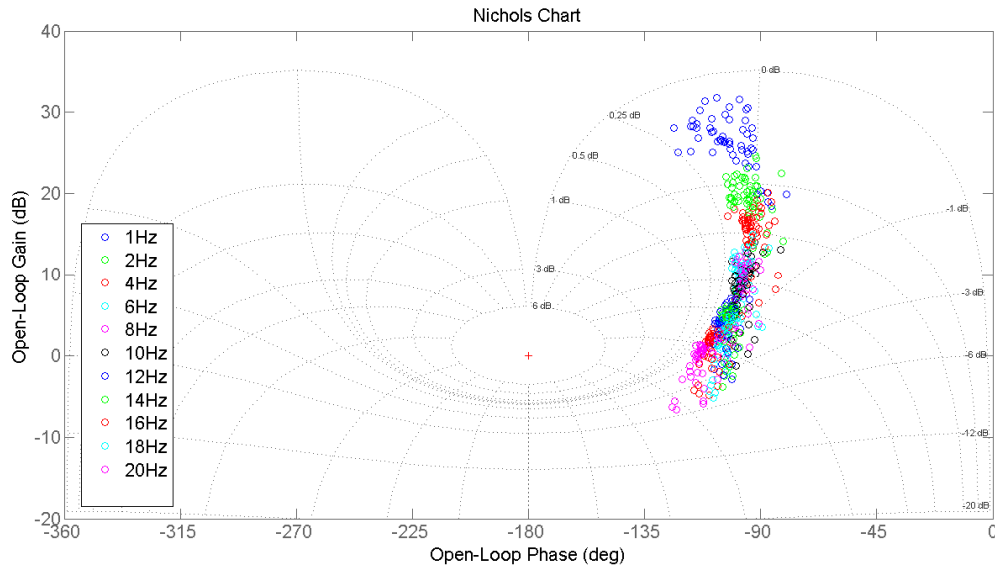


Figura 5:20 – Carta de *Nichols* com todas as curvas do comportamento do servossistema entre 1 e 20 Hz

Neste capítulo foi apresentado todo o procedimento de execução dos ensaios com controlo em força e foram analisados os resultados obtidos quer no domínio temporal, quer no domínio frequencial. Foi também feito um enquadramento do comportamento do sistema através de uma carta de *Nichols*.

No capítulo seguinte será apresentada a comparação da simulação em controlo de força com os ensaios realizados com controlo em força abordados neste capítulo.

## **6 Simulação com controlo em força**

Neste sexto capítulo pretende-se demonstrar o processo de simulação com controlo em força e analisar o comportamento para avançar mais um nível na validação do modelo matemático do sistema. Serão abordados todos os aspetos tidos em conta no processo de simulação, os problemas encontrados e como foram resolvidos.

### **6.1 Aspetos da simulação**

Para que seja possível comparar os resultados da simulação com os resultados do sistema real, o processo de simulação será efetuado nas condições mais semelhantes possíveis aos ensaios em força. Sendo assim, teve-se em atenção os seguintes aspetos:

- Mesmos valores de ganho no controlador proporcional
- Mesmas posições iniciais do atuador
- Mesmas situações de carga média
- Mesmos valores discretos de frequência
- Mesmo tempo de teste a cada frequência
- Mesmos valores de rigidez

A única diferença entre o ensaio e a simulação foi o uso de uma frequência de controlo 2 vezes superior (4 kHz) à usada nos ensaios experimentais, o que não causa problema pois não altera o resultado final.

### **6.2 Simulação e tratamento de dados**

Para processar toda a informação resultante das simulações recorreu-se novamente às funções desenvolvidas em *Matlab* e usadas como no anterior processo de simulação.

As únicas alterações que tiveram de ser feitas foram relativas à obtenção dos resultados da força e da referência em força, em vez de ser em deslocamento.

### **6.3 Problemas e soluções encontradas**

As simulações iniciais que foram realizadas permitiram, novamente, validar os principais parâmetros utilizados na simulação, de modo a que pudessem ser efectivamente comparáveis com os resultados em controlo em força.

Mais uma vez, por necessidades de tratamento matemático do controlador no sistema experimental, por exemplo, o ganho do controlador não incidia sobre os mesmos valores numéricos que o ganho da simulação, pelo que houve necessidade de os compatibilizar.

Foram, então, encetadas as simulações de modo a poder tratar os resultados no domínio frequencial.

Com a análise destes dados da simulação verificou-se que o comportamento do atrito viscoso no atuador evidenciava valores algo distintos dos anteriormente obtidos na simulação de controlo em deslocamento. É certo que os ensaios em deslocamento foram essencialmente efetuados “sem carga” enquanto que os ensaios em força possuem uma carga permanente. No caso dos resultados na posição inicial, com carga média de 4 kN e com uma rigidez de 1,5 kN/mm foi obtido um valor de  $B_{cyl}$  praticamente constante e com valor de 26 kN.s/m, ou seja, 5 vezes superior ao inicialmente atribuído (5,2 kN.s/m). Como se pode ver pela figura 6:1, foi com este valor de  $B_{cyl}$  que o comportamento se aproximou mais do comportamento do sistema real.

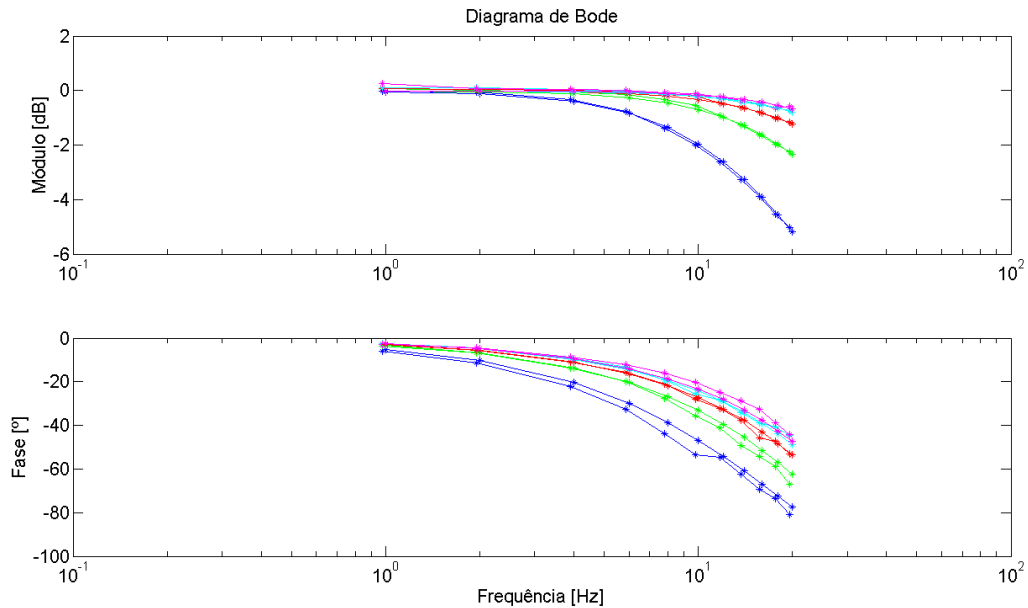


Figura 6:1 - Diagrama de Bode de comparação entre resultados do sistema real e simulação depois dos ajustes

Uma justificção para o atrito viscoso no cilindro ter um comportamento diferente do anterior pode ser o fato de os ensaios serem em força contra um dispositivo e não se conseguir o alinhamento perfeito entre os dois. Isto pode provocar forças radiais e alterar o comportamento do atrito viscoso no cilindro. Como no caso anterior o comportamento de Bcyl, esperado pelo modelo, foi verificado nos ensaios realizados, neste caso, visto que o modelo nos aponta para um comportamento novamente diferente, faz com que seja necessrio um estudo mais aprofundado sobre o mesmo e no apenas uma determinao pontual como foi o caso anterior.

