CENTRO UNIVERSITÁRIO DA FEI

CESAR MESCHIATTI CATANHO VARGAS

CONTROLE BASEADO EM DADOS DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA APLICADO A UMA SUSPENSÃO VEICULAR ATIVA

São Bernardo do Campo

2012

CESAR MESCHIATTI CATANHO VARGAS

CONTROLE BASEADO EM DADOS DE RESPOSTA EM FREQUÊNCIA APLICADO A UMA SUSPENSÃO VEICULAR ATIVA

Dissertação de Mestrado apresentada ao Centro Universitário da FEI para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de concentração:
Sistemas de Controle

Orientador:
Prof. Dr. Fabrizio Leonardi

São Bernardo do Campo

2012

Vargas, Cesar Meschiatti Catanho.
Controle Baseado em Dados de Resposta em Frequência Aplicado a uma Suspensão Veicular Ativa/
Cesar Meschiatti Catanho Vargas. São Bernardo do Campo, 2012.
135 f. : il.

Dissertação (Mestrado) - Centro Universitário da FEI.
Orientador: Prof. Dr. Fabrizio Leonardi

1. Suspensão ativa. 2. Resposta em Frequência . 3. QFT. I. Leonardi, Fabrizio, orient. II. Título.

CDU 621.5

Centro Universitário da **FEI**

APRESENTAÇÃO DE DISSERTAÇÃO
ATA DA BANCA JULGADORA

PGM-10

Programa de Mestrado de Engenharia Mecânica

Aluno: Cesar Meschiatti Catanho Vargas **Matrícula:** 210339-8

Título do Trabalho: Controle baseado em dados de resposta em frequência aplicado a uma suspensão veicular ativa.

Área de Concentração: Sistemas da Mobilidade

ORIGINAL ASSINADA

Orientador: Prof. Dr. Fabrizio Leonardi

Data da realização da defesa: 14/12/2012

A Banca Julgadora abaixo-assinada atribuiu ao aluno o seguinte:

APROVADO ☒ REPROVADO ☐

São Bernardo do Campo, 14 de Dezembro de 2012.

MEMBROS DA BANCA JULGADORA

Prof. Dr. Fabrizio Leonardi

Ass.: _____

Prof. Dr. Marko Ackermann

Ass.: _____

Prof. Dr. Décio Crisol Donha

Ass.: _____

VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO

ENDOSSO DO ORIENTADOR APÓS A INCLUSÃO DAS RECOMENDAÇÕES DA BANCA EXAMINADORA

_____

Aprovação do Coordenador do Programa de Pós-graduação

_____

Prof. Dr. Agenor de Toledo Fleury

A todos meus amigos e parentes.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu orientador, Prof. Dr. Fabrizio Leonardi, por todos os conselhos, dicas, opiniões, orientações e ajuda, de uma forma geral, que permitiram primeiramente que meu trabalho chegasse ao estado atual e ainda na minha evolução tanto acadêmica quanto profissional e pessoal.

Agradeço aos professores Dr. Eric Conrado de Souza e Dr. Marko Ackermann, pelo envolvimento e colaboração com este trabalho.

Agradeço ao Centro Universitário da FEI por todo suporte e estrutura disponibilizados à minha pesquisa.

Agradeço a todos os meus colegas das Faculdades Integradas Torricelli por todo apoio durante a execução desse trabalho, assim como recomendações e conselhos sobre a academia e a pesquisa científica.

Agradeço a CAPES pelo apoio financeiro concedido pelo Programa PROSUP Cursos Novos - edital 059/2010.

Agradeço ao professor Dr. José Jaime da Cruz pelo material de estudo de controle robusto.

Agradeço aos membros da banca, professores Dr. Décio Crisol Donha e Dr. Marko Ackermann.

Agradeço a todos meus familiares e amigos por toda compreensão e apoio.

“Nada como procurar quando se quer achar
alguma coisa”
John Ronald Reuel Tolkien

RESUMO

Esse trabalho apresenta a síntese do controlador de uma suspensão ativa baseado em dados experimentais de resposta em frequência sem fazer uso de um modelo paramétrico. A técnica de controle QFT foi utilizada por ser conveniente para projetos sem modelos e por permitir lidar com as incertezas da planta de forma explícita. Como especificação de desempenho o controlador deve aumentar o conforto dos passageiros pela redução da aceleração absoluta da carroceria em relação a uma suspensão passiva, porém sem prejudicar a segurança associada à transmissão de forças para o solo, que está associada à amplitude das oscilações do pneu. Essas especificações devem ser mantidas na faixa de frequências que envolve as duas frequências de ressonâncias e o sistema de controle dever ser robusto para garantir o desempenho e a estabilidade, mesmo na presença da não linearidade associada à amplitude de excitação que causa uma incerteza no valor do módulo e da fase da resposta em frequência. No projeto QFT as especificações de desempenho e de estabilidade são feitas por meio de barreiras na carta de Nichols e as incertezas da planta modificam essas barreiras tornando-as mais restritivas. Os dados da suspensão são coletados a partir de ensaios de excitação harmônica, onde a informação está contida no módulo e fase da resposta. A caracterização das incertezas é feita por meio de ensaios na mesma frequência com diferentes amplitudes de excitação. O controlador utilizado foi obtido pela adição empírica de polos e zeros, típico no projeto QFT. Para ilustrar o procedimento proposto e o desempenho do controlador projetado foi utilizado um simulador físico da suspensão de um quarto de carro. Os dados experimentais do sistema de controle em malha fechada sugerem que a suspensão ativa com o controlador proposto consegue aumentar o conforto sem prejudicar a segurança veicular. O controlador obtido não é ótimo no sentido matemático, pois nenhuma função objetivo foi minimizada e tão pouco tem o objetivo de superar o desempenho de outros controladores encontrados na literatura, mas demonstra a viabilidade e a eficácia do controle obtido a partir de poucas informações sobre a planta.

Palavras-chave: Suspensão Ativa. Resposta em Frequência. QFT.

ABSTRACT

This work presents the synthesis of the controller of an active suspension based on experimental data of frequency response without using the parametric model. The QFT control technique was used because it is convenient for designs without models and allows dealing with the plant uncertainties in an explicit way. As a performance specification, the controller must increase the passengers comfort by reducing the car body absolute acceleration compared to a passive suspension, but without decreasing the safety associated with the forces transmission to the soil that is associated with the tires oscillation amplitude. These specifications must be maintained in the range of frequencies involving the two resonance frequencies and the control system must be robust to guarantee the performance and stability even in the presence of non-linearity associated with excitation amplitude that causes an uncertainty in the value of the magnitude and phase of the frequency response. In QFT design the performance and stability specifications are made through barriers in the Nichols Chart and the plant uncertainties modify these barriers making them more restrictive. The suspension data are collected from harmonic excitation tests, where the information is contained in the module and phase of the response. The uncertainty characterization is done by tests in the same frequency with different excitation amplitudes. The controller used was obtained by the empirical addition of poles and zeros, typical in QFT project. To illustrate the proposed procedure and the designed controller performance a physical simulator of a quarter car suspension was used. The experimental data of the closed loop control system suggests that the active suspension with the proposed controller can increase comfort without sacrificing vehicle safety. The controller obtained is not optimal in the mathematical sense, since no objective function was minimized and also does not aim to outperform other controllers in the literature, but it demonstrates the viability and efficacy of the control obtained from limited information about the plant.

Keywords: Active Suspension. Frequency Response. QFT.

LISTA DE ABREVIAÇÕES

a	aceleração vertical
a_{mns}	aceleração vertical da massa não suspensa
a_{ms}	aceleração vertical da massa suspensa
a_s	aceleração do perfil vertical do solo relativa ao veículo
B_{ns}	constante de amortecimento da massa não suspensa
B_s	constante de amortecimento da massa suspensa
C(s)	função de transferência do controlador
F	fase
F_a	força do atuador
G(jω)	função de transferência do sistema em malha aberta
H(jω)	função de transferência do laço de realimentação do sistema
K	ganho
k_{ns}	constante elástica da massa não suspensa
k_s	constante elástica da massa suspensa
M	parâmetro relacionado à barreira de estabilidade robusta
Mns	massa não suspensa
Ms	massa suspensa
QFT	Teoria da Realimentação Quantitativa (Quantitative Feedback Theory)
t	tempo em segundos
Tr(jω)	função de transferência do sistema em malha fechada
v	velocidade vertical
v_{ms}	velocidade vertical da massa suspensa
v_{msn}	velocidade vertical da massa não suspensa
v_s	velocidade do perfil vertical do solo relativa ao veículo
x	deslocamento vertical
x_{mns}	deslocamento vertical da massa não suspensa
x_{ms}	deslocamento vertical da massa suspensa
x_s	deslocamento do perfil vertical do solo relativo ao veículo
δ	parâmetro relacionado à barreira de acompanhamento do sinal de referência

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Exemplo de gabarito de incertezas. 36

Figura 2. Exemplo de gabarito de incertezas 2 37

Figura 3. Lugares geométricos das curvas M. 40

Figura 4. Exemplo de barreira de estabilidade robusta deformada pelo gabarito de incertezas. 41

Figura 5. Exemplo de barreira de acompanhamento do sinal de referência não deformada pelas incertezas 42

Figura 6. Exemplo de barreira de acompanhamento do sinal de referência deformada pelas incertezas. 43

Figura 7. Exemplo de barreira de acompanhamento do sinal de referência deformada pelas incertezas 2. 44

Figura 8. Exemplo de sobreposição de barreiras. 45

Figura 9. Exemplo de intersecção de barreiras. 46

Figura 10. Exemplo de projeto QFT infringindo as barreiras. 48

Figura 11. Exemplo de projeto QFT atendendo as barreiras. 49

Figura 12. Padrões conhecidos de polos e zeros na carta de nichols. 51

Figura 13. Simulador de suspensão. 54

Figura 14. Esquema do simulador. 54

Figura 15. Comparativo de X_{ms} simulado e X_{ms} experimental. 58

Figura 16. Comparativo de X_{mns} simulado e X_{mns} experimental. 58

Figura 17. Divergência entre o modelo e o simulador real. 59

Figura 18. Resposta do simulador com diferentes amplitudes de entrada 60

Figura 19. Resposta do simulador com distorção 61

Figura 20. Esquema das entradas e saídas 63

Figura 21. Diagrama de blocos do sistema de controle. 71

Figura 22. Demonstração da escolha do parâmetro M 74

Figura 23. Demonstração da escolha do parâmetro δ. 75

Figura 24. Diagrama de bode da função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s$ ideal. 77

Figura 25. Diagrama de bode da função de transferência $X_{mns}(s)/ X_s$ ideal. 79

Figura 26. Diagrama de Bode da Posição da Massa Suspensa Com Excitação Pelo Solo 1. .. 81

Figura 27. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo solo 2..... 82

Figura 28. Diagrama de bode da posição da massa não suspensa com excitação pelo solo. ... 83

Figura 29. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo solo 3..... 84

Figura 30. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo solo 4..... 85

Figura 31. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo atuador 1... 86

Figura 32. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo atuador 2... 88

Figura 33. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo atuador 3... 89

Figura 34. Gabarito de incertezas do simulador 90

Figura 35. Barreiras de estabilidade robusta. 91

Figura 36. Barreiras de rejeição de perturbações..... 94

Figura 37. Intersecção das barreiras..... 95

Figura 38. Comparação entre a estimativa experimental e a proposta ideal de X_{ms}/ X_s. 96

Figura 39. Diagrama de Nichols da suspensão antes do controlador. 98

Figura 40. Projeto via QFT..... 98

Figura 41. Diagrama de bode da função de transferência do controlador..... 100

Figura 42. Esforço de controle nas excitações harmônicas..... 101

Figura 43. Diagrama de bode do sistema em malha fechada. 102

Figura 44. Diagrama de bode comparando malha aberta e malha fechada..... 103

Figura 45. Diagrama de bode comparando malha fechada e ideal teórico. 104

Figura 46. Diagrama de bode comparando malha fechada, malha abeta e ideal teórico. 105

Figura 47. Diagrama de bode do sistema em malha fechada para a massa não suspensa. 106

Figura 48. Diagrama de bode comparando malha aberta e malha fechada para a massa não suspensa..... 107

Figura 49. Diagrama de bode comparando malha fechada e ideal teórico para a massa não suspensa. 107

Figura 50. Diagrama de bode comparando malha fechada, malha abeta e ideal teórico para a massa não suspensa. 108

Figura 51. Comparação no domínio do tempo 1. 109

Figura 52. Comparação no domínio do tempo 2. 110

Figura 53. Comparação no domínio do tempo 3. 111

Figura 54. Comparação no domínio do tempo 4. 112

Figura 55. Esforço de controle no domínio do tempo 113

Figura 56. Efeito de diferentes valores K. 114

Figura 57. Modelo de um quarto de carro. 124

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 16

1.1 Motivação 21

1.2 Objetivos 23

1.3 Revisão bibliográfica 24

1.4 Estrutura do texto 34

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA 35

2.1 Gabaritos de incertezas 35

2.2 Barreiras 38

2.2.1 Barreiras de estabilidade robusta 38

2.2.2 Barreiras de acompanhamento do sinal de referência 41

2.2.3 Outros tipos de barreiras 44

2.2.4 Intersecção das barreiras 45

2.3 Projeto do controlador 46

2.4 Análise da técnica QFT no contexto do projeto 51

3 METODOLOGIA 53

3.1 Comportamento teórico do simulador de suspensão 53

3.1.1 Equipamento utilizado 53

3.1.2 Modelo do simulador 55

3.1.3 Aderência do modelo 57

3.2 Levantamento experimental do comportamento do simulador 61

3.2.1 Vetor de Frequências para os Ensaios 64

3.2.2 Representação da resposta do simulador 67

3.3 Projeto do controlador 69

3.3.1 Definição do problema de controle 69

3.3.2 Especificações do projeto QFT 72

3.3.2.1 Especificação das barreiras de estabilidade robusta 73
3.3.2.2 Especificação das barreiras de rejeição de perturbação 74
3.4 Critérios de desempenho 75
4 APLICAÇÃO 80
4.1 Coleta de dados 80
4.1.1 Excitação pelo solo 80
4.1.1.1 Excitações mínimas 81
4.1.1.2 Excitações máximas 82
4.1.1.3 Efeito das excitações máximas na massa não suspensa 83
4.1.1.4 Comparação das respostas do simulador excitado pelo solo 84
4.1.2 Excitação pelo atuador 85
4.1.2.1 Excitações mínimas 85
4.1.2.2 Excitações máximas 87
4.1.2.3 Comparação das respostas do simulador excitado pelo atuador 88
4.2 Projeto do controlador 89
4.2.1 Determinação do gabarito de incertezas 90
4.2.2 Determinação das Barreiras de Estabilidade Robusta 91
4.2.3 Determinação das barreiras de rejeição de perturbações 91
4.2.4 Intersecção das barreiras 94
4.2.5 Determinação da função de transferência do controlador 95
4.3 Análise dos resultados 100
4.3.1 Análise harmônica da posição da massa suspensa 101
4.3.2 Análise harmônica da posição da massa não suspensa 106
4.3.3 Análise transitória 108
4.3.4 Análise do ganho 111
4.3.5 Conclusão dos ensaios experimentais 114
5 CONCLUSÃO 116

5.1 Propostas para trabalhos futuros 117

REFERÊNCIAS..... 119

APÊNDICE A – MODELO DE UM QUARTO DE CARRO 123

APÊNDICE B – TABELAS DE DADOS EXPERIMENTAIS..... 128

1 INTRODUÇÃO

De nada adianta um veículo ser capaz de atingir grandes velocidades se não apresentar um comportamento controlável em tais circunstâncias. Para isso a dinâmica de um veículo deve ser pouco sensível às diversas perturbações que podem comprometer a segurança e o conforto dos passageiros. Segundo Hrovat (1997) os agentes sobre um automóvel podem ser divididos em duas categorias. Uma das categorias representa apenas as características do solo, como a rugosidade e as variações de nível. A outra, categoria engloba as demais forças que agem sobre o veículo, sendo parte destas decorrentes da sua própria dinâmica e outras da interação com o meio. Exemplos de agentes desta categoria são o efeito aerodinâmico do vento e a variação na distribuição de carga entre as rodas durante uma curva.

Hrovat (1997) justifica que as características do solo realmente merecem o destaque dado, já que é um fato conhecido que as interações de um automóvel com o solo representam papel fundamental na dinâmica do mesmo. As velocidades de condução seguras que podem ser obtidas contemporaneamente se devem em grande parte à qualidade das vias modernas, mas ainda assim pequenas irregularidades podem ter grandes efeitos dinâmicos, quando o veículo está em alta velocidade.

Uma boa suspensão deve minimizar o efeito desses agentes na segurança e no conforto de um automóvel, assim, ela deve ser projetada de acordo com o tipo de condução e tipo de terreno que são previstos para o veículo. A importância da suspensão em um automóvel é evidenciada por sua evolução ao longo da história. Sua origem é mais antiga que a própria invenção do motor de combustão interna, visto que já existiam suspensões em carruagens desde meados do século XVI e, possivelmente, ainda antes, com uma estrutura muito similar ao feixe de molas atualmente utilizado em caminhões (BALDI, 2004). Com o aprimoramento dos automóveis, foram sendo desenvolvidos diversos tipos de suspensão, com diferentes concepções e geometrias, de forma a buscar a segurança e conforto nos veículos (HROVAT, 1997). Exemplos mais distintos são os automóveis esportivos e os automóveis fora de estrada, cujas suspensões diferenciadas permitem condições seguras de condução em situações que outros automóveis não poderiam ser expostos (JAZAR, 2008). Naturalmente os projetos de suspensão são também influenciados pelo aspecto de custos.

De uma forma geral, pode-se caracterizar uma suspensão como o conjunto mecânico que realiza a interface entre o solo e o restante do veículo (GUILLESPIE, 1992). Assim sendo, é um fato importante que os próprios pneus participam dessa interface e suas propriedades mecânicas devem ser consideradas no modelo da suspensão. Os componentes

específicos para uma suspensão variam entre elementos com capacidade de elasticidade e de dissipação, tais como molas helicoidais, feixe de mola, barras de torção, molas a gás, molas hidropneumáticas, amortecedores viscosos, amortecedores magneto-reológicos, etc (Baldi, 2004). No entanto, o conceito de suspensão não está limitado a automóveis, diversas outras aplicações fazem uso de interfaces mecânicas similares para diminuir uma vibração ou impacto em um acoplamento, como grandes estruturas e máquinas de grande porte sujeitas a vibração durante sua operação (CRIVELLARO, 2008).

No entanto, os critérios de conforto e segurança levam a características de projeto conflitantes, tornando o projeto da suspensão uma solução de compromisso fortemente relacionada com a aplicação individual do veículo projetado. Esse fato é notório ao se comparar as características de suspensões entre automóveis com propósitos diferentes, como por exemplo, um automóvel esportivo, cuja suspensão rígida privilegia a segurança em detrimento do conforto, que não é o objetivo principal do veículo (JAZAR, 2008).

Um dos aspectos da segurança está relacionado à força de contado dos pneus com o solo. A força que um pneu exerce sobre o solo afeta a sua aderência, já que o atrito é proporcional à força normal entre as superfícies (PACEJKA, 2006). Assim, desse ponto de vista seria interessante que essa força fosse tão intensa quanto possível. Por esse motivo, é frequente que a aerodinâmica de um veículo esportivo seja projetada para maximizar a força vertical para baixo (JAZAR, 2008). Com o automóvel imóvel, a força normal entre cada pneu e o solo é constante e igual à força peso do automóvel, distribuída entre as suas rodas. Com o automóvel sendo excitado pelo solo ou em razão de outros fatores que gerem uma redistribuição de carga, como uma curva, a força de contado dos pneus varia, comprometendo a aderência (GUILLESPIE, 1992). Portanto, seria desejável que a suspensão absorvesse todas essas excitações e mantivesse a força entre os pneus e o solo constante.

O conforto está relacionado com a movimentação vertical do veículo em relação ao solo, sendo tanto movimentos puramente verticais quanto de rotação, que nada mais são que movimentos verticais distintos para diferentes partes do veículo. Seres humanos se incomodam particularmente com as acelerações e trancos resultantes desses movimentos, visto que essas são proporcionais às forças decorrentes. Ainda ressaltando que a frequência dessas acelerações é importante para se mensurar sua relevância, existindo inclusive normas para os critérios de frequência dessas acelerações quando se envolve seres humanos (WANG *et al*, 2001). Existem ainda outros critérios de conforto baseados na posição e na derivada da aceleração (tranco), mas todos ainda são relacionados ao movimento vertical do veículo. Existem também outros motivos, fora o conforto, que tornam esses movimentos do automóvel

em relação ao solo indesejáveis, como a integridade de cargas e o desgaste de peças do veículo. Considerando isso, seria desejável que a suspensão mantivesse o veículo totalmente imóvel em relação ao solo, independente das características do solo ou da manobra sendo realizada pelo veículo em questão.