Contudo, o desconhecimento do verdadeiro comportamento do Bcyl no nos impediu de ajustar o Bcyl para uma situao especfica e continuar o estudo.

## 6.4 Anlise temporal

Pretende-se com a anlise temporal verificar se a resposta do modelo se assemelha a resposta do sistema para as mesmas condies de teste. A anlise ser apenas ao nvel da forma da trajetria, visto que os outros aspetos j foram comparados no diagrama de Bode da figura 6:1.

Atravs do grfico temporal da figura 6:2, em que temos a resposta do modelo a uma sollicitao sinusoidal de 1 Hz, verifica-se que a resposta do modelo no apresenta oscilao como se verificou na resposta do sistema presente na figura 5:5.

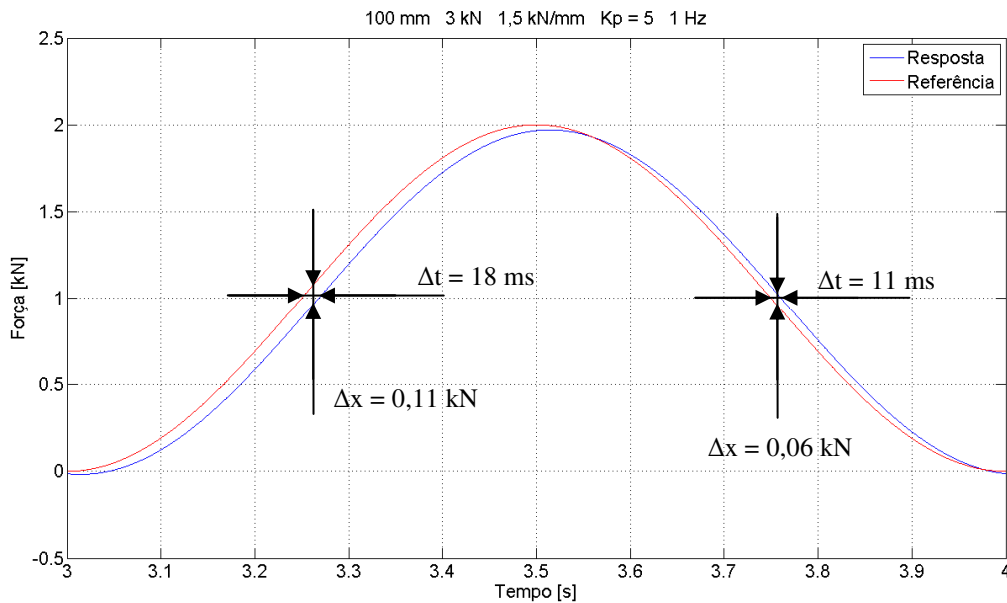


Figura 6:2 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 1 Hz com 4 kN, rigidez 1,5 kN/mm e  $K_p = 5$

Pelo gráfico da figura 6:3, em que temos a resposta do modelo a uma solicitação sinusoidal de 10 Hz, verifica-se novamente que a resposta do modelo não apresenta oscilação, o que não acontece na resposta do sistema demonstrada na figura 5:6.

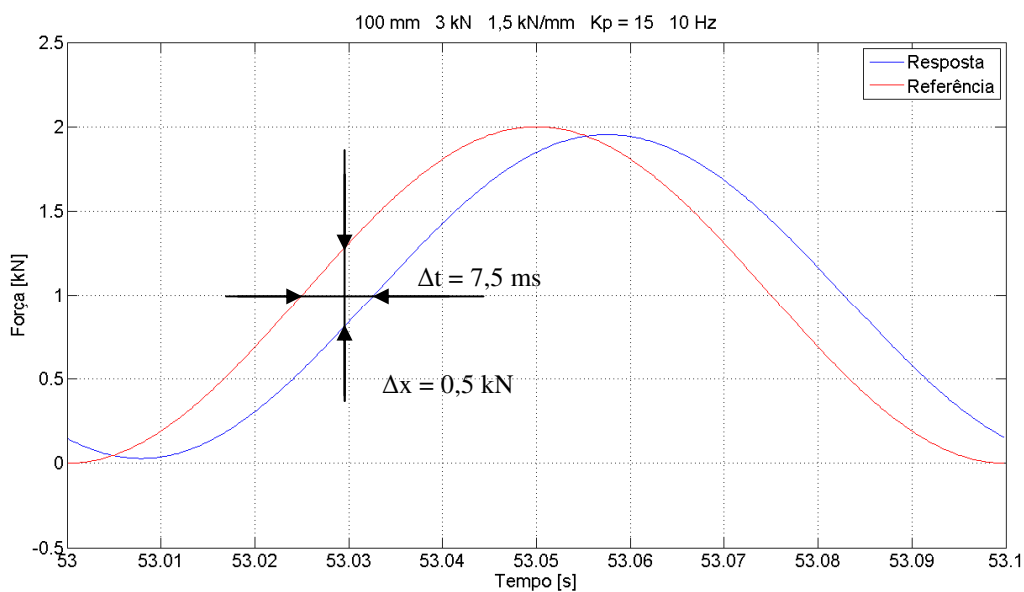


Figura 6:3 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 10 Hz com 4 kN, rigidez 1,5 kN/mm e  $K_p = 15$

Por fim, para o caso da maior frequência de solicitação usada, 20 Hz (figura 6:4), volta-se a verificar ausência de oscilação enquanto que na resposta do sistema real ainda está presente alguma oscilação, como se pode ver na figura 5:7.

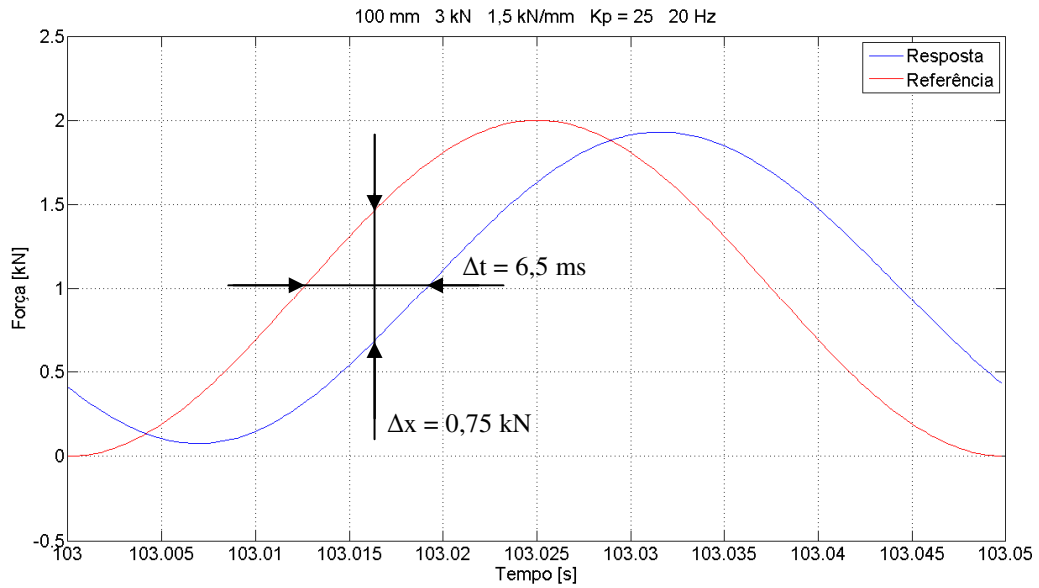


Figura 6:4 - Resposta do modelo na posição mais recuada a 20 Hz com 4 kN, rigidez 1,5 kN/mm e  $K_p = 25$

Embora o comportamento final obtido no domínio frequencial, referente ao modelo (figura 6:1), fosse bastante semelhante ao comportamento do sistema real verificou-se nestes gráficos temporais que existem diferenças significativas no seu comportamento. Contudo, como os resultados do sistema real foram bastante bons, embora não tão bons como estes indicados pelo modelo, para toda a gama de frequência, pode-se concluir que o controlador proporcional para o controlo em força apresenta uma qualidade melhor que o esperado.

## 6.5 Controlador proporcional de ganho variável

Como, anteriormente, foi determinado o valor de  $B_{cyl} = 26 \text{ kN.s/m}$  para o caso da posição mais recuada, com carga média de 4 kN e com uma rigidez de 1,5 kN/mm decidiu-se implementar no controlador do modelo a equação do controlador de ganho variável da figura 5:19. O resultado devido ao controlador de ganho variável pode ser visualizado na curva a preto do gráfico da figura 6:5 em que se compara este com o uso de ganhos fixos do controlador proporcional.

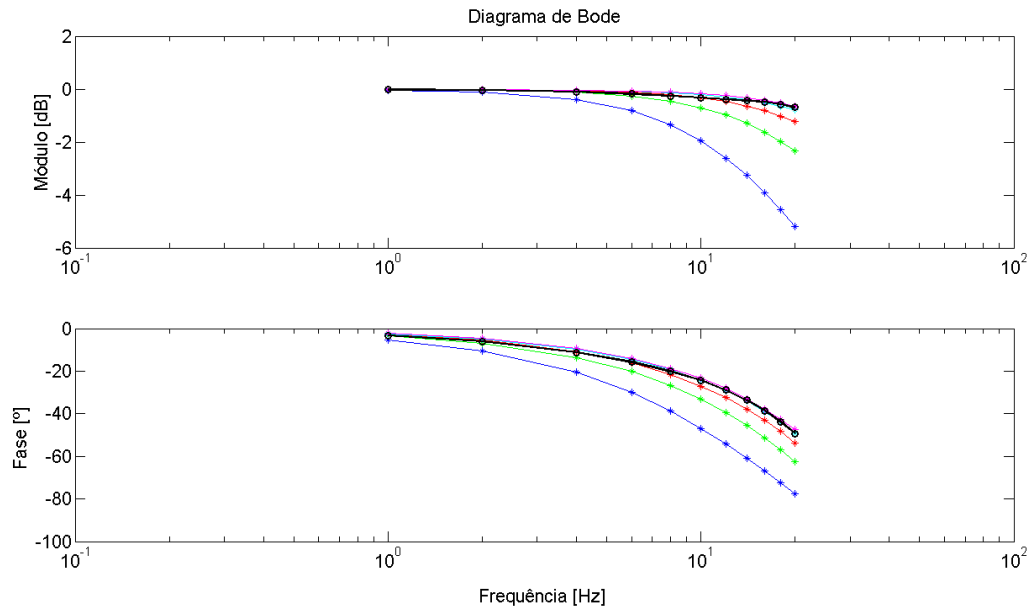


Figura 6:5 – Comparação entre controlador proporcional de ganhos fixos com controlador de ganho variável

Obteve-se uma atenuação máxima inferior a 10 % e um atraso de fase inferior a 50° (isto é, cerca de 7 ms) para toda a gama de frequência (de 1 a 20 Hz). Embora este resultado seja apenas de simulação e não um resultado real, tudo indica que o comportamento no sistema real não se vá distanciar muito do erro tido no modelo.

Apenas por curiosidade, apresenta-se na carta de *Nichols* da figura 6:6 o comportamento do modelo com o controlador de ganho variável demonstrado anteriormente.

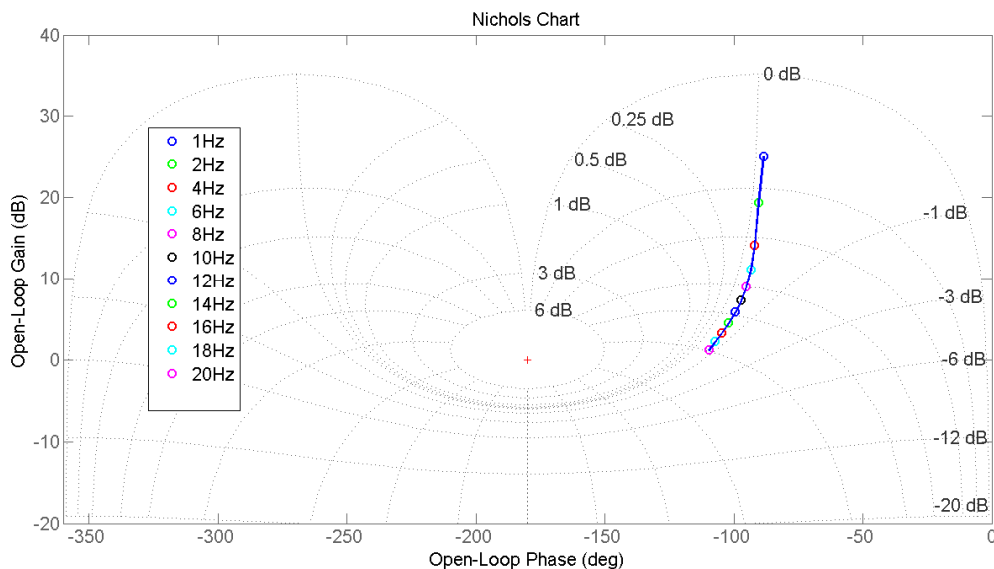


Figura 6:6 – Carta de *Nichols* referente ao comportamento do controlador de ganho variável no modelo

Com isto, pode-se dizer que a implementação deste controlador torna-se o passo principal na continuação de utilização deste servossistema, principalmente se for utilizado em ensaios deste género.

Neste capítulo foi descrito o processo de simulação com controlo em força, foram apresentados os aspetos tidos em conta, os problemas e respetivas soluções encontradas.

No capítulo seguinte será apresentado a comparação da válvula *Vickers*, usada nestes ensaios experimentais, com a válvula *Parker*, sendo esta uma válvula de ainda mais elevada performance.



## 7 Importância/influência da válvula

Neste capítulo será apresentado, apenas a nível de curiosidade, o comportamento de uma válvula de ainda melhor desempenho dinâmico que a usada neste trabalho, apenas para verificar a sua influência no comportamento do sistema.

### 7.1 Descrição das válvulas

A válvula usada em todos os ensaios anteriores foi a válvula *Eaton Vickers* de alta performance com as características já mencionadas na descrição do sistema em 2.1.2 e cujo diagrama de Bode fornecido pelo fabricante é o presente na figura 7:1.

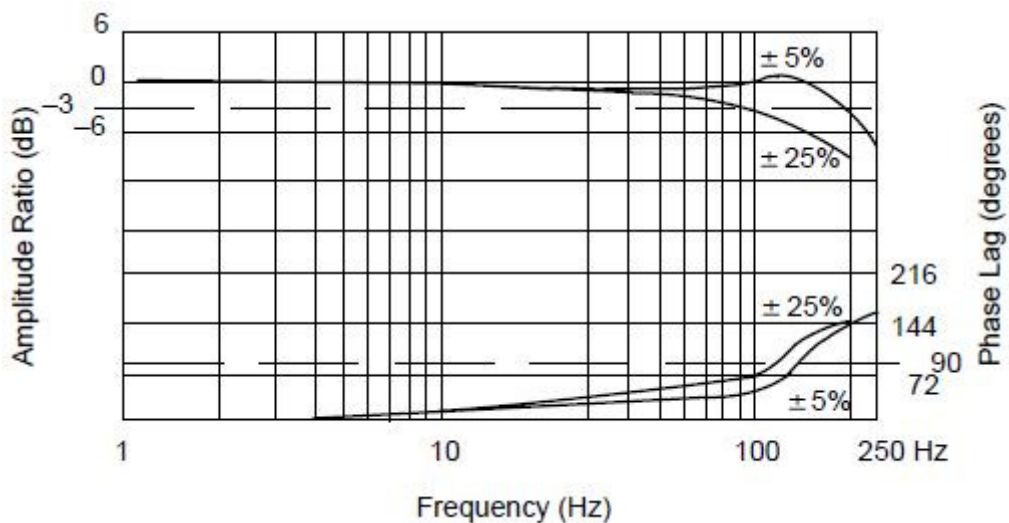


Figura 7:1 - Diagrama de Bode do fabricante da válvula *Eaton Vickers*

Como se vê no diagrama, esta válvula só apresenta dados de comportamento dinâmico para aberturas de  $\pm 5\%$  e de  $\pm 25\%$ . A largura de banda desta válvula é superior a 100 Hz para este nível de solicitação.