Então, pode-se concluir que uma suspensão ideal previne o automóvel de qualquer movimento vertical em relação ao solo, ao mesmo tempo que mantem as forças entre os pneus e o solo constantes. Considerando a melhoria que uma boa suspensão agrega em um veículo, buscar suspensões melhores é uma prática de destaque no setor automobilístico.

Historicamente, os componentes com características elásticas foram os primeiros a serem empregados em suspensões, embora naturalmente eles tenham também uma característica de dissipação intrínseca (BALDI, 2004). Com a característica de armazenar energia é possível chegar a uma dinâmica veicular significativamente melhor em comparação a um automóvel com uma suspensão totalmente rígida, especialmente no aspecto de conforto.

O feixe de molas é um dos primeiros elementos elásticos utilizado, sendo a base de suspensões primitivas. A ideia do feixe de molas é basicamente uma união de barras de metal com um número de barras maior na região central (BALDI, 2004), embora as suspensões primitivas usassem algumas vezes um número igual de barras assim como barras de outros materiais, como madeira. O feixe de molas ainda é muito usado em veículos grandes como caminhões devido a sua simplicidade. Sendo que sua principal característica indesejada é excesso de peso.

O elemento elástico mais comum em suspensões hoje é a mola helicoidal, que é mais compacta e dissipa menos energia (GUILLESPIE, 1992). A elasticidade da mola helicoidal pode ser considerada constante conforme sua compressão, embora seja possível fazer com que ela seja variável, se isso for uma característica desejável. Ainda existem outros tipos de elementos elásticos para suspensões como, por exemplo, as barras de torção, molas a gás, molas hidropneumáticas. Já os elementos específicos para dissipação em uma suspensão costumam ser viscosos. A combinação de elementos elásticos e elementos de dissipação formam suspensões bastante versáteis (KARNOPP, 1986), sendo aplicadas em muitas suspensões contemporâneas.

A topologia das suspensões também é muito importante para o seu desempenho, por isso, muitos tipos foram desenvolvidos ao longo da história (HROVAT, 1997). O eixo sólido, por exemplo, é uma topologia adequada para grande carregamento e é comum em veículos de carga, assim como nas rodas de trás de automóveis de passeio. Uma das desvantagens do eixo sólido é o acoplamento entre rodas opostas (JAZAR, 2008). Essa desvantagem é resolvida

pelas suspensões independentes, que permitem o deslocamento vertical das rodas sem outro acoplamento fora o chassi do automóvel. As suspensões independentes são comuns nas rodas da frente de automóveis de passeio e também nas demais rodas em veículos mais sofisticados. As suspensões independentes e de eixo sólido ainda podem ser divididas em diversas topologias, normalmente associadas à geometria dos braços de suporte e arranjo dos componentes (JAZAR, 2008). Exemplos de topologias comuns são Evans e McPherson.

Do ponto de vista de modelagem é necessário um modelo complexo para representar as particularidades de uma topologia de suspensão. Modelos de suspensão mais simples podem perder algumas propriedades ao representar um conjunto mecânico por algumas características chave, como elasticidade e amortecimento. Representando assim, diferentes topologias e geometrias de forma semelhante ou mesmo igual. Um exemplo disso é o modelo de um quarto de veículo, que não vai distinguir uma suspensão de eixo sólido de uma suspensão independente, visto que, o acoplamento entre as rodas opostas não é representado, já que o modelo contempla apenas uma roda. Para representar a diferença entre duas topologias de suspensão independente é necessário um modelo ainda mais elaborado.

No entanto, existe uma limitação severa que se aplica a maioria das suspensões atuais, que está associada aos componentes elásticos e de dissipação. Essa limitação é indiferente quanto à topologia e se justifica pelo fato de que a maioria das suspensões modernas são constituídas apenas por elementos mecânicos com dinâmica fixa e incapazes de inserir energia no sistema (BALDI, 2004). Esse é o caso das molas helicoidais e dos amortecedores viscosos, que apenas armazenam e dissipam energia, respectivamente, de uma forma preestabelecida. Essas suspensões são nomeadas pela literatura como suspensões passivas.

Variar a dinâmica de uma suspensão de forma conhecida representa um grande recurso para se obter melhores resultados de conforto e segurança, mesmo que ainda sem a capacidade de inserir energia no sistema (KARNOPP, 1986). Uma suspensão que tenha sua dinâmica variável de forma controlada é chamada de suspensão semi-ativa. Com esse tipo de suspensão pode-se conseguir níveis de conforto e segurança superiores aos de uma suspensão passiva ao custo de um aumento de complexidade. O esforço de controle de uma suspensão semi-ativa é tipicamente muito pequeno, já que esse está associado apenas à energia necessária para modificar a dinâmica da suspensão. Exemplos de elementos semi-ativos para suspensões são amortecedores magneto-reológicos e molas a gás com uma restrição variável.

A literatura define ainda um outro tipo de suspensão, chamada suspensão ativa. Uma suspensão ativa é capaz de ter sua dinâmica alterada de forma controlada inserindo-se energia no sistema se necessário, constituindo a categoria de suspensões que mais oferece recursos

para seu propósito ao custo também da maior complexidade (KARNOPP, 1986). O esforço de controle de uma suspensão ativa é normalmente alto, visto que esse está associado à energia inserida no sistema. A dimensão desse esforço de controle é um fator importante para justificar o aumento de complexidade entre uma suspensão ativa e uma suspensão semi-ativa. Exemplos de elementos ativos para suspensões são atuadores elétricos e atuadores hidráulicos.

Embora a suspensão ativa seja a categoria de suspensão mais sofisticada para um automóvel, é necessário ponderar quais os casos onde esse ganho é realmente desejável, considerando o aumento de complexidade envolvido, que resulta entre outros fatores, em um maior custo. O trabalho de Karnopp (1986) mostra as limitações teóricas para as suspensões ativas, semi-ativas e passivas. Conhecendo essas limitações é possível definir quais os tipos de suspensão que atendem aos requisitos de um projeto, para que então se priorize a suspensão mais simples.

No entanto, para uma suspensão ativa ou semi-ativa a estratégia de controle é um fator tão importante quanto à topologia ou os elementos utilizados. Sem um controle adequado, uma suspensão ativa ou semi-ativa terá um desempenho que não justificará sua complexidade. Por esse motivo, diversas estratégias de controle tem sido estudadas para a aplicação de suspensões ativas e semi-ativas.

De uma forma geral, o conhecimento detalhado de uma planta é valorizado do ponto de vista de controle. Assim, boa parte das estratégias de controle propostas para suspensão ativa necessita de um modelo do veículo, assim como, é comum que o refinamento do modelo utilizado resulte em um controlador melhor, sendo essa a abordagem de algumas propostas.

Este trabalho discute o projeto de um controlador para uma suspensão ativa sem se valer de um modelo explícito para o projeto. São coletados dados experimentais da suspensão, mas sem uma identificação de sistemas que resulte em um modelo paramétrico.

Essa abordagem é interessante para cenários onde os modelos paramétricos não são conhecidos, ou, são conhecidos com incerteza paramétrica suficiente para o controlador precisasse ser ajustado em cada caso. Tal cenário é comum na indústria, visto que muitas vezes o projeto de suspensões envolve passagens empíricas.

A escolha da suspensão ativa se deve ao fato desse tipo de suspensão normalmente ter um desempenho superior aos demais tipos de suspensão. Ainda assim, desenvolver um controlador similar para uma suspensão semi-ativa seria igualmente relevante, visto que existem aplicações onde a melhoria de desempenho de uma suspensão ativa não justificaria o aumento de complexidade e uma suspensão semi-ativa se mostraria mais adequada.

1.1 Motivação

O problema de controle de uma suspensão ativa pode ser classificado como um problema regulador, pois todas as variáveis que se deseja controlar em uma suspensão devem permanecer constantes, já que o conforto e a segurança ideal decorreriam respectivamente da imobilidade vertical da massa suspensa e a manutenção da força do pneu com o solo. Controlar a suspensão é apenas rejeitar as perturbações que tirem essas variáveis do estado inicial.

Por outro lado, como a suspensão é naturalmente estável, apenas restaurar o estado inicial pode ser considerado uma especificação pouco exigente em função do próprio desempenho alcançado com uma suspensão passiva. A forma com que os estados iniciais são restaurados é particularmente importante. A força do pneu com o solo deve voltar ao estado inicial o mais rapidamente possível, mas, se a posição da massa não suspensa voltar muito rápido ao estado inicial, tende a provocar grandes acelerações também na massa suspensa, da mesma forma que minimizar a aceleração pode prolongar a oscilação da posição. Segundo Karnopp (1986), uma forma de se buscar o desempenho ideal para uma suspensão ativa é com uma força de atuação proporcional a posição relativa entre a massa não suspensa e massa suspensa e a velocidade absoluta da massa suspensa. Naturalmente, existem outras formas de se buscar esse mesmo desempenho.

Ainda outro ponto importante nesse problema de controle decorre da dificuldade de se acoplar diversos atuadores em uma suspensão ativa. Assim, esse problema de controle contém tipicamente múltiplas variáveis controladas mas poucas variáveis manipuladas.

Algumas perturbações sobre o automóvel podem ser previstas, como é o caso da variação de distribuição de carga nas rodas durante uma frenagem. Então, seria possível usar informações sobre a condução do automóvel para que o controle da suspensão atuasse preventivamente. Outras perturbações já não permitem esse recurso. As excitações provenientes do solo, por exemplo, têm grande influência sobre um automóvel, mas não podem ser conhecidas com mais precisão que uma estimativa estatística, com raras exceções em que o solo pode ser mapeado com antecedência, mas que têm pouco apelo prático. Portanto, o controlador de uma suspensão ativa precisa ter meios de lidar com o desconhecido, como por exemplo, por meio de um laço de realimentação.

Já se passaram várias décadas desde a definição formal do conceito de suspensão ativa e nesse tempo diversas técnicas foram discutidas para solucionar esse problema de controle.

Muitas dessas técnicas obtiveram bons resultados experimentais, vários com desempenhos muito superiores ao de uma suspensão passiva.

As estratégias de controle frequentemente são baseadas em um modelo da planta e, no caso do automóvel, especialmente as técnicas de controle ótimo. O modelo detalhado que exprime adequadamente o comportamento dinâmico de um veículo é bastante elaborado e inclui elementos não lineares e variantes no tempo, além das variações características da própria aplicação, como a massa de carga, a pressão dos pneus e variações dimensionais intrínsecas ao processo de montagem do veículo. Essa dificuldade de modelagem faz com que os modelos obtidos contenham incertezas, o que faz com que os controladores que não as considerem possam ter desempenho relativamente inferior. Um controlador PID, por exemplo, apesar de ser amplamente utilizado na indústria, tem poucas chances de se mostrar adequado para uma suspensão ativa diante de sua complexidade, conforme discutido no trabalho de Chantranuwathana e Peng (1999). Mas essa questão pode ser contornada com estratégias de controle mais elaboradas que, por exemplo, lidam com questões de robustez. O trabalho de Pao e Singhose (1995) mostra que, de uma forma geral, controladores robustos e ótimos podem ser equivalentes a controladores puramente ótimos para alguns tipos de sistemas, devido a perda de desempenho associada à divergência da planta real e a planta esperada. Denotando assim,a importância de se considerar as incertezas no projeto.

Entretanto, pode-se notar que suspensões ativas são raras em automóveis comerciais, um fato que não está relacionado com a disponibilidade de soluções de controle. A percepção que se tem é que a indústria ainda faz amplamente uso de técnicas empíricas para aprimorar seus produtos nesse âmbito, mesmo com todo o avanço teórico na área, por exemplo, propondo modelos dinâmicos cada vez mais completos.

Devido a presença de métodos empíricos na indústria, muitas vezes seus projetos não conseguem resultados otimizados. Assim seria então de interesse prático, que se pudesse projetar um controlador para uma suspensão ativa mesmo sem um modelo detalhado. Utilizando ao invés desse modelo, dados experimentais, que são conhecidos em qualquer processo de desenvolvimento organizado.

Este trabalho se propõe a dar uma contribuição no âmbito de suspensões ativas, propondo o projeto de controladores utilizando apenas de dados experimentais que já são usualmente coletados dentro de um contexto prático. É de se esperar que esse controlador não seja superior aos controladores conhecidos pela literatura, visto que ele não usa toda informação do veículo que outras abordagens utilizam. Ainda assim esse controlador deve ter

e um desempenho muito superior a uma suspensão passiva, pois do contrário, a suspensão ativa não é justificável.

Resultados experimentais mostram que, esse método proposto para o projeto de controladores para suspensões ativas, que se vale apenas de dados experimentais, obtém de fato um desempenho aceitável para uma suspensão ativa e, muito superior ao desempenho de uma suspensão passiva.

1.2 Objetivos

O objetivo deste trabalho é projetar um controlador para uma suspensão ativa apenas utilizando dados experimentais como informação da dinâmica da suspensão. Nenhum modelo paramétrico será necessário. Esse controlador será obtido por meio de uma técnica de controle robusto para se compensar a característica não linear da resposta em frequência que se mostra dependente da amplitude de excitação.

O projeto será desenvolvido em um simulador de um quarto de carro, de onde serão coletados os dados para o projeto do controlador e também onde será testado o controlador projetado. Assim, o conceito de controlador proposto será validado apenas para a dinâmica vertical de um automóvel, com apenas um atuador e apenas perturbações impostas pelo solo.

De forma a simplificar o projeto, será abordado como critério de desempenho do projeto apenas o conforto. O critério adotado para a avaliação do conforto é pela avaliação da aceleração da massa suspensa. No entanto, embora a segurança não seja abordada pelo projeto do controlador, espera-se que a mesma seja no mínimo igual à de uma suspensão passiva. A melhoria ou manutenção da segurança será avaliada a posteriori e será medida pelo deslocamento da massa não suspensa.

De forma a não se assumir critérios de frequência baseados no comportamento típico de uma suspensão, a faixa de frequência de interesse será definida conforme a dinâmica da suspensão considerada. Isso será feito a partir dos dados experimentais que serão considerados no projeto do controlador

A comparação com uma suspensão passiva será feita com o mesmo simulador utilizado para o projeto do controlador, mas com o atuador desacoplado eletricamente.

O desempenho da suspensão será avaliado pela comparação da resposta em frequência obtida do sistema em malha fechada com a função de transferência ideal para uma suspensão proposta por Karnopp (1986).

1.3 Revisão bibliográfica

Hedrick e Wormley (1975 apud SATOH *et al*, 1990) fazem uma definição do conceito de suspensão ativa baseado nos princípios gerais de dinâmica veicular. Segundo os autores uma suspensão ativa pode ser reconhecida por duas características chave: o fornecimento contínuo de energia para a suspensão, sendo a força gerada por essa energia continuamente controlada, e a presença de sensores conectados a uma unidade de processamento de sinais, que gera a referência dessa força controlada na suspensão como função dos sinais coletados pelos sensores.

Guenther e Leondes (1977) propõem utilizar um controlador para uma suspensão ativa de um veículo para altas velocidades. A metodologia é dividida em duas partes: a primeira dessas partes obtém um controlador ótimo determinístico, efetivo para a dinâmica resultante de forças que são medidas, denominado DOCP (deterministic optimal control problem). O vetor de comando ótimo, que caracteriza esse sistema de controle, é obtido a partir da solução da equação de Riccati. O outro controlador, denominado SOCP (stochastic optimal control problem), faz uso de técnicas estocásticas para isolar o subsistema de vibração, cujas variáveis não são medidas diretamente e não permitem o uso de uma técnica exclusivamente determinística. Exemplos dessas variáveis são a posição instantânea do solo e suas derivadas, além da parcela não linear e variável no tempo presente na dinâmica da suspensão. Esse controlador foi obtido expressando a dinâmica do sub-sistema segundo a equação estocástica de Hamilton-Jacobi e aplicando uma técnica de controle sub-ótimo estocástico com realimentação incompleta de estados, como proposto por Mc Lane (1971). A conclusão do estudo ficou limitada na época ao âmbito teórico.

Karnopp (1986) propôs uma função de transferência de referência para o desempenho ideal de uma suspensão ativa baseado na minimização dos picos nas frequências de ressonância. Essa função de transferência aproveita ao máximo as características naturais de uma suspensão, de forma que a suspensão ativa atue apenas para corrigir os desvios em relação ao modelo de referência, assim, oferecendo um ganho de conforto em relação à suspensão passiva sem um desperdício de energia. A análise feita demonstra a necessidade da escolha correta das variáveis medidas para o controle, sugerindo que uma forma de se buscar a função de transferência de referência é escolhendo como variáveis medidas a velocidade absoluta da massa suspensa e o deslocamento relativo da suspensão. O trabalho realizado também permite que se avaliem os ganhos possíveis com uma suspensão ativa conforme os critérios de desempenho determinados. Com os resultados desse trabalho é possível

determinar a diferença de desempenho teórico entre as suspensões ativa, semi-ativa e passiva. Dessa forma, é possível avaliar o tipo de suspensão necessária para atender os critérios de desempenho requeridos, julgando, assim, com mais critérios, quando existe a real necessidade de uma suspensão ativa.

Sunwoo (1990) idealizou um controlador auto-sintonizável STC (self tuning controller) para o problema de controle de uma suspensão ativa baseado na estimação dos parâmetros da suspensão em tempo real, o que configura um controlador adaptativo explícito. Um parâmetro de desempenho relativo à suspensão passiva é avaliado em tempo real a partir de uma comparação com o modelo conceitual ideal, estimada a partir de uma análise de resposta em frequência, obtida da transformada de Laplace do modelo de referência em questão, baseado em uma suspensão passiva. A lei de controle se ajusta de forma a buscar esse desempenho ideal estimado a partir de um estimador RLS (recursive least squares), que gera uma variação dos parâmetros que definem a equação do controlador. Essa proposta apresenta vantagem na questão de não necessitar de grande detalhamento no modelo da suspensão e no sensoriamento necessário para determinar a saída do controlador e representa mais um trabalho na linha de uma suspensão ativa apta a lidar com variações de excitação e de comportamento dinâmico. Esse trabalho é um exemplo da possibilidade de dispensar um modelamento fenomenológico, muitas vezes inviável, a partir do projeto do sistema de controle.

Yamashita, Jujimori, Uhlik, Kawatani e Kimura (1990) projetaram um controlador robusto para uma suspensão ativa utilizando a técnica H∞. Os autores fizeram uso de uma bancada de testes que simula um modelo de um quarto de veículo de dois graus de liberdade, em que o pneu é representado por uma mola linear. A bancada, que conta com acelerômetros e sensores de deslocamento ultra-sônicos, é suficientemente instrumentada para que o controlador seja implementado com realimentação de estados sem a necessidade de observadores, permitindo, assim, que os autores comparassem de forma apropriada o desempenho de um controlador por realimentação de estados com um controlador por realimentação de saída (mais factível para um caso real). O projeto do controlador levou em consideração a sensibilidade humana para evitar esforço desnecessário de controle em faixas pouco relevantes ao conforto. Os autores tomaram uma abordagem de controle incomum, que busca diminuir o esforço de controle evitando a atuação nas frequências de ressonância naturais da suspensão. Segundo os autores, a limitação na atuação nas frequências de ressonância naturais não afeta gravemente o desempenho da suspensão, visto que o projeto da parte passiva da suspensão já busca que elas sejam o menos inconvenientes quanto possível,

fazendo com que essas frequências não sejam as frequências mais sensíveis para seres humanos. Essa abordagem permitiu uma diminuição no esforço de controle, que permitiu viabilizar o projeto dentro da disponibilidade de atuadores que os autores tinham na época. Os resultados experimentais mostram que o controlador por realimentação de saída tem o desempenho sutilmente inferior ao de realimentação de estados, mas ainda com um ganho relevante em termos de conforto comparado com a suspensão passiva convencional. Outro resultado muito importante é a robustez do sistema de controle à variação de parâmetros do modelo, que é um dos focos das técnicas de controle robusto. Os resultados experimentais mostram que, com uma variação de até 25,7% na massa do carro e 50% no amortecimento do atuador hidráulico, a suspensão ainda tem um desempenho próximo do nominal. A avaliação quantitativa realizada nesse trabalho envolvendo a diferença entre o controle por realimentação de estados e realimentação de saídas é bastante relevante para a simplificação de sistemas de controle do ponto de vista de dispensar alguns sensores, assim como os resultados de robustez atestam que uma estratégia de controle robusta produz um controle viável para uma suspensão ativa sem que exista muita precisão no modelo veicular.