A nova válvula usada para comparação foi a válvula *Parker* de ainda mais elevada performance com as seguintes características.

- válvula proporcional de muita alta performance *Parker* modelo *DIFPE50FB9NB00*, caudal nominal de 12 l/min e comando analógico de  $\pm 10$  VDC;

O diagrama de Bode fornecido pelo fabricante da válvula é o presente na figura 7:2.

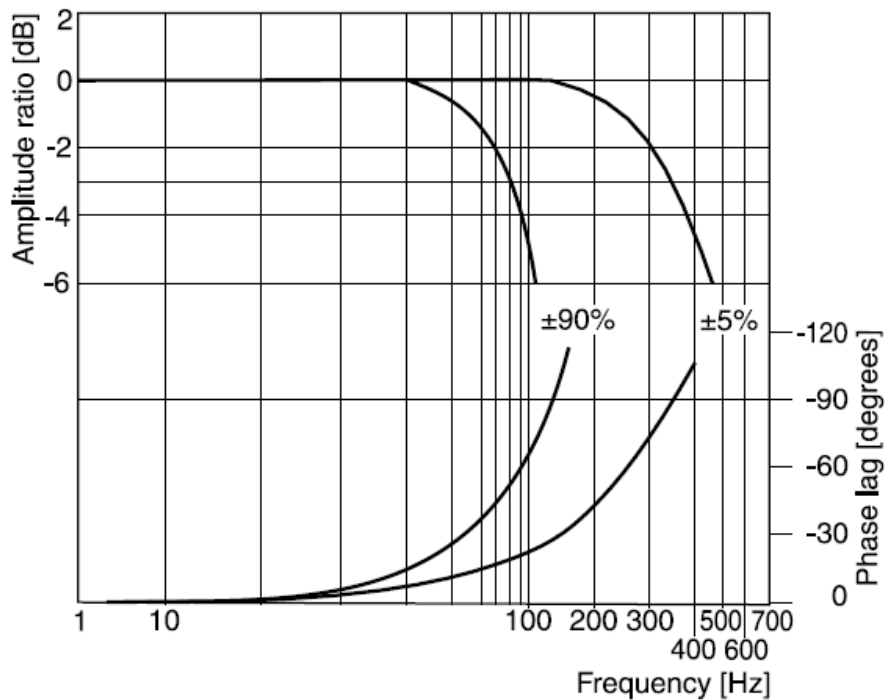


Figura 7:2 – Diagrama de Bode do fabricante da válvula Parker

Pela comparação dos diagramas de Bode verifica-se que a nova válvula possui um comportamento bem mais eficaz a elevada frequência.

A válvula *Parker* apresenta dados dinâmicos até  $\pm 90$  % de abertura. Para este caso a largura de banda é de cerca de 100 Hz, mas para aberturas de  $\pm 5$  % a largura de banda excede 300 Hz!

## **7.2 Descrição dos ensaios efetuados com a válvula *Parker***

Não foi objectivo desta parte do trabalho replicar com esta nova válvula os ensaios descritos anteriormente para a válvula *Eaton Vickers*, mas tão-somente realizar uma comparação minimamente elucidativa. Assim foram efetuados dois conjuntos de ensaios com a válvula *Parker*, um dos conjuntos foi de ensaios em deslocamento e outro foi de ensaios em controlo em força.

Os ensaios em deslocamento foram realizados na posição mais recuada do atuador, sem carga e para os mesmos valores de ganho de controlador que os usados na mesma situação nos ensaios experimentais.

Relativamente aos ensaios realizados com controlo em força, foi repetido todo o conjunto de ensaios na posição inicial, ou seja, para as 2 situações de carga e 3 situações de rigidez.

Como a válvula *Parker* possui metade do caudal nominal da válvula *Eaton Vickers*, nos ensaios realizados, foi alterada a exigência de caudal para metade de forma a podermos comparar os resultados das duas válvulas para semelhantes requisitos de abertura. Entenda-se por esta alteração realizar os ensaios em deslocamento pedindo apenas 0,5 mm de amplitude e nos ensaios com controlo em força pedir apenas 0,5 kN de amplitude.

## **7.3 Análise frequencial do comportamento das válvulas usadas**

Com a válvula *Parker* obteve-se o diagrama de Bode da figura 7:3, nos ensaios em deslocamento, e a figura 7:4 é relativa a um diagrama de Bode que demonstra o comportamento geral nos ensaios em força.

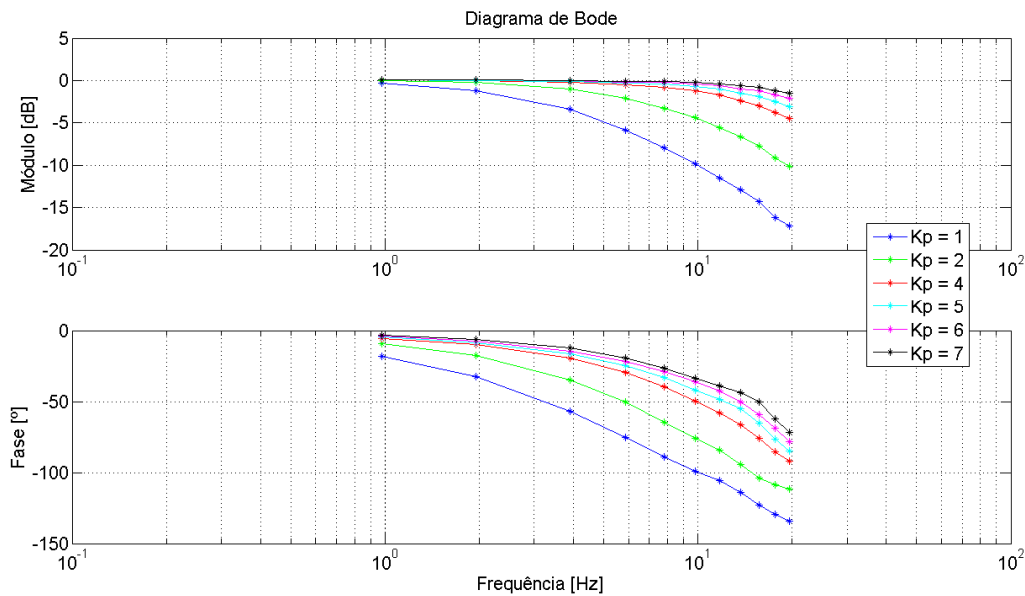


Figura 7:3 – Diagrama de Bode com a válvula *Parker* na posição inicial e sem carga opositora

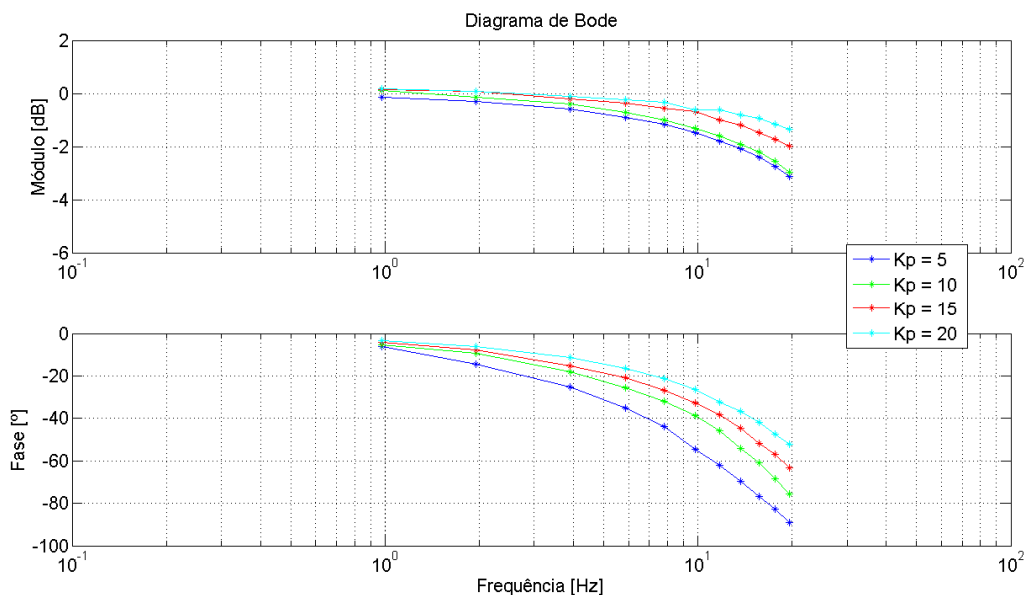


Figura 7:4 - Diagrama de Bode com a válvula *Parker* na posição inicial com 7 kN de carga média e 1,5 kN/mm de rigidez

Quando se compara estes resultados no domínio frequencial com os resultados da válvula *Eaton Vickers* resulta um diagrama do género do diagrama da figura 7:5 onde se pode suspeitar que o comportamento do sistema com a válvula *Parker* é menos oscilatório e assim cria menor dificuldade na determinação do atraso de fase, notando-se esse fato principalmente a altas frequências. Esta diferença pode ser explicada pela capacidade dinâmica desta nova válvula verificada pelo respetivo diagrama de Bode fornecido pelo fabricante.

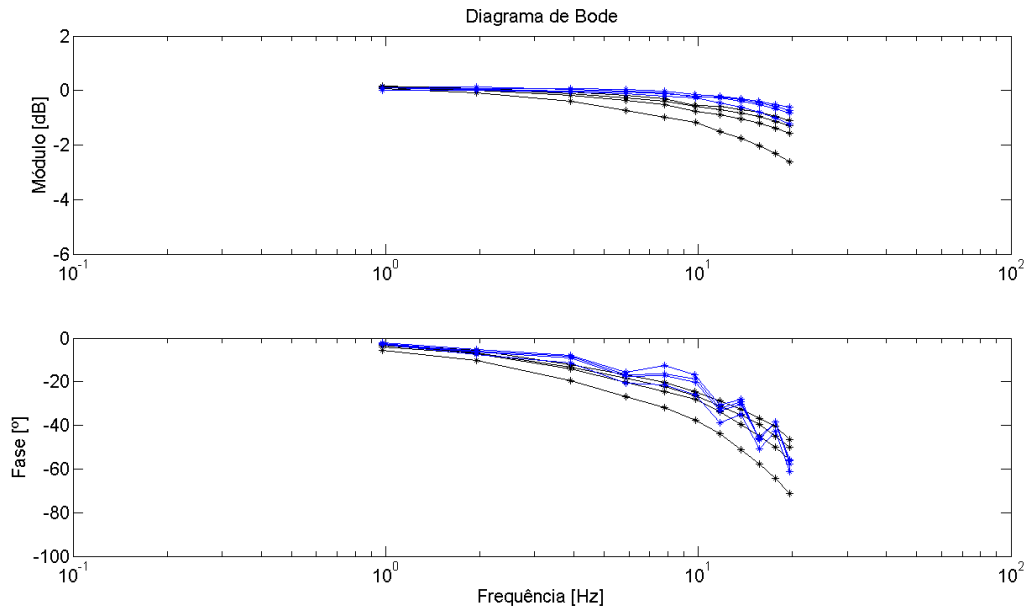


Figura 7:5 – Comparação com a válvula *Eaton Vickers* (azul) e *Parker* (preto) num ensaio em força

Verifica-se uma diferença entre os comportamentos para o mesmo ganho do controlador, o que não se esperava, principalmente, com uma diferença tão acentuada. Este aspeto não foi explorado pelo fato de não ser objectivo deste trabalho o estudo de outras válvulas, mas leva a querer que temos uma diferença de caudal nominal diferente da esperada. Contudo, verificou-se também que com esta válvula podemos explorar ganhos do controlador proporcional superiores, logo conseguimos obter melhores resultados e um comportamento bem mais linear com esta válvula.

## 7.4 Análise temporal do comportamento das válvulas usadas

Perante a suspeita de o comportamento com a válvula *Parker* possuir menos oscilação, pretende-se verificar, através de uma análise temporal, se tal aspeto é verdade.

Pelo gráfico temporal da figura 7:6, no qual é apresentada a resposta do sistema com a válvula *Parker* a uma solicitação sinusoidal de 1 Hz, verifica-se que a resposta é bastante semelhante à obtida com a válvula *Eaton Vickers* da figura 5:5.

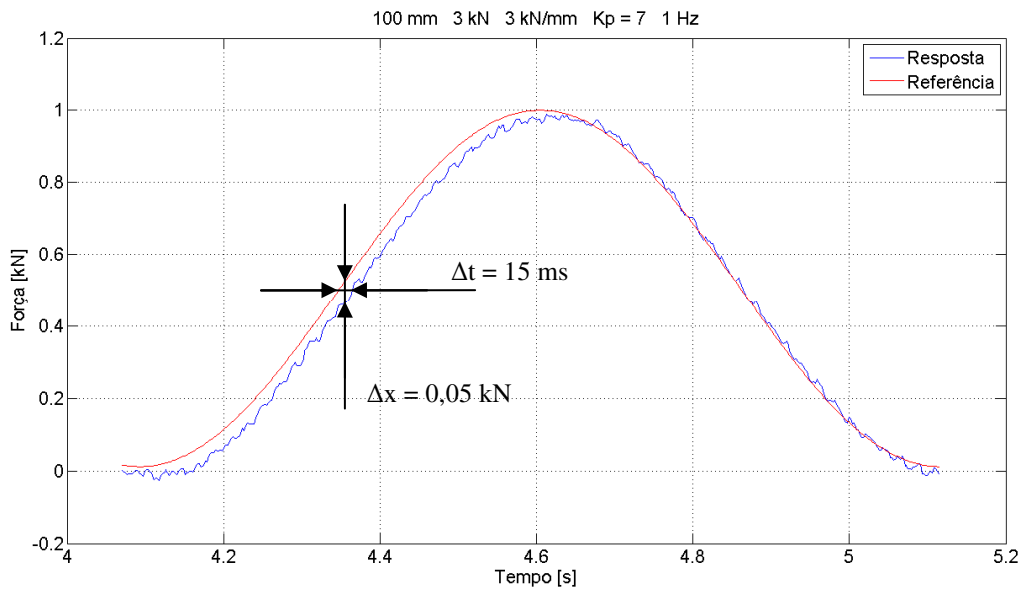


Figura 7:6 - Resposta com válvula *Parker* na posição mais recuada a 1 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 7$   
Tendo agora em atenção o gráfico da figura 7:7, em que temos a resposta do sistema com a válvula *Parker* a uma solicitação sinusoidal de 10 Hz, verifica-se que a qualidade temporal da resposta está relativamente melhor que a obtida com a válvula *Eaton Vickers*, figura 5:6.