Alleyne e Hedrick (1995) desenvolveram uma versão simples de controle por modos deslizantes para uma suspensão ativa baseada em um modelo de um quarto de veículo. Essa técnica permite lidar com uma planta não linear, garantindo que ela tenha, em tempo finito, um comportamento temporal determinado. Ainda foram projetados observadores de estado de Luenberger com a finalidade de estimar os três estados do modelo e a fricção do sistema. Por fim, para certificar a robustez, foi projetado um controle adaptativo que atualiza a variação no tempo da dinâmica do atuador hidráulico. Os autores implementaram com sucesso o controlador e demonstraram a eficácia do controle experimentalmente nos laboratórios de dinâmica veicular da universidade da Califórnia. Esse trabalho demonstra que, mesmo com um refinamento maior do modelo chegando a considerar elementos não lineares, ainda se apresentam incertezas associadas. Pode, portanto, ser necessário incrementar o controle para garantir a robustez do sistema.

Palkovics, Gáspár e Bokor (1993) propõem um controlador robusto para lidar com as incertezas paramétricas presentes em uma suspensão ativa. É discutido o projeto do controlador mediante a utilização de duas técnicas de controle robusto, H∞ e RLQR (Robust LQR). O projeto foi realizado com um modelo de amortecedor Sky-Hook para um quarto de veículo. As incertezas paramétricas consideradas são a rigidez do pneu e da suspensão em função da frequência, embora o autor reconheça a existência de outros parâmetros incertos e não lineares não representados pelo modelo. O problema de controle H∞ foi resolvido com

uma realimentação de estados e focado na atenuação dos distúrbios externos, de forma a garantir robustez para o sistema enquanto o problema de controle para o RLQR busca rejeitar a energia potencial armazenada nas incertezas, aprimorando o controle obtido por um controlador LQR que acaba divergindo do desempenho ótimo mediante as incertezas características de uma suspensão. Os autores propõem uma estratégia de controle mista entre o RLQR e o H∞ para obter um desempenho ainda superior, mediante a questão de robustez, no entanto é concluído que o controlador prático mais adequado sempre estaria limitado por uma escolha de compromisso entre conforto e segurança. A posição dos autores em relação aos trabalhos sobre suspensão ativa reforça que técnicas de controle robusto juntamente com as técnicas de controle adaptativo representam uma nova linha de pesquisa para esse problema de controle, oferecendo resultados impossíveis para as estratégias de controle ótimo quando da presença de incertezas.

Hayakawa, Matsumoto, Yamashita, Suzuki, Fujimori e Kimura (1993) projetaram uma suspensão ativa com a técnica H∞ a partir de um modelo de carro completo. Os autores utilizara um modelo de carro completo com 7 graus de liberdade, que foi obtido a partir de uma redução de modelo demonstrada por Kane (1985). O modelo foi desacoplado em dois subsistemas independentes com dois graus de liberdade por uma transformação de similaridade, o que simplifica o modelo original para permitir um controle mais eficaz. O controlador, implementado via realimentação de estados, é composto por dois controladores independentes, ambos projetados com a técnica H∞. As perdas de precisão do modelo para representar a dinâmica real são absorvidas pela robustez característica da técnica H∞. O trabalho se estende a resultados experimentais coletados com um carro comercial. As situações de teste incluíram uma simulação de vibração vertical no veículo usando atuadores, um teste de dirigibilidade em um solo ruim e um teste de dirigibilidade em curvas. Os testes mostraram que a suspensão ativa teve pouca melhoria em relação à suspensão passiva convencional, chegando para algumas frequências a um desempenho inferior. No entanto, nas frequências chave do projeto que são mais críticas para o conforto, a suspensão ativa sempre foi melhor que a passiva. Posteriormente, Hayakawa, Matsumoto, Yamashita, Suzuki, Fujimori e Kimura (1999) publicaram uma continuação desse trabalho onde foram menos conservadores no projeto do controlador e substituíram a realimentação de estados por uma realimentação de saídas. Os autores comprovaram o desempenho da suspensão ativa a partir de testes reais em quatro modelos diferentes de carros pequenos comerciais. Os testes incluíram degraus de excitação vertical para analisar o desempenho vertical da suspensão, curvas para avaliar o desempenho em excitações inerciais e pavimento ruim real para um teste

prático efetivo. Nesse novo trabalho foi atingido um desempenho melhor e mais justificável que o trabalho anterior. Esses dois trabalhos mostram a importância de não se exagerar no conservadorismo no projeto de um controlador robusto, visto que a perda de desempenho causada pela atenuação do ganho de malha para aumentar as margens de estabilidade pode ser suficiente para que o próprio controle não seja justificável.

Hrovat (1997) faz um estudo do estado da arte nos avanços da suspensão ativa ao longo do tempo, focando no ramo de controle ótimo, onde o próprio autor tem diversas publicações. O estudo mostra a história e diversas conclusões sobre otimização de modelos veiculares, como o conceito de separar as excitações do solo das excitações inerciais por filtragem em frequência. Mostra também o desenvolvimento do amortecedor Skyhook a partir do modelo de um quarto de veículo e a minimização dos efeitos de rotação (pitch and roll) a partir de modelos de meio veículo. As estratégias de controle ótimo tem uma grande contribuição na estruturação do sistema de controle e na otimização da parte física da suspensão, sendo essas contribuições justamente o foco desse trabalho. No entanto, é necessário cautela com a robustez dos controladores ótimos, já que uma suspensão ativa é um projeto complexo e com muitos parâmetros incertos.

Lin e Kanellakopoulos (1997) buscaram projetar uma suspensão ativa considerando elementos não lineares, semelhante ao trabalho de Alleyne e Hedrick (1995), só que utilizando a técnica de "backstepping control". Essa técnica permite estabilizar um sistema não linear bastante complexo a partir de uma abordagem por partes, dividindo-o em subsistemas do modelo e abordando-os de forma recursiva até que todos tenham sido considerados. O controlador projetado foi focado no conforto, assim, a dinâmica da massa suspensa foi escolhida na primeira etapa no processo recursivo do projeto do controlador. Novamente, de forma análoga ao trabalho de Alleyne e Hedrick (1995), os autores estendem a pesquisa implementando uma lei de controle adaptativa para aprimorar o desempenho da suspensão ativa. A eficácia do controlador projetado foi atestada por simulações que mostraram resultados bastante superiores ao de uma suspensão passiva. Novamente uma demonstração de que as incertezas associadas a uma suspensão ativa precisam ser consideradas. O que, no caso, os autores fizeram com um controle adaptativo.

Fialho e Balas (1998) projetaram um controlador para suspensões ativas com um sensoriamento simples usando um controlador adaptativo de duas estratégias, LPV (linear parameter-varying) e um compensador para as não linearidades da suspensão utilizando "backstepping control". O controlador LPV busca maximizar o conforto fazendo com que a suspensão seja o menos rígida possível, assim minimizando a aceleração vertical da massa

suspensa ao custo da possibilidade da suspensão atingir o fim de curso no caso de uma variação inesperado do solo. O compensador para as não linearidades é uma malha de controle que garante a resposta adequada do atuador para a solicitação da outra malha de controle mais externa, separando assim as propriedades do atuador do controle principal. Isso é necessário visto que o atuador pode ter uma dinâmica consideravelmente não linear e variante no tempo. Considerando que Lin e Kanellakopoulos (1997) já haviam proposto um controle adaptativo em seu trabalho com "backstepping control", a pesquisa de Fialho e Balas (1998) se distingue pelo modelo mais simples para o controle global e um controle mais refinado para garantir que os atuadores respondam de forma apropriada para esse controle global.

Chantranuwathana e Peng (1999) dividem o problema de controle de uma suspensão ativa em dois laços de realimentação, sendo o mais externo dado por um controlador ótimo LQG (Linear Quadratic Gaussian) e o interno um controlador robusto ARC (Adaptive Robust Control), proposto por Yao e Tomizuka (1997) que combina qualidades das técnicas robustas determinísticas com a técnica adaptativa. O controlador ótimo considera que o atuador hidráulico tem um comportamento ideal e o controlador ARC busca esse comportamento ideal compensando a dinâmica do atuador. Para o projeto do controlador robusto da força de atuação foi realizado um levantamento de um modelo detalhado do atuador, que revelou a existência de zeros na função de transferência em frequências importantes para a suspensão, o que dificulta que um controlador clássico como o PID consiga garantir a força de atuação apropriada, justificando assim a escolha dos autores. O projeto global da suspensão foi realizado com um modelo de um quarto de veículo e levou a viabilidade financeira em consideração. Foram adicionados observadores projetados a partir do filtro de Kalman para simplificar o sensoriamento. O controlador ARC foi realizado a partir de tanto uma realimentação de estados quanto de uma realimentação de saída, considerando o esforço de controle de forma a permitir uma economia na escolha do atuador hidráulico. Essa pesquisa é uma tentativa de mesclar abordagens de controle em malhas separadas, com um controlador ótimo para a malha principal e um controlador adaptativo que busca robustez para malha secundária. Foram feitas simulações para averiguar o desempenho do projeto que indicam um desempenho superior ou equivalente ao de outras suspensões ativas e também da passiva tradicional, com um custo teórico factível.

Karlsson, Ricci, Hrovat e Dahleh (2000) fazem uso da técnica linear quadrática (LQ) para buscar um controle sub-ótimo que equilibre as especificações de conforto e segurança. Os critérios adotados para isso foram: medir o conforto pela aceleração vertical da massa

suspensa e medir a segurança pela posição relativa entre a massa suspensa e a massa não suspensa. Um cuidado adicional no projeto foi que o amortecedor da suspensão chegue ao seu fim de seu curso. Os autores usaram um modelo não linear para representar melhor a dinâmica do sistema, que então foi desmembrado em uma série de potências para expandir o modelo e facilitar o projeto do controlador. O resultado do projeto foi uma suspensão ativa com a rigidez aparente proporcional a amplitude da excitação. As simulações computacionais realizadas para averiguar a eficácia da suspensão mostraram um ganho de desempenho considerável devido à consideração das dinâmicas não lineares, tanto no aspecto de absorver impactos quanto na deformação dos pneus. Os autores não fizeram o levantamento do desempenho do controle encontrado mediante às incertezas e variações paramétricas, e não implementaram esse controle experimentalmente. A proposta de representar não linearidades como uma serie de potencias mostrou que, como seria de se esperar, a precisão do modelo considerando elementos não lineares é valiosa para o projeto do controlador.

Wang, Wilson e Halikias (2001) realizaram um trabalho que continua a pesquisa de Hayakawa, Matsumoto, Yamashita, Suzuki, Fujimori, e Kimura (1999). A idéia proposta continuou baseada no projeto de uma suspensão ativa com a técnica H∞ a partir de um modelo de carro completo, que é o mesmo modelo com 7 graus de liberdade, que foi obtido a partir de uma redução de modelo demonstrada por Kane (1985). O modelo também foi desacoplado em dois subsistemas independentes com dois graus de liberdade por uma transformação de similaridade. O projeto do controle também apresenta novidades nas restrições de projeto que consideram a norma ISO 2631 referente à sensibilidade humana a acelerações e na consideração de incertezas multiplicativas para as dinâmicas negligenciadas pelo modelo. O desempenho foi avaliado a partir de simulações computacionais em aspectos de excitações do solo e inerciais além de robustez e resposta em frequência, chegando em resultados sempre superiores ao de uma suspensão passiva. Foi feita uma consideração adicional não prevista em projeto sobre a deformação dos pneus que concluiu que a suspensão ativa projetada deforma os pneus 25% mais que uma suspensão passiva. Não foram realizados testes práticos que atestem as simulações. Esse trabalho é um bom exemplo de como um controlador robusto aliado a um modelo relativamente simples pode chegar a um desempenho apropriado.

Leite e Peres (2002) fizeram uso de incertezas do tipo politopo para localizar pólos robustos no projeto via LMI de uma suspensão ativa. Esse tipo de incerteza, cuja definição vem da geometria, caracteriza uma região de incertezas limitadas por vértices no plano complexo, permitindo assim que os autores elaborassem uma equação de Lyapunov

dependente de parâmetros fazendo com que o método LQR tenha chegado a um controle mais robusto que o com a equação de Lyapunov clássica, o que foi demonstrado a partir da simulação dos autovalores das incertezas no laço de realimentação. A motivação para inserir robustez em uma técnica de controle ótimo para uma suspensão ativa é justificável pela dificuldade de lidar com as incertezas intrínsecas em uma suspensão, como é o caso do valor da massa suspensa que varia em função da carga do veículo.

Amani, Sedigh e Yazdanpanah (2004) comparam as técnicas de controle robusto H∞ e QFT. As considerações foram feitas para um modelo de um quarto de veículo com dois graus de liberdade. Os controladores foram projetados de forma a minimizar a aceleração vertical da massa suspensa gerada pela excitação do solo, configurando um critério de conforto. Foram feitas simulações para testar o desempenho dos controladores e três critérios: (i) uma avaliação de desempenho por meio de uma excitação harmônica em frequências entre 1 e 15 Hz e considerando a fase transitória, (ii) uma avaliação de robustez a partir de uma variação de até 30% na massa suspensa e até 50% na rigidez do pneu, e (iii) uma avaliação de robustez por meio da adição de não linearidades no modelo do atuador sem que elas tenham sido consideradas no projeto. O teste de desempenho mostra que a técnica QFT confere acelerações e deslocamentos menores que a técnica H∞, o que implica em um melhor desempenho, ainda que ambas as técnicas obtenham um bom desempenho para a suspensão ativa em questão quando comparadas com uma suspensão passiva. O primeiro teste de robustez mostra que o controlador QFT é mais robusto que o controlador H∞. Com a variação da rigidez do pneu ambos tiveram alterações pequenas no desempenho enquanto que na variação da massa suspensa o controlador QFT quase não sofreu alterações, enquanto o controlador H∞ mostrou alterações pequenas. No teste de robustez pela consideração de uma não linearidade no atuador, o controle por H∞ teve uma variação menor que o QFT. Pode-se verificar através desse trabalho que a técnica de controle robusto QFT é menos conservadora que a técnica H∞ e portanto obtém um desempenho superior dentro das especificações de robustez do projeto. Assim o motivo que faz com que o controlador projetado por H∞ tenha um melhor desempenho para os casos em que o modelo não é representativo é justamente o conservadorismo, que faz esse controlador apto a mais robustez do que especificado no projeto. Entende-se que caracterizando mais precisamente as incertezas, a técnica QFT teria mostrado um desempenho superior tanto em termos de segurança quanto em termos de robustez, visto que, conforme demostrado por Hayakawa, Matsumoto, Yamashita, Suzuki, Fujimori e Kimura (1993), o excesso de conservadorismo na busca por robustez pode comprometer o desempenho.

Porumamilla e Kelkar (2005) propõem uma suspensão semi-ativa pneumática e discutem qual seria o melhor controle para essa entre as técnicas H∞ e LQG. A variável manipulada é a abertura de uma válvula entre o absorvedor pneumático e um acumulador que permite ajustar a rigidez da suspensão, assim tendo vantagens em termos de viabilidade em comparação com uma suspensão verdadeiramente ativa. O trabalho é realizado sobre um modelo de um quarto de veículo com dois graus de liberdade. O atuador foi linearizado para facilitar a implementação do controle e as incertezas do modelo foram caracterizadas na forma de incertezas não paramétricas multiplicativas. As técnicas de controle propostas foram avaliadas por meio de simulações computacionais. Foi levantado um diagrama de resposta em frequência para cada um dos controladores e também para a suspensão em malha aberta. Também foi simulado a resposta das suspensões para uma entrada impulsiva do solo e por fim foi realizada uma análise de robustez. A técnica de controle robusto H∞ mostrou um desempenho mais adequado com uma amplitude da resposta em frequência da suspensão menor em quase toda faixa de frequências analisada para o deslocamento e a aceleração. A simulação com o impulso e a análise de robustez também mostraram desempenhos superiores por parte do controle H∞. A conclusão desse trabalho demonstra novamente que as técnicas de controle robusto são adequadas para o problema de uma suspensão ativa devido às características incertas típicas dos modelos para um sistema dessa complexidade.

Du, Sze e Lam (2005) projetaram uma suspensão semi-ativa utilizando um amortecedor magneto-reológico e um controlador H∞. Para que a dinâmica do atuador fosse considerada apropriadamente, os autores levantaram o comportamento do amortecedor magneto-reológico experimentalmente, fazendo uso de um instrumento de testes específico e um amortecedor comercial. O comportamento do amortecedor foi modelado a partir de uma função polinomial com a ordem do polinômio determinada por tentativa e erro e a aproximação determinada por uma aproximação de mínimos quadrados. Assim os autores chegaram a uma relação matemática entre a corrente do amortecedor e a força de amortecimento envolvendo outras variáveis medidas ou estimadas. Foram realizadas simulações computacionais que mostram que a suspensão proposta supera o conforto da suspensão passiva, mas perde sutilmente para uma suspensão ativa.

Tyan (2008) desenvolveu um controlador PD para uma suspensão semi-ativa com um amortecedor magneto-reológico a partir da técnica H∞. O desenvolvimento considerou um modelo de um quarto de veículo, sendo que o modelo utilizou apenas deslocamentos relativos como estados. A malha de controle proposta continha dois laços de realimentação, um para a força de amortecimento desejada, que utilizou a técnica de controle robusto H∞ e outro para

buscar essa força por parte do atuador, que fez uso de um modelo do amortecedor magneto-reológico. Os resultados foram verificados apenas por simulações, onde se concluiu que a suspensão projetada teve um bom desempenho no aspecto de segurança se comparada com uma suspensão passiva, diminuindo a amplitude do deslocamento da massa não suspensa em todas as frequências consideradas. No entanto, essas mesmas simulações não mostraram um ganho significativo no aspecto do conforto, pois as amplitudes da aceleração da massa suspensas diminuíram nas frequências de ressonância, mais aumentaram em frequências intermediárias.

Fallah, Bhat e Xie (2009) projetaram uma suspensão ativa com um controle robusto H∞ considerando o modelo MacPherson de suspensão. O projeto foi feito com um modelo de um quarto de veículo. No entanto, para que a suspensão Macpherson fosse representada de forma adequada, foi utilizado um modelo tridimensional bastante elaborado, onde foi feito uso do programa Adams para simular o modelo e obter os pontos de interesse da suspensão. Além das considerações típicas com o conforto e segurança, que são medidas pela aceleração da massa suspensa e da força de contato com o solo, respectivamente, também foram feitas considerações sobre a deflexão do pneu, que afeta a segurança. Foram projetados dois controladores diferentes com a técnica H∞. Um considerou as acelerações, deslocamentos e velocidades do modelo. O outro considerou apenas as acelerações. Foram feitas simulações computacionais comparando as suspensões ativas e uma passiva. A conclusão foi que as suspensões ativas com um controlador mais elaborado atingem um desempenho superior ao das suspensões ativas com controladores mais simples. No entanto, mesmo as suspensões ativas com o desempenho menos adequado ainda se mostram superiores as suspensões passivas.

Crivellaro e Donha (2011) projetaram uma suspensão semi-ativa completa para um veículo utilitário esportivo. Foram desenvolvidos quatro amortecedores protótipo fazendo uso de um fluido magneto-reológico para atuar nas forças da suspensão, que foram instalados em uma caminhonete real modelo Ford Ranger. O controlador foi projetado fazendo uso da técnica LQG/LTR (Linear Quadratic Gausssian with Loop Transfer Recovery), considerando um modelo de veículo completo, com sete graus de liberdade. O objetivo do controle é reduzir a amplitude da aceleração da massa suspensa, diretamente associada ao conforto. De forma a garantir que a suspensão tenha bom desempenho para os diferentes critérios representados em faixas de frequências. Foram introduzidas barreiras para o ganho de malha, conforme a técnica LQG/LTR. A escolha dessas barreiras considerou aspectos de segurança e conforto em diferentes critérios. A parte eletrônica da suspensão foi implementada com um

processador digital de sinais, associado a sensores de aceleração e deslocamento da suspensão e a interface entre a parte lógica e os atuadores. O desempenho da suspensão foi avaliado por meio de um teste experimental com o veículo protótipo desenvolvido. Os autores mostraram que uma suspensão semi-ativa com atuadores magneto-reológicos apresenta um desempenho apropriado, superior a uma suspensão passiva convencional. Como propostas para melhoria foi apontado ainda que, técnicas de controle adaptativo agregariam uma vantagem no quesito de buscar o compromisso entre conforto e segurança.