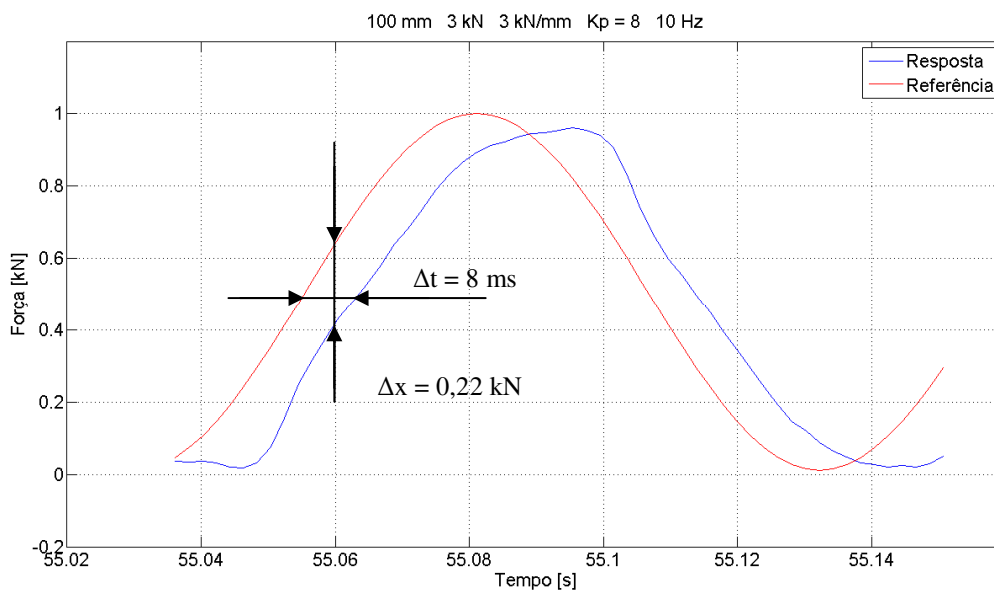


Figura 7:7 - Resposta com válvula *Parker* na posição mais recuada a 10 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 8$

Por fim, para o caso da maior frequência de solicitação usada, 20 Hz (figura 7:8), verifica-se novamente que a resposta é ligeiramente melhor que a obtida com a válvula *Eaton Vickers*, figura 5:7.

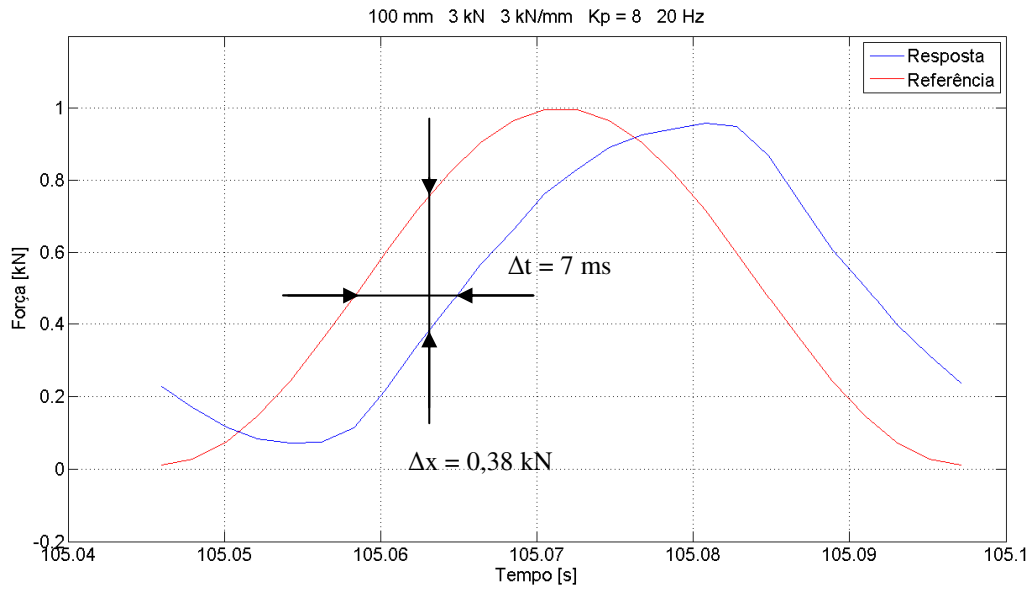


Figura 7:8 - Resposta com válvula *Parker* na posição mais recuada a 20 Hz com 4 kN, rigidez 3 kN/mm e  $K_p = 8$

Com estes resultados temporais verifica-se que a válvula *Parker* se mostrou novamente ser melhor que a *Eaton Vickers*.

Neste capítulo efectuou-se, a nível de curiosidade, uma comparação da válvula *Eaton Vickers*, usada em todo este trabalho, com uma outra válvula (*Parker*) de maior capacidade dinâmica.

No próximo capítulo serão apresentadas as conclusões deste trabalho e serão sugeridos algumas ideias para trabalhos futuros.



## **8 Conclusões e trabalhos futuros**

O trabalho apresentado nesta dissertação tem por objectivo o estudo experimental do comportamento do controlo de força num servossistema hidráulico de modo a permitir validar um modelo matemático do mesmo.

O trabalho começou pela realização de ensaios experimentais de forma a perceber melhor o comportamento do sistema e ganhar sensibilidade para a execução de ensaios no mesmo.

Os ensaios levados a cabo neste trabalho incluíram frequências de excitação particularmente elevadas (até 20 Hz) quer em controlo de deslocamento quer em controlo de força.

Para a realização rigorosa destes ensaios foi necessária uma atenção especial aos meios de medição especificamente utilizados, à sua adequada fixação e à rigorosa aquisição dos valores fornecidos.

Foi empreendida uma estratégia de controlo muito elementar ao longo dos ensaios (controlo proporcional) de modo a poder evidenciar com maior clareza todas as influências de alteração de parâmetros de ensaio no comportamento do servossistema. Com isto, reuniu-se condições para melhor avaliar o modelo matemático que melhor poderia representar o sistema para as condições de ensaio.

Foram utilizados diferentes valores de ganho no controlador proporcional, foi ensaiado o sistema em volta de diferentes posições de funcionamento, sob diferentes condições de carga elástica opositora e no caso dos ensaios em controlo de força também sobre diferentes situações de rigidez do provete.

Ao contrário do que geralmente é feito em sistemas de ensaio, neste trabalho foi utilizada uma única válvula de controlo, que foi suficiente para efetuar os ensaios em toda a gama de frequências, de 1 até 20 Hz. Esta situação não é, efectivamente, muito vulgar na indústria, pois neste caso seriam usadas duas válvulas, uma para baixas frequências e outra para altas frequências.

Um dos fatores que teve grande importância na obtenção destes resultados foi a frequência de controlo possível no *software*, *DynaTester*, que é de 2 kHz. Normalmente em sistemas de

controlo por computador “não dedicados” é difícil ultrapassar frequências de controlo de 500 Hz.

Relativamente ao modelo matemático, identificaram-se algumas discrepâncias, nomeadamente, nos valores do atrito viscoso no atuador e no ganho da válvula.

Contudo, a principal conclusão deste trabalho, foi que apesar das variações paramétricas introduzidas, o controlador proporcional demonstrou-se bastante eficiente em toda a gama de frequências, quer no controlo em deslocamento, quer no controlo em força.

Este comportamento foi obtido usando valores fixos no controlador proporcional. No entanto, para diferentes condições de ensaio, diferentes ganhos tinham que ser utilizados para cumprir os requisitos de comportamento necessários.

Demonstrou-se “em simulação”, para o caso de controlo em força, que seria ainda melhor se fosse usado um controlador proporcional de ganho variável com a velocidade do atuador. Dessa simulação conseguiu-se obter erros máximos inferiores a 10 % na atenuação e atrasos de fase máximos inferiores a  $50^\circ$  (isto é 7 ms) a frequências de 20Hz.

As conclusões aqui apresentadas, foram possíveis devido à realização de um grande conjunto de ensaios e manipulação de uma grande quantidade de informação que se tornou consistente e demonstrativa do comportamento do sistema.

Com este trabalho efectuou-se um avanço importante na avaliação do controlo de força e na análise de um sistema de ensaio para elevada frequência de solicitação e na validação de um modelo matemático não-linear que o represente.

Contudo existe sempre forma de aperfeiçoar e ou completar o trabalho realizado. Com esse intuito são apresentados de seguida algumas propostas para trabalhos futuros.

- Implementação da função do controlador proporcional de ganho variável com a velocidade do atuador no sistema real;
- Estudar e avaliar o comportamento do servossistema usando os controladores PI e ou PID;
- Avaliar o comportamento do servossistema usando o controlador desenvolvido pela teoria QFT para sabermos da sua viabilidade para substituir um controlador mais simples como o controlador proporcional de ganho variável obtido nesse trabalho;

- Estudar o comportamento do sistema usando os dois eixos disponíveis no sistema de ensaio, em simultâneo;
- Melhorar o modelo matemático do servossistema tendo especial atenção ao coeficiente de atrito viscoso no atuador.
- Criar um modelo matemático que inclua as características da válvula da *Parker* de modo a permitir estudar melhor as suas capacidades e as efectivas consequências para o comportamento do servossistema.



## 9 Bibliografia

D'Azzo, John J., and Constantine H. Houpis. *Linear Control System Analysis and Design*. McGraw-Hill International Editions, 1995.

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.

Ogata, Katsuhiko. *Engenharia de Controlo Moderno*. Prentice-Hall, 1990.

*Schnorr, Disc Spring Engineering*. 2009. <http://schnorr.com/> (acedido em Março de 2010).

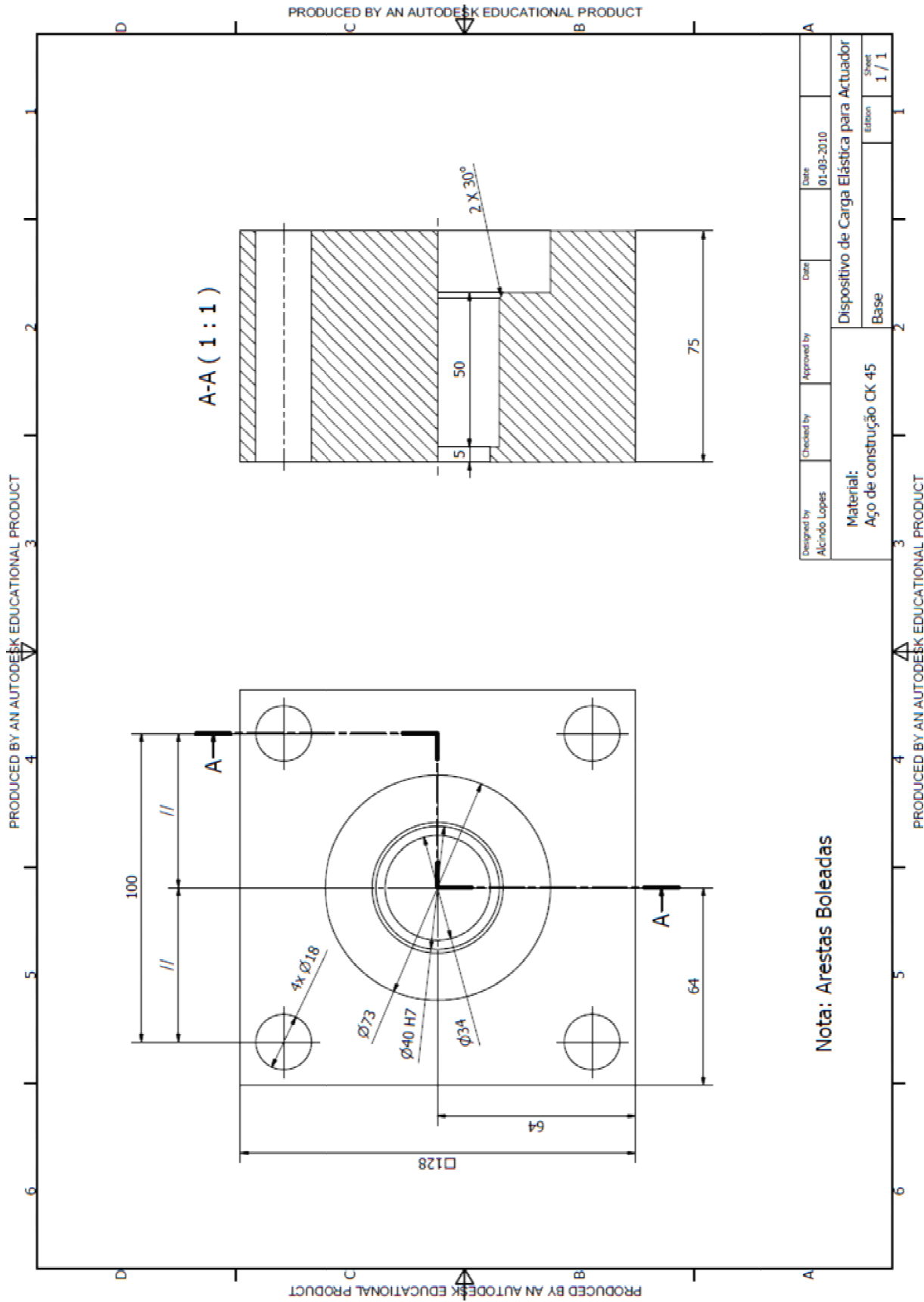
Silva, José Miguel Coutinho. “Sistema Servo-Hidráulico de Ensaio Dinâmico de Estruturas.” Dissertação de Mestrado em Automação, Instrumentação e Controlo, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2009.