1.4 Estrutura do texto

Esse trabalho é dividido em 5 capítulos: introdução, fundamentação teórica, metodologia, aplicação e conclusão.

Na Introdução é mostrado um breve histórico do contexto de suspensões ativas e discute-se a motivação e os objetivos do trabalho.

A Fundamentação Teórica visa descrever sucintamente um modelo de um quarto de veículo e a técnica QFT que é utilizada para o projeto do controlador

A Metodologia mostra o formalismo do controle da suspensão ativa, assim como as abordagens utilizadas e suas devidas justificativas, de uma forma genérica e aplicável a qualquer suspensão.

A Aplicação apresenta o estudo de caso realizado para averiguar o desempenho do método proposto.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Esse capítulo é destinado a apresentar o método QFT de projeto de controladores, que é o método utilizado nesse trabalho para obter-se o controlador da suspensão ativa.

O controle proposto será projetado utilizando a técnica de controle robusto QFT (Teoria da Realimentação Quantitativa). QFT é uma técnica gráfica de projeto de controle robusto que estabelece restrições de desempenho a partir do diagrama de Nichols. Sua origem se deve ao trabalho de Horowitz (1959).

O motivo dessa escolha é a característica dessa técnica que permite se projetar um controlador sem muitas informações sobre a planta de forma natural. A possibilidade de poder incluir questões de robustez no projeto de controladores via QFT também é desejável para os objetivos desse trabalho. A técnica QFT já foi utilizada para projetar controladores de suspensão ativa anteriormente, chegando a bons resultados, mas esses trabalhos utilizaram modelos para descrever o comportamento da suspensão. Um exemplo de aplicação de QFT em suspensão ativa é o trabalho Amani *et al*. (2004).

2.1 Gabaritos de incertezas

O primeiro passo em um projeto QFT é obter uma delimitação de todas as características possíveis da planta no diagrama de Nichols. Essa delimitação consiste em um espaço contendo todos os módulos e fases possíveis para a planta, dada uma frequência. Esses diferentes módulos e fases representados consideram todas as características incertas que tornam a resposta da planta não conhecida com exatidão. Exemplos de tais características incertas são: incertezas dimensionais, não linearidades, variações temporais e etc. Essa limitação dos módulos e fases possíveis para a planta representa a robustez exigida para o projeto.

Na Figura 1 mostra-se um exemplo dessa limitação de incertezas no diagrama de Nichols para uma planta hipotética, sendo que “K” é o ganho da planta e “F” a fase.

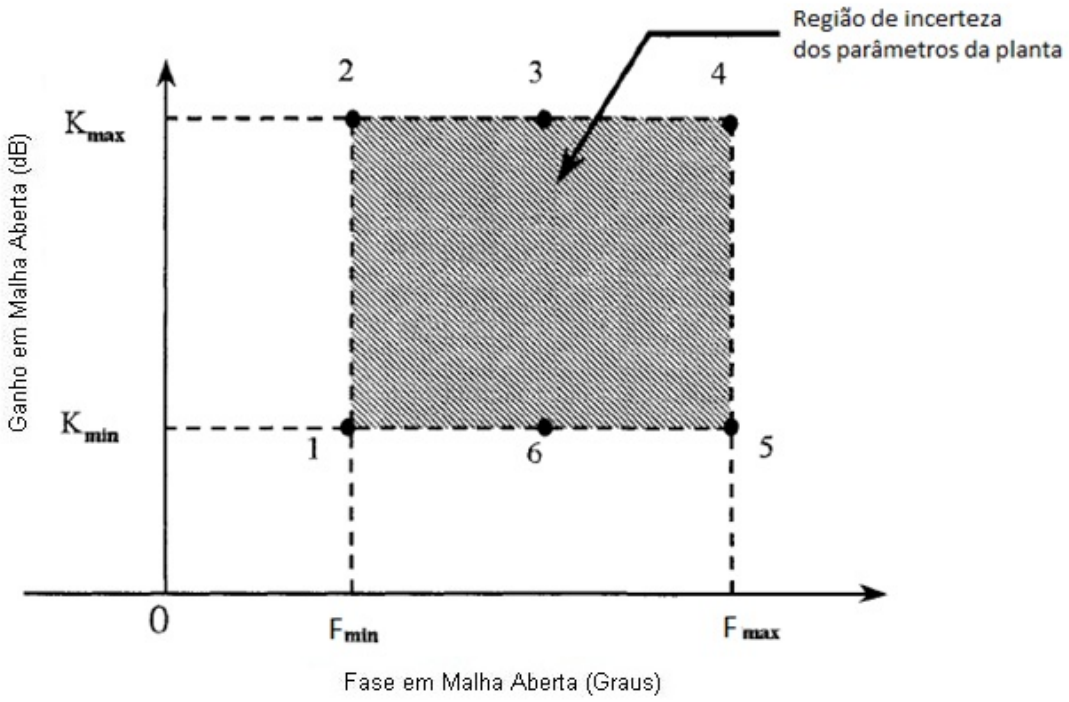

Figura 1. Exemplo de gabarito de incertezas.
Fonte: Adaptado de Houpis e Rasmussen, 1999.

A área escura no diagrama de Nichols é a região de módulos e fases que são esperados da planta em questão. Dessa forma, sendo a caracterização das incertezas relevante, a planta real terá em qualquer condição de operação sua reposta representada por um ponto contido nessa região incerta. Assim, outra forma de ver essa delimitação é como a região de plantas possíveis.

No entanto, pode-se verificar que nem todas essas plantas possíveis são relevantes para o projeto de um controlador robusto, visto que as plantas que compõem a fronteira da limitação das incertezas representam as situações mais exigentes por parte do controlador robusto. Assim se o controlador for capaz de manter as especificações de projeto para essas plantas, ele certamente também o fará para as demais. Normalmente é desnecessário que se represente um espaço contínuo das plantas possíveis, sendo que apenas um espaço discreto com as plantas que definem a fronteira da representação das incertezas é suficiente para o projeto. Pode-se verificar esse espaço discreto representado no exemplo pelos pontos 1 a 6, sendo que na verdade, os pontos 3 e 6 poderiam ser desconsiderados sem perdas de informação, por causa da característica linear dessa fronteira.

Naturalmente, a representação da resposta da planta em questão é válida apenas para uma variável manipulada, uma variável controlada e uma frequência de excitação, de forma

que é preciso ou diversas dessas representações no diagrama de Nichols para caracterizar devidamente a planta em diferentes cenários de excitação, ou que apenas uma representação tenha a abrangência de todos esses mesmo cenários. Na Figura 2 mostra-se um exemplo de limitação mais completa para outra planta hipotética.

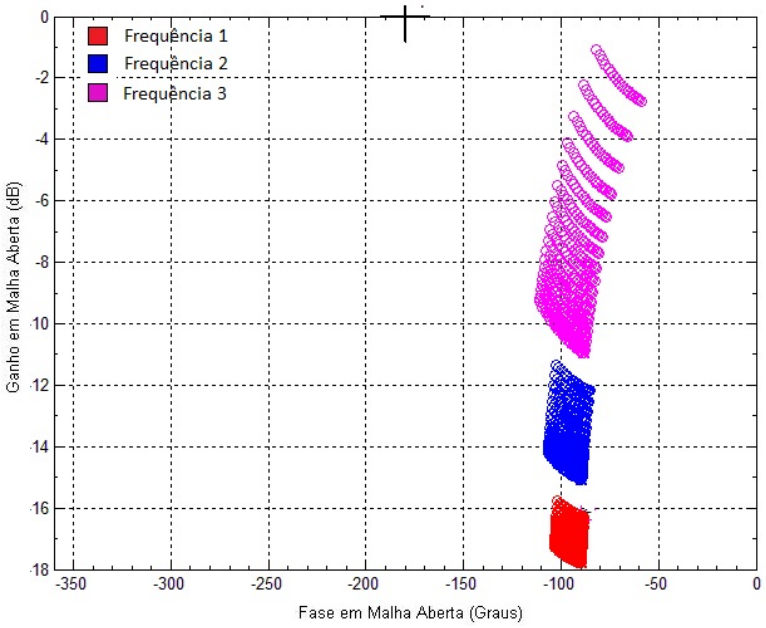

Figura 2. Exemplo de gabarito de incertezas 2

Esse exemplo foi obtido computacionalmente[1]. Assim ao invés de um espaço contínuo de incertezas, existem as respostas para diversas plantas sutilmente diferentes representadas de forma discreta. Como a resposta de uma planta é referente a apenas uma frequência de excitação, foi representado em um único diagrama a região de incertezas para diversas frequências, separando-as em cores diferentes. Como já foi mencionado, seria possível representar todas as incertezas dessas diferentes frequências em um único conjunto de incertezas. No entanto, isso impediria que se explorasse diversas possibilidades de controle, já que isso representaria menos informação sobre a planta.

Outras variáveis no cenário de uma resposta de uma planta podem ser representadas de forma análoga. Por exemplo, para o caso de uma planta não linear em que a amplitude de excitação afete a resposta, essa característica pode ser representada como uma incerteza de módulo e fase na resposta da planta, ou como diferentes conjuntos de incertezas para

[1] QFT Control Toolbox para o programa Matlab.

diferentes amplitudes de excitação, configurando assim uma representação discreta da resposta incerta da planta conforme a amplitude de excitação.

Essa forma de representar as características da planta, incluindo suas incertezas, é particularmente interessante para esse trabalho, pois assim, uma resposta em frequência com módulo e fase em um ensaio com uma excitação harmônica caracteriza diretamente um ponto em uma representação discreta no diagrama de Nichols.

2.2 Barreiras

As barreiras nada mais são do que limites em termos de ganho e fase expressos na carta de Nichols, que representam condições onde o sistema de malha aberta não deve entrar, por uma especificação de projeto, para que o sistema em malha fechada tenha o comportamento esperado.

No entanto, se as barreiras fossem apenas as restrições de módulo e fase para o sistema em malha fechada, ter-se-ia que garantir que todas as plantas possíveis, já representadas pela delimitação das incertezas, não invadissem essas barreiras quando em conjunto com o controlador. Como certificar isso gera um trabalho elevado, a técnica QFT, ao invés disso, deforma as barreiras com a delimitação das incertezas, garantindo assim que se uma única planta não invadir as barreiras, todas as demais também estarão dentro dos limites apropriados. Essa planta escolhida para representar as demais é chamada de planta nominal. Portanto, as barreiras são as especificações de projeto expressas em módulo e fase no diagrama de Nichols, deformadas pelos gabaritos de incertezas da planta, com o significado de incluir na barreira a informação de incerteza caracterizada pelas distâncias entre a planta nominal e o pior caso entre as plantas possíveis. Assim, para os casos onde as incertezas são caracterizadas em diferentes condições, existirão também diferentes barreiras. Como por exemplo, quando as incertezas foram caracterizadas para diferentes frequências existirão também diferentes barreiras para cada uma dessas frequências.

2.2.1 Barreiras de estabilidade robusta

Uma barreira importante é a que garante estabilidade robusta que serve para garantir que o sistema real em malha fechada tenha sua estabilidade preservada mesmo na presença de incertezas no modelo nominal.

Conforme o critério de estabilidade de Nyquist, um sistema de fase mínima é estável em malha fechada se a curva que representa o sistema em malha aberta no diagrama de Nyquist não envolve o ponto –1+0j (OGATA, 2003). Esse critério de estabilidade implica que para um sistema estável em malha aberta, a curva que representa os ganhos e fases desse sistema na carta de Nichols não contenha o ponto (0 dB, - π).

Se não houvesse incertezas bastaria que o sistema em malha aberta não tivesse essa resposta -1 em nenhuma situação, assim se evitaria um único ponto do diagrama de Nichols. Como existem incertezas, esse ponto será expandido para uma região, para que assim se garanta que nenhuma das plantas possíveis representadas pelo gabarito de incertezas infrinja esse critério de estabilidade. Mas existe ainda outro fator que precisa ser considerado para garantir-se a estabilidade, que é decorrente do fato de que o QFT lida com pontos discretos da resposta em frequência do sistema. Assim, antes de se considerar o gabarito de incertezas, é necessário gerar uma barreira já afastada do ponto 0 dB e 180 graus.

O parâmetro M define o critério de segurança da barreira de estabilidade robusta ajustando a distância da barreira do ponto de ganho 1 e fase 180 graus. A região proibida definida por esse parâmetro é dada conforme os lugares geométricos das curvas M de ganho constante em malha fechada no diagrama de Nichols. Mostram-se através da Figura 3 exemplos desses lugares geométricos no diagrama de Nichols que poderiam ser escolhidos para definir uma barreira de estabilidade robusta, antes de ser deformada pelos gabaritos de incertezas.

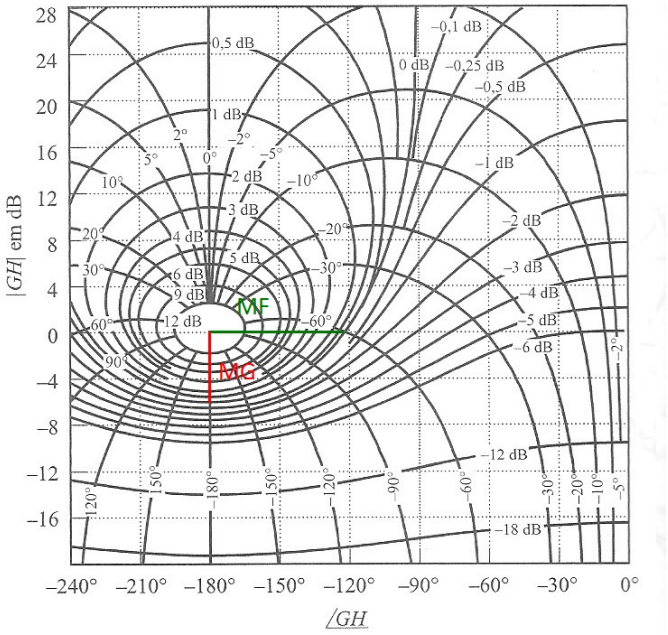

Figura 3. Lugares geométricos das curvas M.
Fonte: Adaptado de Ogata, 2003.

Quanto menor o número M escolhido, maior a barreira robusta. Valores pequenos de M devem ser usados quando a discretização do gabarito de incerteza em frequência é mais grosseira. Existem diversos critérios para se adotar esse parâmetro. No entanto, a escolha empírica não é incomum em projetos QFT. Uma forma de se adotar um parâmetro, que foi utilizada nesse trabalho, é avaliar as margens de ganho e de fase que o lugar geométrico da curva M garante ao sistema, visto que essas margens podem ser medidas graficamente pelo diagrama de Nichols a partir das distâncias entra o ponto 0 dB e 180 graus e a curva característica do sistema (DA CRUZ, 2011). Mostra-se no gráfico, destacado em vermelho, a margem de ganho garantida para M =1. Mostra-se também, destacado em verde, margem de fase garantida para M =1.

Do ponto de vista de restrição para a resposta em frequência, o parâmetro M é um número real e se relaciona com a função de transferência do sistema pela seguinte equação:

$$\left|\mathrm{Tr}(\mathrm{j}\omega)\right| = \left|\frac{Gk(j\omega)}{1+Gk(j\omega)}\right| \leq M \qquad \ldots(1)$$

Conhecendo-se a barreira formada pela curva M, resta apenas deformar essa curva pelo gabarito de incertezas para obter-se a barreira de estabilidade robusta. Mostram-se na

Figura 4 exemplos de barreiras para diversas frequências obtidos através da deformação de uma curva M com um valor de 1,5, também no diagrama de Nichols, como sempre será no projeto QFT.

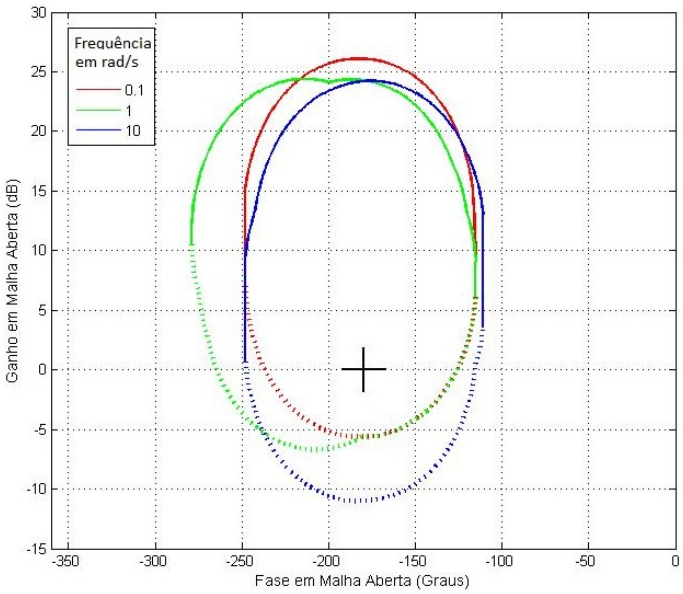

Figura 4. Exemplo de barreira de estabilidade robusta deformada pelo gabarito de incertezas.

As cores das linhas mostram as frequências associadas a cada uma das barreiras. As linhas contínuas delimitam uma região proibida abaixo da barreira e as linhas pontilhadas delimitam uma região proibida acima da barreira. Assim a região proibida para a estabilidade robusta é a área interna a curva fechada que forma a barreira. Pode-se verificar que conforme a frequência varia as barreiras também ficam diferentes, devido aos diferentes gabaritos de incertezas que as deformam.

2.2.2 Barreiras de acompanhamento do sinal de referência

Outra barreira importante é a de acompanhamento do sinal de referência, que garante que o sistema vai seguir a entrada de referência com uma dada precisão. Essa barreira equivale a um requisito de ganho em malha aberta o qual deve ser suficientemente grande na frequência de interesse. Considere o valor $\delta(j\omega)$, positivo, que representa o limite máximo de erro relativo de acompanhamento, onde a constante $\delta(j\omega)$ é inversamente proporcional a essa

especificação de erro. Com base nessa definição, a condição de acompanhamento do sinal de referência pode ser escrita como a restrição

$$\left|1 + Gk(j\omega).H(j\omega)\right| \geq \frac{1}{\delta} \qquad ...(2)$$

Assumindo que o ganho G seja grande o suficiente tal que $|G(j\omega)H(j\omega)| \approx |1+G(j\omega)H(j\omega)|$, a restrição (6) resulta numa barreira que é simplesmente uma reta de ganho constante na carta de Nichols. Para atender esta barreira, o sistema em malha aberta deve ter um ganho superior ao delimitado, ou seja, sua curva no diagrama de Nichols deve ficar acima da barreira para uma dada frequência. Quando se considera (6), a barreira deixa de ser uma reta, passando a ter um módulo variável com a fase. O módulo exigido do sistema é máximo quando a fase é 180 graus, visto que a contribuição do ganho de realimentação fica com um sinal oposto ao de $G(j\omega)H(j\omega)$. De forma semelhante, o módulo exigido do sistema é mínimo para a fase nula, onde $G(j\omega)H(j\omega)$ tem o mesmo sinal do ganho de realimentação.

Na Figura 5 mostra-se um exemplo desse tipo de barreira ainda não deformada pela delimitação das incertezas da planta. O valor do parâmetro δ utilizado no exemplo é 20, que decorre de uma especificação de projeto parra o erro máximo de acompanhamento do sinal de referência é de 5%.