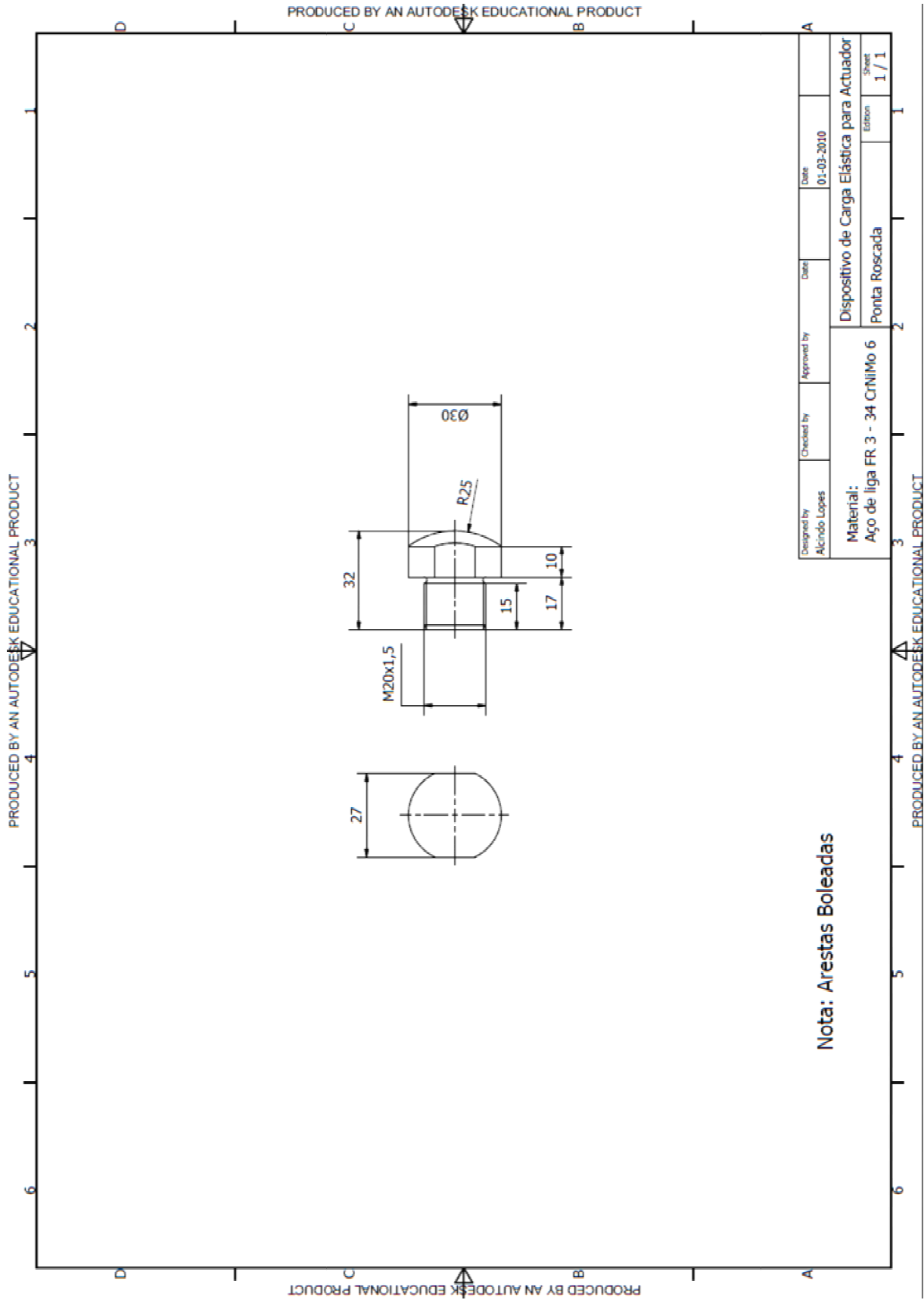
## **ANEXO A – Desenhos de definição 2D do D.C.E.A.**











## **ANEXO B – Função *Matlab* “DBode.m”**



```

function DBode(time, desl, ganho)
    ##### Gerador de Diagramas de Bode #####

    ##### Dados
    A=1; % Amplitude da sinusóide % também indica o valor médio esperado
    freq=[1,2,4,6,8,10,12,14,16,18,20]; % frequências usadas
    time=time/1000; % conversão de tempo de [ms] para [s]

    global dbk
    %%
    ##### Determinação da frequência efectiva #####
    for j=1:11
        i=1;
        k=1;
        vm=(max(desl(:,j, ganho))-min(desl(:,j, ganho)))/2+min(desl(:,j, ganho));
        coef=polyfit([1,7],[vm-0.15*A^2,vm-0.5*A^2],1);
        m=coef(1);
        b=coef(2);
        sinal=m*ganho+b;
        if j>=6
            valor=1;
        else
            valor=-freq(j)*3+29;
        end
        while desl(i,j, ganho)>sinal
            i=i+1;
        end
        while desl(i,j, ganho)<=sinal
            i=i+1;
        end
        while desl(i,j, ganho)<vm
            i=i+1;
        end
        id(k,j)=i;
        coef=polyfit(time(i-valor:i+valor-1,j, ganho), desl(i-valor:i+valor-
1,j, ganho),1);
        m=coef(1);
        b=coef(2);
        timeD(k,j)=(vm-b)/m;
        valor2=6*freq(j)-(freq(j)-1)*3;
        for k=2:valor2
            while time(i,j, ganho)<time(id(k-1,j),j, ganho)+0.8/freq(j)
                i=i+1;
            end
            while desl(i,j, ganho)<vm
                i=i+1;
            end
            id(k,j)=i;
            coef=polyfit(time(i-valor:i+valor-1,j, ganho), desl(i-valor:i+valor-
1,j, ganho),1);
            m=coef(1);
            b=coef(2);
            timeD(k,j)=(vm-b)/m;
            pe(k-1,j)=timeD(k,j)-timeD(k-1,j);
        end
        p(j)=mean(pe(:,j));
        f(j)=1/p(j);
    end
end

```

```

##### Geração da referência #####
% Geração da referência a 1, 6, 12, 18 Hz
for j=[1,4,7,10]
    ref(:,j)=A*sin(2*pi*f(j)*(time(:,j,ganho)-1.0249)+270*pi/180)+A;
end

% Geração da referência a 2, 8, 14, 20 Hz
for j=[2,5,8,11]
    ref(:,j)=A*sin(2*pi*f(j)*(time(:,j,ganho)-1.0249-freq(j-1)*10*p(j-1))+270*pi/180)+A;
end

% Geração da referência a 4, 10, 16 Hz
for j=[3,6,9]
    ref(:,j)=A*sin(2*pi*f(j)*(time(:,j,ganho)-1.0249-freq(j-2)*10*p(j-2)-freq(j-1)*10*p(j-1))+270*pi/180)+A;
end
%%
##### Cálculo do Módulo [dB] #####
for j=1:11
    valor2=6*freq(j)-(freq(j)-1)*3;
    for k=1:valor2-1
        pmax(k,j)=max(desl(id(k,j):id(k+1,j),j,ganho));
        pmin(k,j)=min(desl(id(k,j):id(k+1,j),j,ganho));
    end
    maxe(j)=mean(pmax(:,j));
    mine(j)=mean(pmin(:,j));
    modulo(j)=20*log10(((maxe(j)-mine(j))/2)/A);
end
%%
##### Cálculo da Fase [°] #####
for j=1:11
    i=1;
    k=1;
    vm=(max(ref(:,j))-min(ref(:,j)))/2+min(ref(:,j));
    coef=polyfit([1,7],[vm-0.15*A^2,vm-0.5*A^2],1);
    m=coef(1);
    b=coef(2);
    sinal=m*ganho+b;
    while ref(i,j)>sinal
        i=i+1;
    end
    while ref(i,j)<=sinal
        i=i+1;
    end
    while ref(i,j)<vm
        i=i+1;
    end
    ir(k,j)=i;
    coef=polyfit(time(i-1:i,j,ganho),ref(i-1:i,j),1);
    m=coef(1);
    b=coef(2);
    timeR(k,j)=(vm-b)/m;
    if timeR(k,j)>timeD(k,j)
        fasee(k,j)=timeR(k,j)-timeD(k+1,j);
    else
        fasee(k,j)=timeR(k,j)-timeD(k,j);
    end
    valor2=6*freq(j)-(freq(j)-1)*3;
    for k=2:valor2-1
        while ref(i,j)>=vm

```

```
        i=i+1;
    end
    while ref(i,j)<vm
        i=i+1;
    end
    ir(k,j)=i;
    coef=polyfit(time(i-1:i,j,ganho),ref(i-1:i,j),1);
    m=coef(1);
    b=coef(2);
    timeR(k,j)=(vm-b)/m;
    if timeR(k,j)>timeD(k,j)
        fasee(k,j)=timeR(k,j)-timeD(k+1,j);
    else
        fasee(k,j)=timeR(k,j)-timeD(k,j);
    end
end
    fase(j)=(mean(fasee(:,j)))/p(j)*360;
end
%%
##### Saída dos Diagrama de Bode #####
subplot(2,1,1); semilogx(f, modulo, 'o-')
title('Diagrama de Bode')
ylabel('Módulo [dB]'),grid
subplot(2,1,2); semilogx(f, fase, 'o-')
ylabel('Fase [°]')
xlabel('Frequência [Hz]'),grid
dbk(:,:,ganho)=[f', modulo', fase'];
end
```