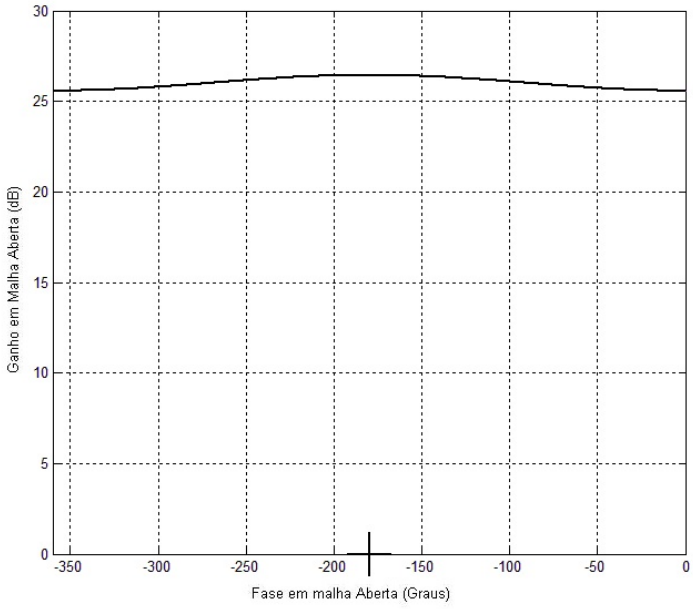

Figura 5. Exemplo de barreira de acompanhamento do sinal de referência não deformada pelas incertezas

Na Figura 6 mostra-se um exemplo dessa mesma barreira deformada pelas incertezas da planta, que têm que ter sido anteriormente caracterizadas. Como as incertezas da planta foram caracterizadas em diferentes frequências, existem também diferentes barreiras para cada uma dessas frequências. Assim, o mesmo parâmetro δ, dá origem a diferentes barreiras de acompanhamento do sinal de referência para cada uma das diferentes frequências, devido à própria variação da resposta da planta conforme a frequência de excitação. Nesse exemplo de incertezas, o ganho do sistema em malha aberta deve ser maior que a barreira vermelha na frequência de 0,1 rad/s, mas não precisa ser mais tão elevado na frequência de 1 rad/s, acima da barreira verde.

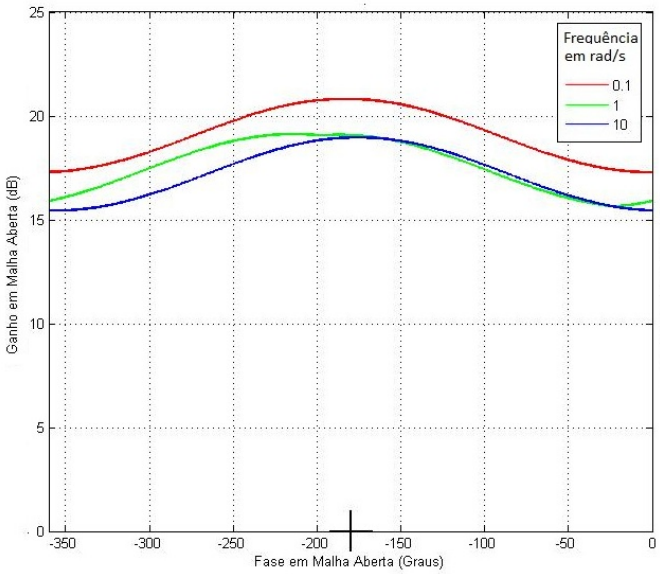

Figura 6. Exemplo de barreira de acompanhamento do sinal de referência deformada pelas incertezas.

Naturalmente, não existe a necessidade de que o parâmetro $\delta(j\omega)$ seja constante. Nos casos, por exemplo, para os quais existem algumas frequências de excitação mais importantes que outras, ou até mesmo frequências de excitação que devem se rejeitadas, o parâmetro $\delta(j\omega)$ pode variar com a frequência para dar origem a barreiras apropriadas. Por isso, o parâmetro $\delta(j\omega)$ de uma forma geral é dado em função da frequência, $\delta(j\omega)$. Mostra-se na Figura 7 um exemplo de barreiras de acompanhamento do sinal de referência com um critério variável com a frequência.

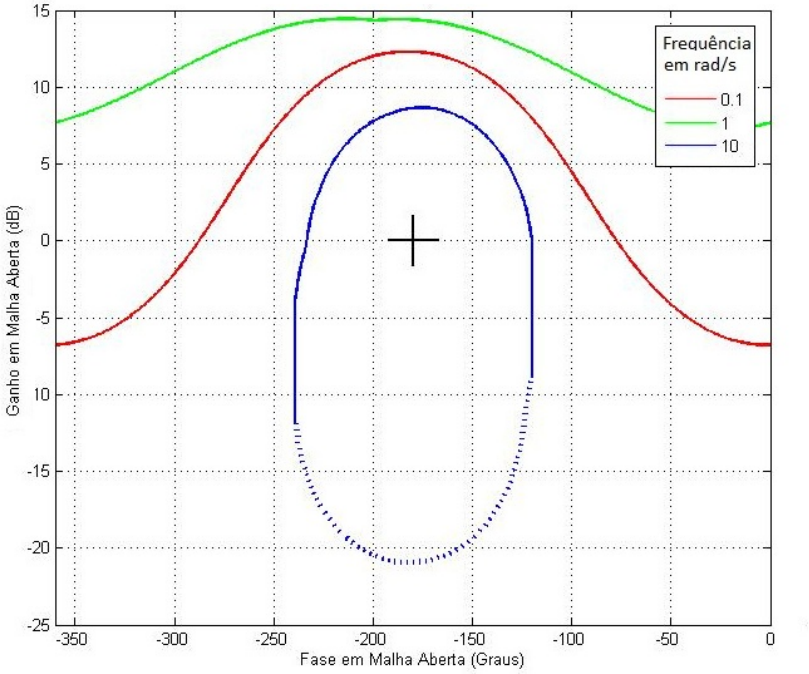

Figura 7. Exemplo de barreira de acompanhamento do sinal de referência deformada pelas incertezas 2.

Pode-se verificar que nesse caso as diferenças entre as barreiras são muito acentuadas para serem causadas apenas pelos diferentes gabaritos de incertezas, o que era de se esperar considerando que o critério de acompanhamento do sinal de referência é diferente para cada frequência. Pode-se notar também que para frequências onde qualquer ganho do sistema de malha aberta seja aceitável, como no exemplo 10 rad/s (note que não há uma barreira de desempenho azul), mesmo assim o sistema não pode ter um ganho que comprometa a sua estabilidade, assim a barreira de acompanhamento do sinal de referência é substituída por uma barreira de estabilidade robusta devido a ausência de um requisito de ganho para o desempenho.

2.2.3 Outros tipos de barreiras

Outra barreira importante é a de rejeição de perturbações, cujo formato no diagrama de Nichols é idêntico ao formato da barreira de acompanhamento do sinal de referência, visto que ambas estão relacionadas da mesma forma com o ganho de malha aberta.

O parâmetro δ, utilizado na barreira de acompanhamento do sinal de referência, é inversamente proporcional à sensibilidade do sistema em malha fechada. Assim a barreira

formada por esse parâmetro exigirá que o sistema em malha aberta tenha um ganho maior ou igual ao mínimo necessário para rejeitar as perturbações de acordo com as especificações de projeto. Portanto, de forma análoga, o ganho do sistema de malha fechada para uma perturbação é menor ou igual ao inverso de δ.

Ainda existem vários outros tipos de barreiras que podem ser implementadas em um projeto de QFT, como, por exemplo, a barreira de rejeição de erro de medida e a barreira de esforço de controle. Essa barreiras não são utilizadas nesse trabalho.

2.2.4 Intersecção das barreiras

Todas as barreiras de um projeto devem ser respeitadas pela função de transferência do sistema em malha aberta, logo é conveniente apresentar todas ao mesmo tempo em um único diagrama de Nichols.

Na Figura 8 mostra-se um exemplo da sobreposição de barreiras de estabilidade robusta e acompanhamento do sinal de referência, que são mostradas isoladamente através da Figura 4 e da Figura 7.

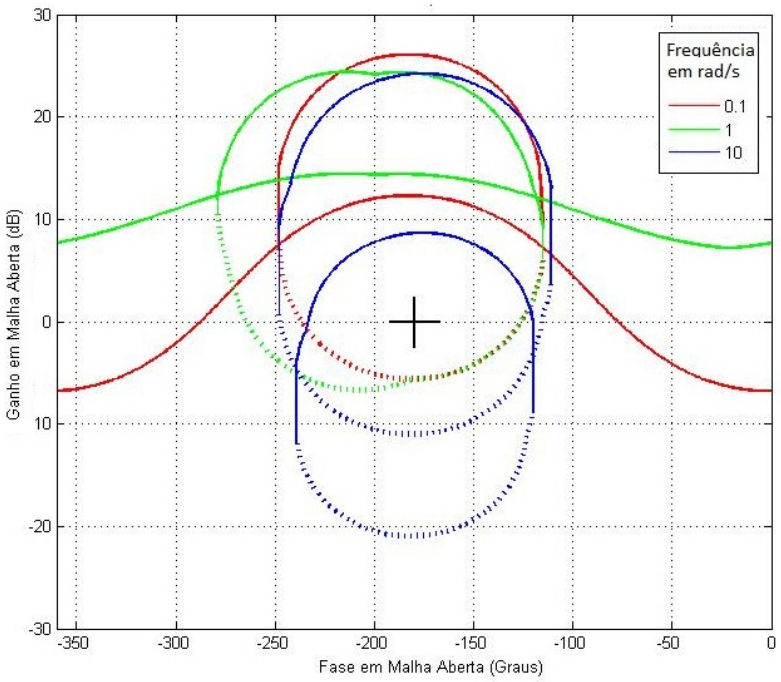

Figura 8. Exemplo de sobreposição de barreiras.

Naturalmente, não existe a necessidade de se utilizar todas as barreiras ao mesmo tempo quando apenas uma é o fator limitante. Assim, ao invés disso, se utiliza uma única barreira para cada frequência, que corresponde ao caso mais restritivo de todas as barreiras sobrepostas para essa frequência.

Mostra-se na Figura 9 a intersecção das barreiras apresentadas na Figura 8.

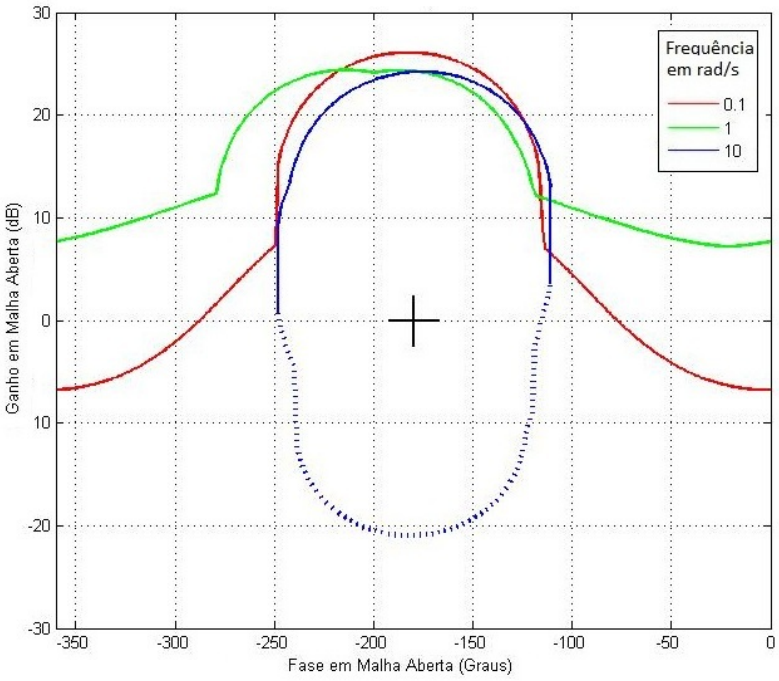

Figura 9. Exemplo de intersecção de barreiras.

Assim sendo, esse conjunto de barreiras para diferentes frequências contém todos os requisitos de projeto anteriormente mencionados. Apenas essas barreiras são utilizadas para o projeto do controlador QFT já que essas são suficientes para representar as especificações de projeto.

2.3 Projeto do controlador

Uma vez determinadas as barreiras, basta que o sistema nominal as respeite para que todas as especificações de projeto sejam atendidas. Na técnica QFT isso é feito graficamente no diagrama de Nichols. Com todas as barreiras já no diagrama de Nichols, falta apenas as sobrepor nesse o gráfico do sistema em malha aberta e verificar se respeita as barreiras.

Dessa forma, o projeto do controlador se dá moldando o comportamento do sistema em malha aberta para que ele atenda todas as especificações de projeto, explícitas graficamente pelas barreiras. Ou seja, moldando o comportamento de sistema em malha aberta de forma que sua curva característica no diagrama de Nichols não infrinja nenhuma das barreiras pré-determinadas também no diagrama de Nichols.

Como as barreiras são obtidas para valores discretos de frequências e o erro gerado nessa discretização já foi considerado, a curva característica do sistema em malha aberta também pode ser discreta em frequência. Para tanto necessita-se apenas conhecer o comportamento do sistema em malha aberta para as mesmas frequências que geraram as barreiras. Assim, se pode comparar se o sistema em malha aberta em uma determinada frequência respeita uma barreira concebida conforme o gabarito de incertezas da planta na mesma frequência. Naturalmente, a quantidade de frequências consideradas afeta a precisão do método.

Ainda assim, utilizar mais pontos do sistema em malha aberta pode ajudar a projetar o controlador. Na ausência de mais pontos, o comportamento do sistema em malha aberta pode ser aproximadamente descrito no diagrama de Nichols pela interpolação dos pontos conhecidos. Essa possibilidade de trabalhar o comportamento da planta discretizado em frequência com poucos pontos é conveniente para projetos guiados por informações experimentais.

Com os recursos computacionais contemporâneos é possível verificar instantaneamente o efeito de um controlador no comportamento do sistema em malha aberta descrito no diagrama de Nichols. No entanto, a técnica QFT pode ser aplicada sem esses recursos, pois é possível prever-se o efeito da adição de uma função de transferência conhecida no comportamento do sistema. Assim, ao se verificar que o sistema em malha aberta viola uma barreira, consequentemente também verificando que tipo de mudança no comportamento do sistema é necessária, pode-se buscar entre as funções de transferências conhecidas por uma que provoque a alteração desejada.

Na Figura 10 mostra-se um exemplo de comportamento de um sistema de malha aberta no diagrama de Nichols sobreposta com as barreiras que demonstram as especificações de projeto designadas para a mesma.

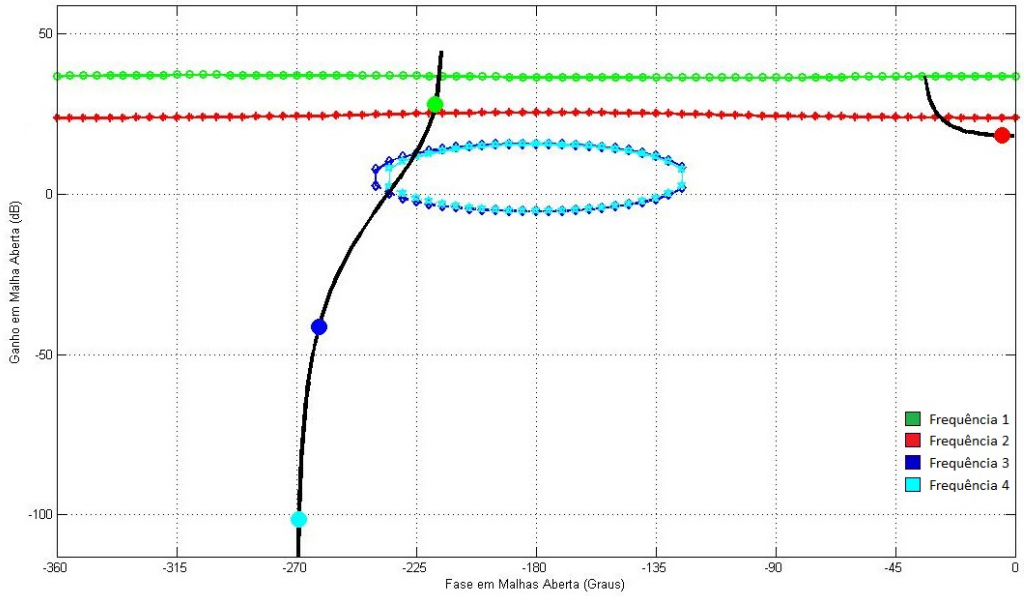

Figura 10. Exemplo de projeto QFT infringindo as barreiras.

As linhas coloridas representam as barreiras, que já são conhecidas nessa etapa do projeto. A linha preta é o comportamento do sistema em malha aberta, que compreende a planta e o controlador. Nesse caso ainda não foi incluido um controlador, então o sistema é, por hora, apenas a planta. Os pontos do comportamento do sistema que são referentes às mesmas frequências das barreiras são destacados por pontos maiores e coloridos, cujas cores são iguais às das barreiras de mesma frequência. É possível projetar o controlador apenas com esses pontos do comportamento do sistema, já que apenas esses podem ser comparados com as barreiras. Os demais pontos podem corresponder de fato ao comportamento do sistema nas demais frequências ou, podem ser simplesmente uma interpolação gráfica dos pontos de interesse.

Nota-se, por exemplo, que a curva do sistema entra na região definida pelas barreiras azul claro e azul escuro. Isso não é uma violação dos critérios de projeto já que as frequências que entram na região proibida não correspondem às frequências das barreiras em questão, embora ainda seja desejável, para maximizar a robustez, que toda a curva que descreve o comportamento do sistema em malha aberta ficasse o mais distante possível de todas as barreiras.

Os pontos azul claro e azul escuro estão respeitando as suas barreiras nesse exemplo, visto que estão fora de sua região proibida. No entanto, os pontos vermelho e verde não estão respeitando suas barreiras, visto que esses estão dentro da região proibida para os mesmos,

abaixo das suas respectivas barreiras. Portanto, esse é um exemplo de sistemas que não atende às especificações de projeto. Se mesmo sem um controlador o sistema, composto apenas da planta, já tivesse um comportamento em malha aberta que não violasse nenhuma barreira, então apenas um controlador com ganho unitário seria suficiente para que o sistema estivesse dentro das especificações do projeto.

Ainda, esse exemplo, para que o sistema atenda às especificações de projeto é necessário que ele tenha um maior ganho nas frequências das duas primeiras barreiras. Portanto a função de transferência do controlador deve ser escolhida com esse propósito. Qualquer função de transferência que aumente o ganho de tais pontos até acima de suas barreiras é uma função de transferência candidata para o controlador.

Mostra-se na Figura 11 o mesmo sistema com um controlador proporcional, visto que para esse caso transladar a curva característica do sistema em malha aberta para ganhos maiores resolve as violações das barreiras.

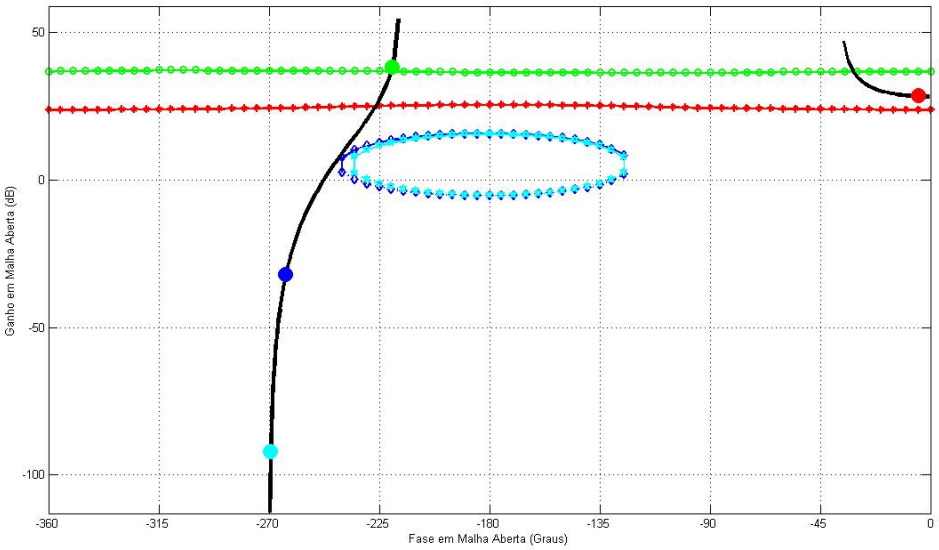

Figura 11. Exemplo de projeto QFT atendendo as barreiras.

Pode-se verificar que nessa situação todos os pontos notáveis da curva do sistema em malha aberta respeitam suas barreiras. Assim nesse caso apenas aumentar o ganho do sistema

resolveu a questão da violação, mostrando que um controlador proporcional é suficiente para atender aos requisitos do projeto.

Naturalmente outras funções de transferência poderiam atender também os requisitos de projeto. Um integrador, por exemplo, iria diminuir o ganho em frequências maiores que 1 rad/s e aumentar o ganho em frequência menores que 1 rad/s, além de deslocar toda a fase do sistema em 90 graus para a esquerda. Assim se as frequências 1 e 2 forem baixas um controlador integral também teria sucesso. Caso contrario, esse tipo de controle não seria suficiente.

Portanto, uma vez conhecida qual é a característica do controlador que é necessária para o projeto, se busca uma função de transferência que tenha essa característica. Na Figura 12 mostram-se exemplos de padrões de polos e zeros complexos na carta de Nichols conforme o amortecimento ξ. Esse é o tipo de comportamento de função de transferência que pode ser utilizado para encontrar um controlador apropriado, visto que no diagrama de Nichols as resposta de duas funções de transferência multiplicadas podem ser visualizada pela simples soma das fases e ganhos em dB.

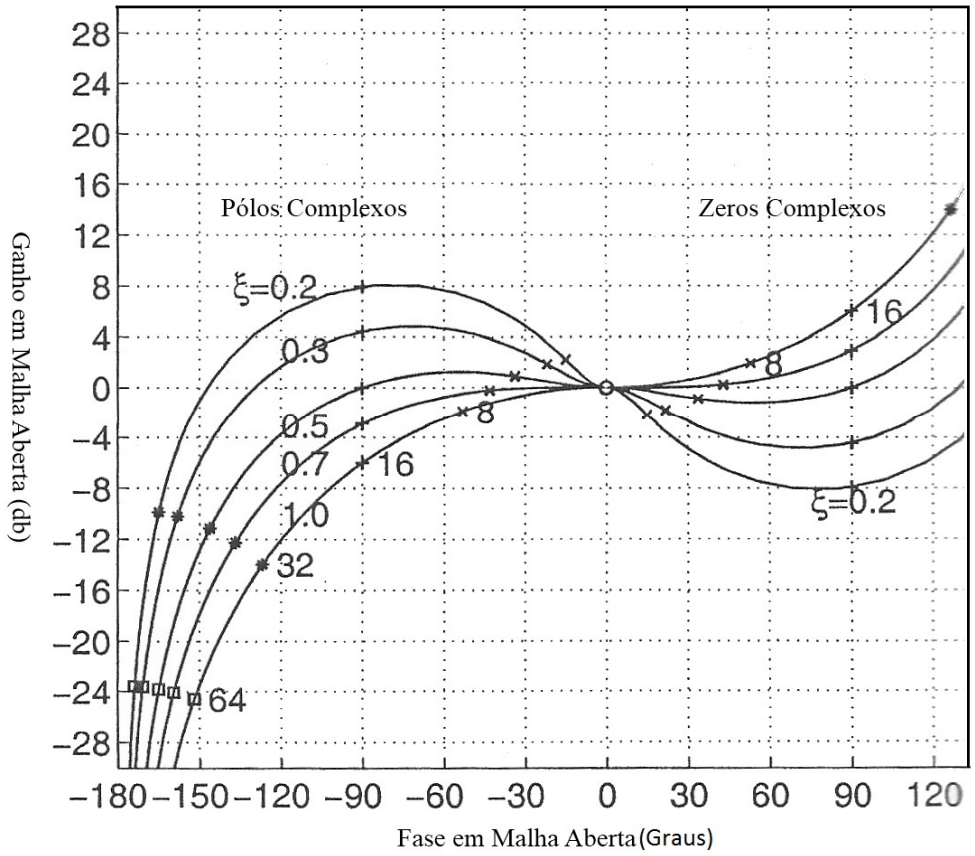

Figura 12. Padrões conhecidos de polos e zeros na carta de nichols.
Fonte: Adaptado de Yaniv, 1999.

Para o grupo de funções com um par de polos complexos, nota-se o comportamento que parte da origem em baixas frequências e segue para ganhos pequenos e fase – π em altas frequências, passando por um ganho mais elevado correspondente à frequência de ressonância. De forma análoga, para o grupo de funções com um par de zeros complexos, nota-se o comportamento que parte da origem em baixas frequências e segue para ganhos elevados e fase π em altas frequências, passando por um ganho menos elevado. O efeito do amortecimento, que é o foco desse exemplo, é notado pela menor variação de ganho na frequência de ressonância e a menor variação de fase em altas frequências.

2.4 Análise da técnica QFT no contexto do projeto

Conforme foi mencionado, a técnica de projeto de controladores robustos QFT, que permite julgar a robustez de um controlador graficamente pelo diagrama de Nichols, é apropriada para projetos onde não se conhece um modelo paramétrico da planta, visto que

toda a informação necessária é contida na forma de módulos e fases que podem ser conhecidos de forma discreta em frequência.

Um ponto importante é que na técnica QFT a escolha da função de transferência do controlador é tipicamente empírica. Assim, o método descrito, isoladamente não inclui uma otimização de desempenho no sentido matemático.

Seria possível, por exemplo, criar uma função objetivo que maximizasse a distância entre a curva característica do sistema em malha aberta das barreiras. No entanto, isso não estaria otimizando o desempenho do sistema e sim sua robustez. Não se pode garantir que um sistema com robustez máxima é desejável, já que frequentemente a robustez e o desempenho são objetivos concorrentes.

No caso de projetos sem um modelo paramétrico da planta, como é o caso desse trabalho, a impossibilidade de otimizar-se o controlador pode ser considerada como uma consequência do menor esforço de modelagem, permitido pela técnica QFT.

Em outros casos, onde se tem mais informação sobre a planta, pode-se resolver essa questão apoiando a técnica QFT em outras técnicas de projeto de sistemas de controle, que iriam propor funções de transferência para o controlador de uma forma mais embasada enquanto avalia-se a robustez das mesmas no diagrama de Nichols.

Ainda outro ponto, é que nem sempre todas as características do projeto poderão ser resumidas em um único diagrama de Nichols, como é o caso de sistemas com mais de uma variável controlada e sistemas com mais de uma variável manipulada. Para esses casos é necessário que o QFT seja aplicado simultaneamente em mais de um diagrama de Nichols.

3 METODOLOGIA

Esse capítulo é dividido em quatro seções.

A primeira seção descreve o modelo teórico do simulador utilizado e mostra as divergências encontradas com os ensaios experimentais.

A segunda seção detalha o procedimento para extrair experimentalmente do simulador utilizado os dados necessários para o projeto do controlador.

A terceira seção detalha o método para o projeto do controlador proposto, valendo-se dos dados previamente coletados.

Por fim, a quarta seção detalha os critérios de desempenho para avaliar-se o controlador projetado.

3.1 Comportamento teórico do simulador de suspensão

Ainda que nenhum modelo seja necessário para o projeto do controlador conforme a proposta em questão, o simulador utilizado tem um modelo conhecido. Assim, é razoável conhecer a dinâmica teórica para esse simulador de forma a verificar os resultados experimentais.

3.1.1 Equipamento utilizado

Utiliza-se um simulador de suspensão[2] de um quarto de veículo para a coleta de dados experimentais e teste do controlador projetado. O simulador em questão é composto por duas massas conectadas por molas helicoidais e elementos dissipativos. O simulador já possui também um atuador elétrico entre a massa suspensa e a massa não suspensa. Na Figura 13 mostra-se o simulador em questão.

[2] QUARC QPID Active Suspension Plant, Quanser, Revision 2.0.

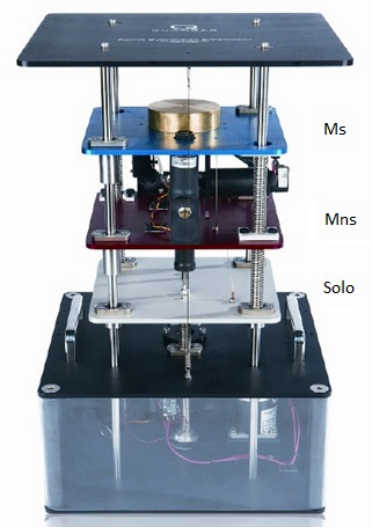

Figura 13. Simulador de suspensão.
Fonte: Adaptado de Quanser, revision 2.0.

Na Figura 14 mostra-se o modelo do simulador.

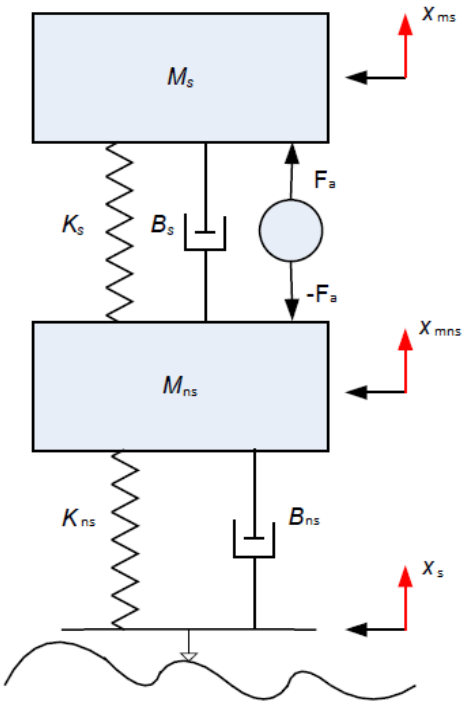

Figura 14. Esquema do simulador.
Fonte: Adaptado de Quanser, revision 2.0.

Pode-se verificar que o simulador tem exatamente o esquema de um modelo de um quarto de carro, com a adição do atuador. A variável X_s (t) representa a posição da plataforma

cinza (solo), X_{mns} (t) a posição da plataforma vermelha (massa não suspensa), e X_{ms}(t) a posição da plataforma azul (massa suspensa). Os parâmetros do modelo não correspondem exatamente aos parâmetros dos componentes isolados. As constantes elásticas e de amortecimentos são, na verdade, a combinação em paralelo de duas molas e do atrito entre as guias e o atuador elétrico afeta significativamente a dinâmica do sistema, mesmo quando desconectado eletricamente. Os parâmetros do modelo não são relevantes para o trabalho visto que o projeto do controlador não os levará em consideração. A complexidade do simulador é suficiente para os objetivos do projeto.

3.1.2 Modelo do simulador

A partir dos fenômenos físicos envolvidos, pode-se obter as equações diferenciais que descrevem o comportamento do sistema, que são as mesmas equações de um modelo de um quarto de carro com a adição do atuador. Na Equação 7 mostra-se o comportamento da aceleração da massa suspensa conforme o modelo em questão.

$$a_{ms} = \dot{v}_{ms} = \ddot{x}_{ms} = \frac{-k_s.(x_{ms}-x_{mns})-B_s.(\dot{x}_{ms}-\dot{x}_{mns})+F_a}{M_s} \quad ...(3)$$

Da mesma forma, na Equação 8 mostra-se o comportamento da aceleração da massa não suspensa conforme o modelo em questão.

$$\ddot{x}_{mns} = \frac{-k_{ns}.(x_{mns}-x_s)-B_{ns}.(\dot{x}_{mns}-\dot{x}_s)+k_s.(x_{ms}-x_{mns})+B_s.(\dot{x}_{ms}-\dot{x}_{mns})-F_a}{M_{ns}} \quad ...(4)$$

A partir de tais equações, pode-se representar o modelo no espaço de estados

$$\dot{x} = A.x + B.F_a + Bd.u, \quad ...(5)$$

em que

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_{ms} \\ \dot{x}_{ms} \\ x_{mns} \\ \dot{x}_{mns} \end{bmatrix} \qquad u(t) = \begin{bmatrix} x_s \\ \dot{x}_s \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-K_s}{M_s} & \frac{-B_s}{M_s} & \frac{K_s}{M_s} & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{ns}} & \frac{B_s}{M_{ns}} & \frac{-K_{ns}-K_s}{M_{ns}} & \frac{-B_{ns}-B_s}{M_{ns}} \end{bmatrix} \qquad B = \begin{bmatrix} 0 \\ 1 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \qquad Bd = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_{ns}}{M_{ns}} & \frac{B_{ns}}{M_{ns}} \end{bmatrix}$$

e

$$y = C.x + D.F_a + Dd.u, \quad ...(6)$$

em que

$$y(t) = \begin{bmatrix} x_{ms} \\ \dot{x}_{ms} \\ \ddot{x}_{ms} \\ x_{mns} \\ \dot{x}_{mns} \\ \ddot{x}_{mns} \end{bmatrix} \qquad u(t) = \begin{bmatrix} x_s \\ \dot{x}_s \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-K_s}{M_s} & \frac{-B_s}{M_s} & \frac{K_s}{M_s} & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{ns}} & \frac{B_s}{M_{ns}} & \frac{-K_{ns}-K_s}{M_{ns}} & \frac{-B_{ns}-B_s}{M_{ns}} \end{bmatrix} \qquad D = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \\ 0 \\ 0 \\ -1 \end{bmatrix} \qquad Dd = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_{ns}}{M_{ns}} & \frac{B_{ns}}{M_{ns}} \end{bmatrix}$$

Os parâmetros do simulador declarados por seu fabricante são:

a) M_s = 2,45 kg.
b) M_{ns} = 1 kg.
c) B_s = 7,5 N*s/m.
d) B_{ns} = 5 N*s/m.
e) K_s = 900 N/m
f) K_{ns} = 2500 N/m

3.1.3 Aderência do modelo

É um fato conhecido que existem modelos mais complexos para representar uma suspensão real (Jazar, 2008). O modelo apresentado é consideravelmente simples e suas simulações computacionais são facilmente obtidas. Assim, se esse modelo fosse representativo, o projeto de um controlador apenas por dados experimentais poderia não ser justificável, dada a facilidade de se usar o modelo teórico. No entanto, o modelo não descreve adequadamente o comportamento real do simulador e isso é demonstrado por alguns ensaios comparativos.

O primeiro ensaio realizado para comparar a dinâmica do modelo com a dinâmica do simulador real foi uma varredura em frequência. O modelo e o simulador real foram excitados por uma mesma entrada senoidal, com a amplitude fixa e a frequência variando proporcionalmente com o tempo. O ensaio foi realizado com um tempo total de 300 segundos, com a frequência igual a 0,05*t. Portanto, a frequência variou de 0 a 94,2 rad/s (15 Hz).

Mostra-se na Figura 15 a posição da massa suspensa durante o ensaio realizado por Schiller[3].

[3] Trabalho de iniciação científica, apresentado ao Centro Universitário da FEI por Christoph Schiller, sob orientação do Professor Doutor Marko Akermann e do Professor Doutor Fabrizio Leonardi.

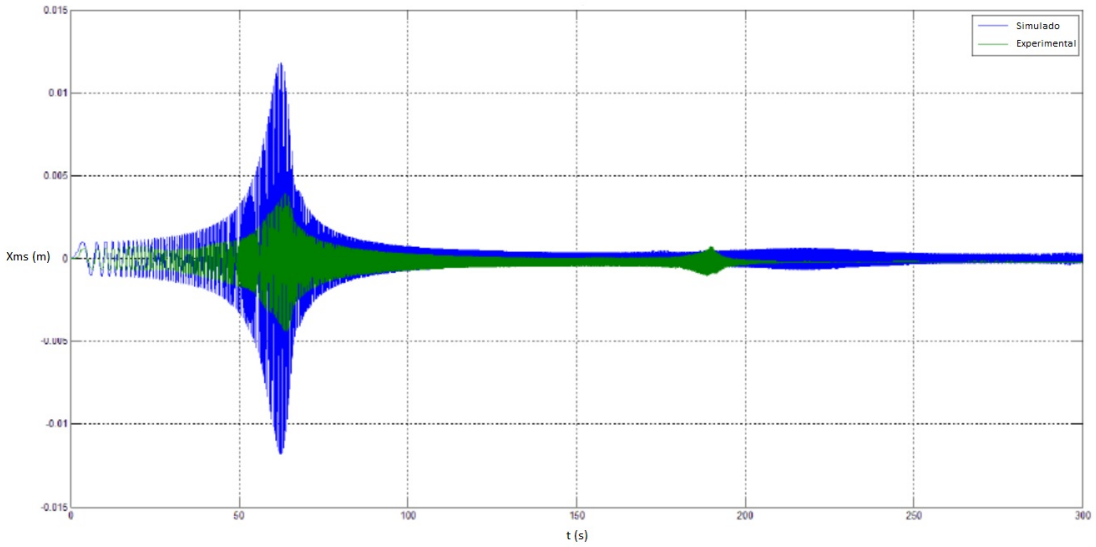

Figura 15. Comparativo de X_{ms} simulado e X_{ms} experimental.
Fonte: Adaptado de Schiller.

Pode-se verificar que existe uma divergência de amplitude na resposta do sistema, assim como uma divergência nos valores das frequências de ressonância. Essas divergências são ainda mais evidentes na Figura 16 que é o resultado do mesmo ensaio para a posição da massa não suspensa.

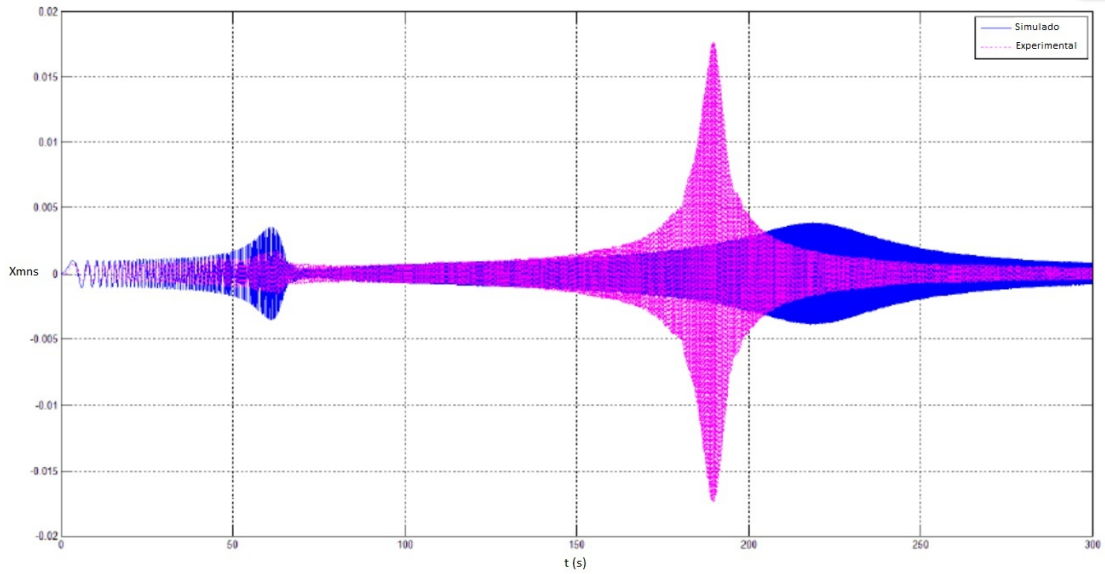

Figura 16. Comparativo de X_{mns} simulado e X_{mns} experimental.
Fonte: Adaptado de Schiller.

Pode-se verificar que para a massa não suspensa a divergência de amplitude é mais significativa. Pode-se verificar também que o comportamento da saída ainda diverge no formato da curva que descreve a reposta, pois a queda nas redondezas da segunda ressonância é suave no modelo e mais rápida para o simulador real, indicando diferentes níveis de amortecimento.

Esse ensaio mostra que o modelo utilizado não está representando adequadamente o simulador de suspensão. É possível, no entanto, achar um modelo mais representativo apenas ajustando seus parâmetros. No entanto, pode-se demonstrar que a disposição dos elementos do esquema também não é a mais adequada para a representação. Na Figura 17 demonstra-se uma outra divergência que justificaria um outro modelo.

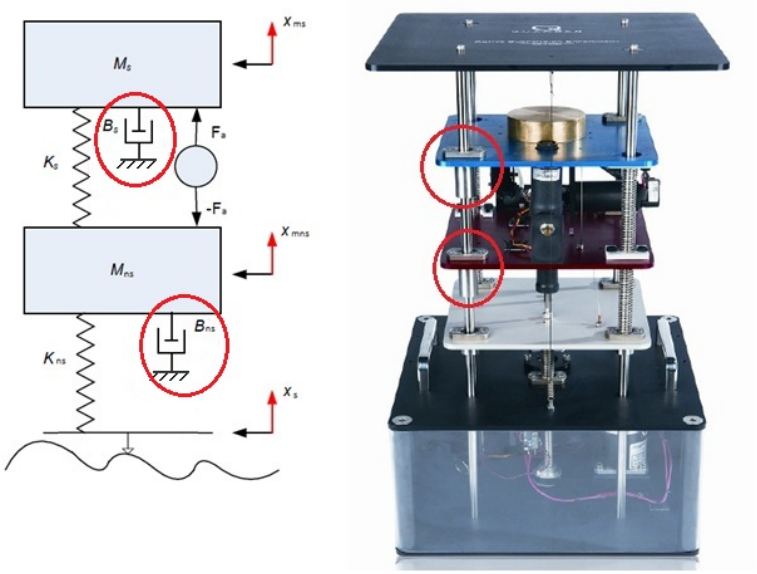

Figura 17. Divergência entre o modelo e o simulador real.
Fonte: Adaptado de Quanser, revision 2.0.

As molas helicoidais, que no simulador estão entre as massas e entre a massa não suspensa e o solo, estão representadas adequadamente no esquema por componentes elásticos nas mesmas posições. No entanto, o amortecimento, como evidenciados na Figura 17, provem do atrito entre cada uma das massas e a guia metálica. Como essa guia é fixa na base, os elementos de amortecimento não deveriam estar dispostos em paralelo com os elementos elásticos, como é mostrado através da Figura 14. Ao invés disso, esses elementos elásticos

deveriam estar dispostos entre cada uma das massas e um ponto fixo no espaço, como ilustrado na Figura 17.

Outra questão importante sobre o modelo apropriado para esse simulador é se ele é linear. Assim, um segundo ensaio foi realizado para verificar como a dinâmica do sistema varia com a amplitude da excitação.

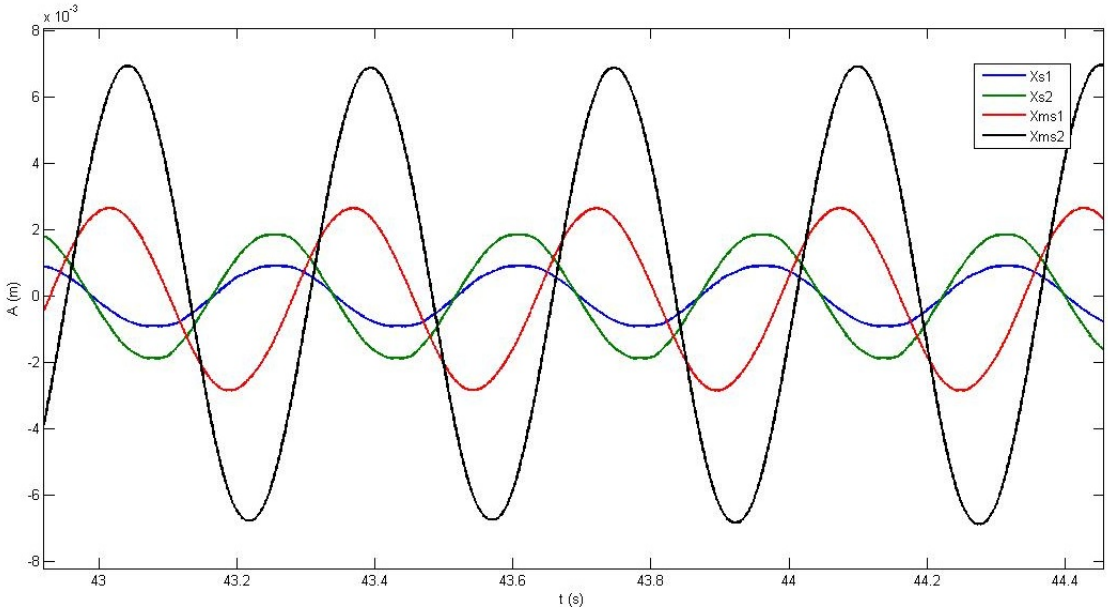

Figura 18. Resposta do simulador com diferentes amplitudes de entrada

Na Figura 18 mostra-se a posição da massa suspensa e a posição do solo durante o ensaio. As posições do solo são as variáveis manipuladas e as posições da massa suspensa são as variáveis medidas nesse exemplo. Os gráficos mostram a resposta do sistema para duas amplitudes de excitação diferentes pelo solo, porém de mesma frequência. A posição da massa suspensa "$X_{ms}2$", apresentada em preto, é a reposta referente á posição do solo "X_s2", apresentado em verde. Da mesma forma, a posição da massa suspensa "$X_{ms}1$", apresentada em vermelho, é a reposta referente à posição do solo "X_s2", apresentado em azul. Pode-se verificar que, com o aumento de amplitude da excitação do solo de 0,9 mm para 1,8 mm, a amplitude de saída teve um aumento de 2,6 mm para 6,9 mm, demostrando uma dependência da amplitude para caracterizar o ganho do sistema. Pode-se verificar também que as excitações estão em fase, mas as respostas não estão em fase, o que demonstra que a fase do sistema também depende da amplitude. Todas essas características do simulador são típicas de sistemas não lineares.

A Figura 19 mostra ainda outra característica não linear do sistema.

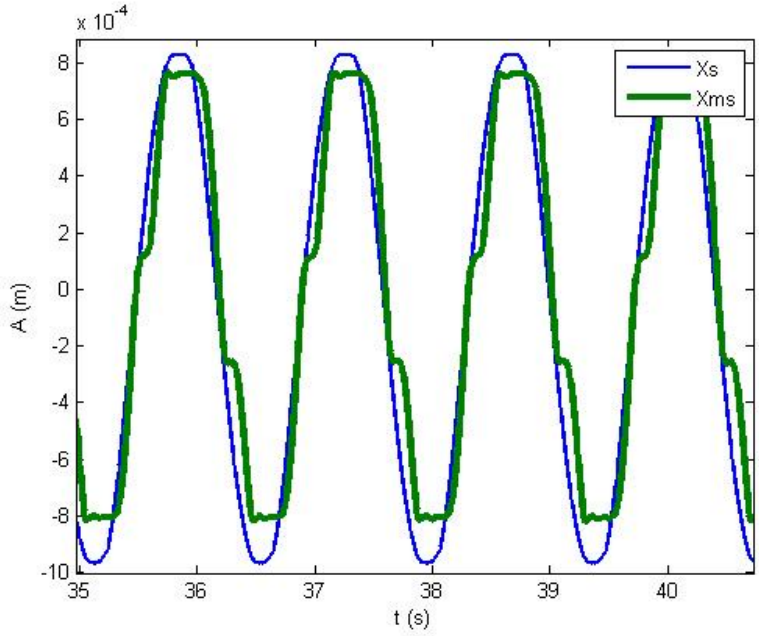

Figura 19. Resposta do simulador com distorção

Pode-se verificar nesse ensaio que, para uma excitação harmônica, o simulador tem uma resposta não senoidal, apresentando distorção harmônica. Esse fenômeno é particularmente evidente em baixas amplitudes e baixas frequências. Uma suposição razoável para uma causa de uma não linearidade desse tipo é a presença significativa de atrito de Coulomb.

Portanto, pode-se concluir que a dinâmica do simulador é não linear. Dessa forma, para que um modelo seja representativo, deve considerar esses elementos não lineares.

Tendo demonstrado que o modelo fornecido pelo fabricante do simulador de suspensão não é representativo, assim como que a complexidade um modelo apto a esse propósito deve ser mais complexo, mostra-se a conveniência de se projetar um controlador com menor esforço de modelagem. Naturalmente esse controlador deve considerar todas as características anteriormente apresentadas.

3.2 Levantamento experimental do comportamento do simulador

Com o projeto de um controlador por meio do QFT só é necessário se conhecer informações de módulo e fase da planta para algumas frequências. Assim, o projeto do

controlador desse trabalho será baseado apenas na resposta em frequência do simulador às excitações harmônicas, tomando o devido cuidado para a representação das características não lineares.

Entre as variáveis medidas por sensores no simulador, a posição se destaca por ser medida tanto na plataforma da massa suspensa, quanto na plataforma da massa não suspensa e na plataforma que representa o solo. Por isso, de forma a padronizar os dados coletados, foi definido que as variáveis medidas consideradas pelo projeto devem ser as posições. Como as posições são as variáveis medidas para a coleta de dados, a variável controlada deve ser também uma posição.

O critério de conforto adotado é relacionado à aceleração da massa suspensa, portanto, a variável controlada escolhida não é a mais adequada para atender esse critério. No entanto, é possível relacionar a aceleração com a posição conforme a seguinte equação:

$$a(s) = x(s).s^2 \quad ...(7)$$

Considerando que o deslocamento é composto de uma única harmônica, com amplitude constante "D", e desconsiderando a fase, pode-se reescrever essa equação como:

$$a(j\omega) = D.\mathrm{sen}(\omega.t).(j\omega)^2 = -D.\mathrm{sen}(\omega.t).\omega^2 \quad ...(8)$$

Como ω é constante, pode-se verificar que a variação da amplitude da aceleração é diretamente proporcional a variação da amplitude do deslocamento. Assim sendo, se a suspensão ativa tiver uma menor amplitude de deslocamento em uma determinada frequência em relação à suspensão passiva, ela terá também uma menor amplitude de aceleração.

Naturalmente, com um sinal real têm-se infinitas harmônicas. No entanto, para o projeto em questão foi definido uma faixa de frequências de interesse. Assim, se a suspensão ativa proposta reduzir as amplitudes do deslocamento em toda faixa de frequências definida, ela estará necessariamente reduzindo as amplitudes da aceleração nessa mesma faixa, conforme foi demonstrado para qualquer uma das infinitas frequências em uma análise individual. Portanto não haverá problemas em se usar a posição da massa suspensa para os fins do projeto.

Como o sistema em questão é não linear, não se pode aplicar o princípio da superposição. Assim, para que se possa mensurar seu comportamento com as diversas excitações possíveis é preciso uma combinação sistemática de ensaios cobrindo as principais possibilidades.

No entanto, a natureza da não linearidade envolvida nesse sistema é conhecida (atrito de Coulomb), e com isso é possível simplificar o sistema para que ele possa ser dividido em sistemas mais simples. Uma forma de se representar o sistema é com o atrito sendo uma perturbação nas saídas do sistema. Assim é possível representar o simulador com um sistema linear e realizar a coleta de dados valendo-se do princípio da superposição. Mostra-se na Figura 20 essa representação do simulador.

Considerando apenas as posições como saídas, existem quatro funções de transferência que precisam ser caracterizadas por meio dos ensaios de resposta em frequência, que são mostradas na Figura 20. Uma é a posição da massa não suspensa com o atuador desacoplado eletricamente e excitando o simulador pelo solo, outra obtida sem as perturbações do solo, verificando a posição da massa não suspensa excitando o simulador pelo atuador, ainda outra é a posição da massa suspensa novamente com o atuador desacoplado eletricamente e excitando o simulador pelo solo e por fim, verificando a posição da massa suspensa excitando o simulador pelo atuador sem as perturbações do solo.

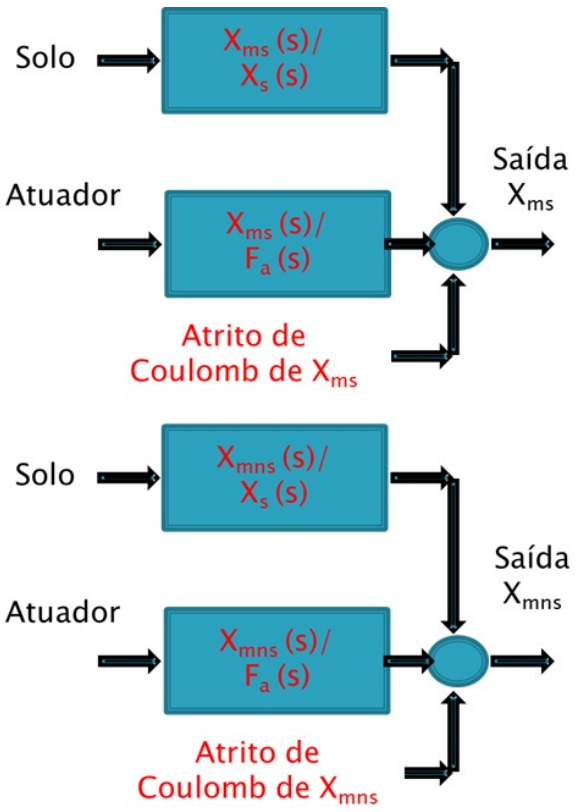

Figura 20. Esquema das entradas e saídas

Assim, os dados necessários são a fase e o ganho da:

a) Posição da massa suspensa, com excitação pela posição do solo;
b) Posição da massa suspensa, com excitação pela tensão elétrica no atuador;
c) Posição da massa não suspensa, com excitação pela posição do solo;
d) Posição da massa não suspensa, com excitação pela tensão elétrica no atuador;

A posição da massa não suspensa e da massa suspensa podem ser medidas simultaneamente, assim são necessários apenas dois tipos de ensaios, um com o atuador e outro com o solo. O comportamento do simulador quando excitado pelo atuador é o que representa a relação entre a variável manipulada e a variável controlada, assim esse será utilizado para a determinação dos gabaritos de incertezas da planta. O comportamento do simulador quando excitado pelo solo representa a sensibilidade da planta a distúrbios e será utilizado para a determinação dos requisitos de projeto. O procedimento para levantar esses comportamentos deve ser nas mesmas frequências, de forma que se possa aplicar o princípio da superposição. Assim, os tipos de ensaios necessários são:

a) Posição da massa suspensa e da massa não suspensa, com excitação pela posição do solo;
b) Posição da massa suspensa e da massa não suspensa, com excitação pela tensão elétrica no atuador;

3.2.1 Vetor de Frequências para os Ensaios

A informação do comportamento do simulador é discreta em frequência, assim é importante que as frequências sejam bem escolhidas. Para isso foi caracterizado um vetor de frequências, cujos elementos serão as frequências para todos os ensaios.

A partir do ensaio de varredura em frequência realizado, mostrado através da Figura 15 é possível verificar que a partir da frequência 84,8 rad/s (13,5 Hz) o sistema já não apresenta nenhuma resposta relevante para o problema de controle em questão, assim essa é adequada para ser uma das frequência mais elevadas nos ensaios futuros.

Ainda nesse ensaio de varredura em frequência, pode-se verificar que na frequência de 3,1 rad/s (0,5 Hz) o simulador tem um ganho praticamente unitário. No modelo teórico é esperado que o sistema apresente um ganho unitário para frequências muita baixas, assim

pode-se considerar que essa frequência pode ser entendida como muito baixa nesse caso. Portanto essa é adequada para ser uma das frequência mais baixas nos ensaios futuros.

Dessa forma, as demais frequências são intermediárias entre 3,1 rad/s e 84,8 rad/s. Foi adotado que uma forma adequada de escolher as demais frequências é a partir de uma progressão geométrica. Assim, o aumento proporcional entre cada frequência do vetor e a frequência subsequente é constante, e os pontos ficam igualmente espaçados em um gráfico com escala logarítmica, como um diagrama de Bode.

É desejável que o vetor de frequências para o ensaio tenha o maior número de pontos possível, pois a quantidade de pontos na discretização em frequência afeta a resolução do sistema e dos gabaritos de incerteza no digrama de Nichols. Foi adotado que um aumento proporcional de 20% entre cada frequência e sua subsequente no vetor configura uma resolução aceitável. Assim, o número de pontos decorrente da resolução escolhida foi obtido conforme a Equação 11.

$$3{,}1.1{,}2^{n_{pontos}} = 84{,}8 \qquad ...(9)$$

$$n_{pontos} = \frac{\log\left(\frac{84{,}8}{3{,}1}\right)}{\log(1{,}2)} = 18\,pontos$$

Arredondando o número de pontos a favor da segurança, foi adotado um vetor de frequências com 20 pontos, assim a cada valor de frequência fica aproximadamente 19% maior que o anterior. Optou-se por adicionar os dois elementos de frequência do vetor nos extremos. As frequências adicionadas foram 0,63 rad/s (0,1 Hz) e 94,2 rad/s (15 Hz).

Assim sendo, o vetor de frequências adotado para todos os ensaios é:

Vetor de frequências (rad/s) (3 casas decimais)	
V1	0,628
V2	3,142
V3	3,737
V4	4,445
V5	5,286
V6	6,288
V7	7,479
V8	8,895
V9	10,580
V10	12,584
V11	14,968
V12	17,893
V13	21,176
V14	25,187
V15	19,957
V16	35,622
V17	42,381
V18	50,409
V19	59,958
V20	71,315
V21	84,823
V22	94,248

3.2.2 Representação da resposta do simulador

Uma vez caracterizadas as frequências utilizadas para o ensaio, resta apenas caracterizar as amplitudes de excitação. Definir as amplitudes é importante já que, como já foi demonstrado, o simulador tem um comportamento dependente da amplitude de excitação.

A variação de ganho e fase decorrentes do comportamento não linear do simulador são representadas por esse método na forma de incertezas de ganho e de fase no diagrama de Nichols, assim como as demais incertezas do simulador, como a dinâmica do atuador e do sensor, todas elas presentes no gabarito de incertezas. Foi adotado que, para se levantar experimentalmente esse comportamento não linear da planta é necessário utilizar a maior variação possível na amplitude de excitação.

Partindo da suposição de que os comportamentos mais extremos do simulador serão encontrados para as excitações também mais extremas, foi adotado que apenas dois ensaios de amplitude são suficientes para determinar o comportamento não linear do simulador satisfatoriamente, sendo essas amplitudes uma a mais intensa possível e outra a menos intensa possível.

Nota-se que para amplitudes de excitação muito baixas o simulador permanece imóvel, o que é um comportamento explicável pela presença do atrito de Coulomb. Assim, será considerado que a amplitude de excitação menos intensa possível para cada ensaio é a menor amplitude de excitação que consegue tirar a planta da imobilidade e a levar a um regime permanente, onde as respostas nas saídas medidas devem ser periódicas e apresentando o mesmo período da senoide de excitação, ainda que essas respostas medidas não sejam senoidais.

Para o limite superior da intensidade de excitação, são consideradas as próprias limitações do simulador. Uma dessas limitações é o fim de curso da massa suspensa e da massa não suspensa, outra é a especificação para tensões máximas e mínimas nos atuadores, determinadas pelo fabricante, e por fim, a atuação de um sistema de segurança do simulador, que automaticamente suspende a excitação quando o simulador é submetido a algumas condições de operação que são consideradas perigosas para a integridade do sistema. Assim sendo, pode ser considerada a excitação máxima como a maior que não chegar a violar nenhuma dessas condições. As excitações máxima e mínima de cada ensaio serão determinadas empiricamente durante a coleta de dados.

A resposta do sistema em módulo e fase é imediatamente identificada a partir da resposta em frequência de cada excitação e o ensaio em duas amplitudes diferente incluirá

dados da não linearidade do sistema. No entanto, a resposta do sistema nem sempre é senoidal, assim verificar o módulo e a fase exige critérios mais específicos. Foi adotado que, de forma a automatizar o processo de coleta dos módulos e fases, esses módulos e fases devem ser obtidos a partir da transformada discreta de Fourier do sinal de saída, medidos através da amplitude na mesma frequência da excitação. Com esse método o módulo e a fase da resposta em frequência são obtidos diretamente, porém, a energia contida nas distorções harmônicas é desprezada. Isso gera um erro que será considerado aceitável. Foi verificado durantes os ensaios que o sistema apresenta respostas em frequência que são mais senoidais são os de amplitudes mais elevadas, sendo as respostas acentuadamente não senoidais típicas das excitações com amplitudes menores. Assim, como essa ocorrência é típica de apenas um dos dois ensaios que é destinado a caracterizar incertezas na planta, e apenas nesses casos tem-se a presença considerável de distorção harmônica, essa energia que não é considerada é mais uma fonte de incertezas, entre as demais que são avaliadas no processo de caracterização das incertezas do simulador.

Como o sistema leva certo tempo para entrar em regime, a resposta em frequência do simulador será coletada durante o último ciclo de excitação. O tempo total dos ensaios foi determinado a partir das constantes de tempo do modelo teórico. A partir das matrizes do modelo teórico representado no espaço de estados, pode-se calcular que a constante de tempo dominante do sistema é aproximadamente 1,2 segundos. Como se sabe que o modelo teórico não é suficientemente representativo foi adotado que um período de ensaio razoável é 40 vezes superior a constante de tempo dominante do sistema, sendo assim 48 segundos. Por fim, arredondando a favor da segurança, foi determinado que o período dos ensaios deve ser 50 segundos. De forma a manter um padrão nos dados coletados, todos os ensaios terão esse tempo de excitação, ainda que para alguns casos esse tempo seja mais sobrestimado que outros. De um ponto de vista mais empírico, esse tempo é suficiente para que a frequência de excitação mais lenta, 0,628 rad/s (0,1 Hz), complete 5 ciclos, que é razoável para que o sistema entre em regime.

Com isso, depois de realizados todos os ensaios, os módulos e fases coletados são apresentados no diagrama de Nichols, configurando um gabarito de incertezas contendo dois pontos em cada frequência. Esses dois pontos representam as condições extremas de operação do simulador para cada frequência, sendo assim a não linearidade é uma causa importante de incertezas.

3.3 Projeto do controlador

O método adotado para o projeto do controlador via QFT independe dos dados experimentais coletados no simulador, pois o procedimento deve ser aplicável em situações similares.

Essa seção define a abordagem utilizada para aplicar o QFT no problema de controle em questão.

3.3.1 Definição do problema de controle

O problema de controle em questão tem múltiplas variáveis controladas e apenas uma variável manipulada. No entanto, o problema de controle será simplificado para apenas uma variável controlada. Essa simplificação limita os resultados na questão de melhorar os objetivos de segurança e conforto simultaneamente, já que as métricas desses são associadas a diferentes variáveis controladas. No entanto, é teoricamente possível ainda projetar um controlador que melhore o desempenho da suspensão em ambos esses aspectos, já que esses critérios são mais notáveis em frequências distintas e existe uma relação entre essas variáveis que permite que a atuação em uma afete a outra de forma construtiva. A validade dessa possibilidade será verificada nos resultados da suspensão ativa proposta.

Naturalmente, seria mais adequado simplesmente considerar todas as variáveis controladas possíveis, mas a simplificação é coerente com os objetivos do trabalho, que não é superar os controladores já conhecidos pela literatura para uma suspensão ativa, mas sim justamente demonstrar a possibilidade de se projetar um controlador apenas com os dados experimentais de resposta em frequência.

O critério que é abordado como objetivo do projeto é apenas o conforto. Portanto é adotado que a variável controlada deve ser a posição da massa suspensa. E o critério de desempenho adotado no projeto é a rejeição de perturbações na posição da massa suspensa. O conforto está mais relacionado com a aceleração da massa suspensa que com a posição, mas a posição foi adotada como variável controlada pelos motivos apresentados na seção 3.2.

Existe a possibilidade de que essa estratégia não rejeite perturbações fora da faixa de frequências definida. Mas, como a definição da faixa de frequências de interesse leva em consideração a sensibilidade do simulador a perturbações provenientes do solo, pode-se considerar que a não rejeição de perturbações na posição, velocidade e aceleração em

frequências fora dessa faixa de interesse não tem consequências para a qualidade da suspensão ativa proposta.

O desempenho da suspensão ativa do ponto de vista do conforto será avaliado, depois de seu projeto, pela comparação da dinâmica do sistema em malha fechada com a dinâmica ideal para uma suspensão ativa proposta por Karnopp (1986). A proximidade da dinâmica da suspensão ativa com a dinâmica ideal garante o conforto, visto que esse é o critério mais importante na definição da dinâmica ideal para a massa suspensa. Outra forma de avaliação que será considerada é redução da sensibilidade a perturbações na posição da massa suspensa, em relação a uma suspensão passiva. A suspensão passiva que servirá de referência é o próprio simulador com o atuador desacoplado eletricamente. A redução das amplitudes da aceleração da massa suspensa será avaliada também em relação à suspensão passiva de referência, mas somente em uma análise transitória no domínio do tempo.

Embora existam outros critérios importantes para avaliar o desempenho da suspensão do ponto de vista do conforto, como essa não será avaliada de uma forma geral, mas sim comparada com uma suspensão passiva, esses critérios são suficientes para mensurar um ganho de conforto de uma forma quantitativa e comparar os resultados com os limites teóricos. Caso a suspensão ativa não apresente um desempenho adequado, seu controlador não poderá ser considerado adequado.

No entanto, embora a segurança não seja abordada pelo projeto do controlador, espera-se que a mesma seja pelo menos igual à de uma suspensão passiva. Se isso não for verdade, o projeto da suspensão ativa pode não ser justificável. A melhoria ou manutenção da segurança será avaliada a posteriori e será medida pela amplitude do deslocamento da massa não suspensa. Assim como para a massa suspensa, será utilizada a dinâmica ideal para a massa não suspensa como referência de desempenho para a segurança, assim como a redução das sensibilidades em relação à suspensão passiva de referência.

De forma análoga ao conforto, esses critérios para a avaliação da segurança não são os mais abrangentes conhecidos pela literatura, mas são suficientes para uma avaliação quantitativa do desempenho do controlador.

Com isso pode-se representar o sistema pelo diagrama de blocos da Figura 21.

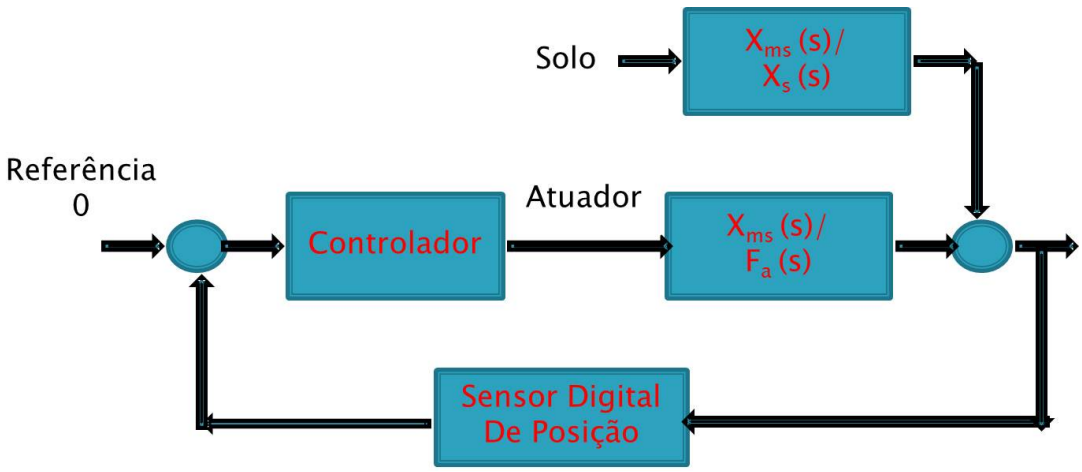

Figura 21. Diagrama de blocos do sistema de controle.

As funções de transferência $X_{ms}(s)/F_a(s)$ e $X_{ms}(s)/X_s(s)$ não são conhecidas. Ao invés disso, suas respostas em frequência são estimadas para algumas frequências a partir dos ensaios realizados.

Como o problema de controle da suspensão ativa é um problema regulador, a referência para o controlador é sempre zero.

Não se tem dados da dinâmica do atuador para se determinar a força resultante a partir de uma tensão elétrica. No entanto, essa dinâmica estará incluída implicitamente nos dados coletados durante os ensaios experimentais. O mesmo ocorre com a dinâmica do sensor digital de posição, cuja dinâmica também não é conhecida e é suposta unitária para o modelo teórico, mas também é considerada implicitamente nos ensaios experimentais. Denotando novamente as vantagens da abordagem experimental proposta, que embora sujeita a diversas incertezas, apresenta a vantagem de levar em consideração todos os fatores que afetam o problema de controle.

Os dados de resposta em frequência de $X_{ms}(s)/F_a(s)$ são utilizados diretamente no projeto do controlador e o seu comportamento dependente da amplitude de excitação é diretamente representado no gabarito de incertezas. Além do gabarito de incertezas, esses dados de resposta em frequência ainda são utilizados na etapa do projeto do controlador descrevendo o comportamento do sistema em malha aberta. Para isso, no entanto, é necessário se definir uma planta nominal entre as plantas do gabarito de incerteza. É típico de projetos QFT se escolher como planta nominal aquela que tem os menores ganhos e as menores fases, embora essa escolha não faça diferença na aplicação do método desde que seja considerada corretamente na etapa de deformação das barreiras. No caso em questão, os menores ganhos e

as menores fases são característicos da resposta em frequência excitada com a menor amplitude, já que o atrito de Coulomb provoca dissipação de energia e a energia contida em distorções harmônicas não é considerada. Assim, foi adotado que a planta nominal é a que foi levantada com as excitações mínimas, conforme a convenção para projetos QFT.

Os dados de resposta em frequência de $X_{ms}(s)/ X_s$ são utilizados para determinação do critério de rejeição de perturbações, por meio de δ, visto que essa função de transferência representa justamente o efeito das perturbações na saída medida. As frequências em que essa função de transferência tiver um maior ganho em módulo devem ser também as frequências onde deve-se exigir mais o desempenho do controlador, portanto, embora essa função de transferência seja estimada de forma dependente da amplitude de excitação, é interessante conhecer melhor os casos que tiverem os maiores ganhos. É esperado que o maior ganho seja obtido para a excitação máxima, no entanto, de forma a ter certeza, será avaliado para cada frequência qual caso de excitação tem a resposta em frequência com o maior ganho e é esse ganho que será considerado.

3.3.2 Especificações do projeto QFT

Por fim, para ter-se o procedimento de projeto estabelecido é necessário definir-se as barreiras a serem utilizadas no método QFT e os parâmetros que as definem.

Entre as diversas barreiras que se pode utilizar em um projeto QFT, escolheu-se utilizar as barreiras de estabilidade robusta e rejeição de perturbação robusta.

As barreiras de estabilidade robusta são básicas para um projeto de controlador QFT, já que elas que garantem que o sistema em malha fechada será estável. Assim essa é uma escolha trivial.

A rejeição de perturbações é diretamente associada ao desempenho de uma suspensão ativa, dada a característica de problema de controle regulador. Assim esse requisito de projeto é o ponto central do problema de controle e utilizar as barreiras que garantem isso é uma escolha natural.

Não faz sentido considerar as barreiras de acompanhamento do sinal de referência dada que o sistema de controle tem uma referência fixa.

Barreiras de rejeição de erros de medida são úteis para casos onde a dinâmica do sensor e os ruídos introduzem erros de medida. Uma abordagem possível para se definir essa barreira seria buscando excluir frequências fora da faixa de frequências de interesse para o projeto. Partindo do pressuposto que os sensores atendem aos requisitos de projeto oferecendo

dados confiáveis na faixa de frequências de interesse, então essa abordagem permite filtrar os dados medidos satisfatoriamente. No entanto, para esse projeto, as barreiras de rejeição de perturbações já serão ponderadas pelo ganho necessário ao controlador em cada frequência, impondo restrições de ganhos menos elevados para frequências consideradas muito baixas ou muito elevadas para o problema de controle. Desse ponto de vista, com exceção de que o controlador se mostre excessivamente robusto no aspecto das barreiras de rejeição de perturbações, essa barreira de rejeição de erros de medidas não é necessária para esse projeto, porque o controlador já deve filtrar as frequências da faixa de interesse.

Barreiras de limitação de esforço de controle são muito úteis em projetos QFT, no entanto, os ensaios realizados mostram que, para o caso desse simulador, o esforço de controle não é um fator limitante para o projeto. Assim como não existe uma limitação para ser utilizada, decidiu-se projetar o controlador sem essa barreira e verificar posteriormente o esforço de controle. O esforço de controle ainda é considerado de forma indireta ao se verificar a distância do ganho do sistema em malha aberta até a barreira de rejeição de perturbações.

Portanto, serão utilizados nesse projeto barreiras de estabilidade robusta e barreiras de rejeição de perturbação.

3.3.2.1 Especificação das barreiras de estabilidade robusta

A barreira de estabilidade robusta exige a definição do parâmetro M, que determina a segurança do projeto a erros cometidos durante a discretização. Valores típicos de M para projetos QFT estão na ordem de 1,2 a 1,5, que garante uma margem de ganho aproximada de 5 dBs e uma margem de fase aproximada de 50 graus.

Esse projeto exige um parâmetro M restritivo pois o conhecimento do comportamento da planta é limitado. Foi adotado para esse projeto o valor de M de 1,001. Na Figura 22 mostra-se a barreira decorrente desse parâmetro M no diagrama de Nichols antes de ser deformada pelos gabaritos de incertezas, que ainda precisam dos dados da planta para serem caracterizados.

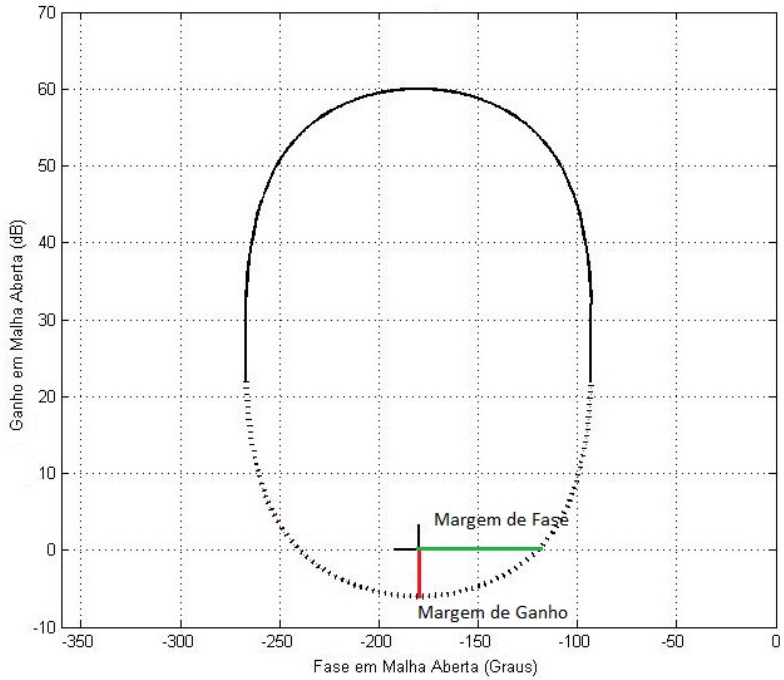

Figura 22. Demonstração da escolha do parâmetro M.

Esse parâmetro garante uma margem de ganho mínima de 6 dB e uma margem de fase mínima de 60 graus, essas medidas podem ser visualizadas na figura em vermelho e verde respectivamente. Nota-se que esse parâmetro M é bem mais restritivo que os valores típicos, que podem ser visualizados através de Figura 3.

3.3.2.2 Especificação das barreiras de rejeição de perturbação

A barreira de rejeição de perturbação exige a definição do parâmetro δ, que é inversamente proporcional à sensibilidade exigida do sistema. Foi adotado para esse caso um valor de 1000 para δ. No entanto esse valor não é o valor usado para gerar as barreiras de rejeição de perturbação. Esse valor será ainda ajustado conforme os ganhos estimados da função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s$ para considerar a necessidade de rejeição de perturbações avaliada em cada frequência. Esse ajuste é simplesmente a multiplicação do ganho em módulo em cada frequência pelo parâmetro δ, gerando um valor maior que 1000, e portanto mais restritivo, para frequências onde o sistema tem maior sensibilidade a perturbações. Só então serão conhecido os valores que vão dar origem a barreira que será deformada pelos gabaritos de incertezas.

Na Figura 23 mostra-se como seria a barreira determinada por esse parâmetro δ no diagrama de Nichols, antes de ser deformada pelos gabaritos de incertezas e sem o ajuste com os ganhos em módulo de $X_{ms}(s)/ X_s$.

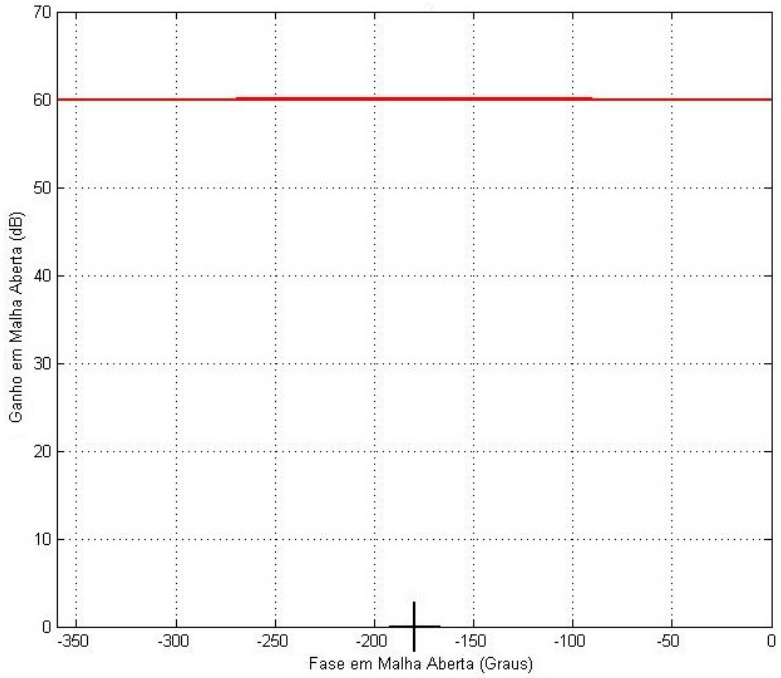

Figura 23. Demonstração da escolha do parâmetro δ.

Pode-se verificar que a escolha de δ exige do sistema um ganho elevado para atender às restrições de desempenho. Nota-se também que a restrição é praticamente uma reta devido à magnitude envolvida, decorrente do ganho $|G(j\omega)H(j\omega)| >> 1$, que torna $|1+G(j\omega)H(j\omega)| \approx |G(j\omega)H(j\omega)|$.

3.4 Critérios de desempenho

O critério de desempenho para o conforto utilizado neste trabalho é baseado na função de transferência de referência do sistema em malha fechada obtida com base nos limites teóricos propostos por Karnopp (1986).

O trabalho de Karnopp (1986) demonstra as limitações teóricas de uma suspensão ativa baseada em um modelo de um quarto de veículo. Essa função de transferência ideal considera critérios de segurança e conforto aproveitando características típicas de uma

suspensão passiva, sendo assim adequada para a melhoria do conforto sem degradação da segurança e sem um esforço de controle desnecessário. Uma característica importante dessa função de transferência é o amortecimento dos picos de ganho nas frequências de ressonância, fazendo com que em nenhuma frequências exista um ganho maior que o unitário. Karnopp (1986) escolheu para tanto duas funções de 2ª ordem com coeficiente de amortecimento igual a 0,707 e ganho unitário, sendo os polos adotados os mesmos da função de transferência de uma suspensão passiva conforme o modelo de um quarto de veículo. Essa função de transferência proposta por Karnopp (1986) consegue o amortecimento total dos ganhos nas frequências de ressonância com um bom aproveitamento das características dinâmicas naturais de uma suspensão, permitindo assim que a suspensão ativa proposta tenha um bom rendimento do esforço de controle.

Na Equação 4 pode-se verificar a função de transferência ideal para a suspensão ativa proposta.

$$\frac{v_{ms}}{v_s} = \frac{1}{\left(\frac{M_s}{K_s}.s^2 + \sqrt{\frac{2.M_s}{K_s}}.s + 1\right)\left(\frac{M_{ns}}{K_{ns}}.s^2 + \sqrt{\frac{2.M_{ns}}{K_{ns}}}.s + 1\right)} \quad ...(10)$$

No entanto, como no caso do simulador utilizado a posição foi adotada como variável controlada, é mais interessante ter como função de transferência ideal Xms(s)/ Xs. Assim, multiplicando numerador e denominador por s tem-se a equação a equação ideal adotada para esse trabalho, que se distingue da equação proposta por Karnopp (1986) apenas pelas variáveis tomadas como entrada e saída.

$$\frac{x_{ms}}{x_s} = \frac{1}{\left(\frac{M_s}{K_s}.s^2 + \sqrt{\frac{2.M_s}{K_s}}.s + 1\right)\left(\frac{M_{ns}}{K_{ns}}.s^2 + \sqrt{\frac{2.M_{ns}}{K_{ns}}}.s + 1\right)} \quad ...(11)$$

Com essa função foi proposta por Karnopp (1986) a partir de um modelo de um quarto de veículo, é necessário utilizar os valores de parâmetros declarados no modelo teórico do simulador, que é também um modelo de um quarto de veículo. Como esses valores a equação ideal fica conforme se pode verificar na Equação 14.

$$\frac{x_{ms}}{x_s} = \frac{1}{1{,}0889.10^{-6}.s^4 + 1{,}0651.10^{-4}.s^3 + 5{,}2092.10^{-3}.s^2 + 1{,}0201.10^{-1}.s + 1} \quad ...(12)$$

Mostra-se na Figura 24 o diagrama de Bode dessa função de transferência.

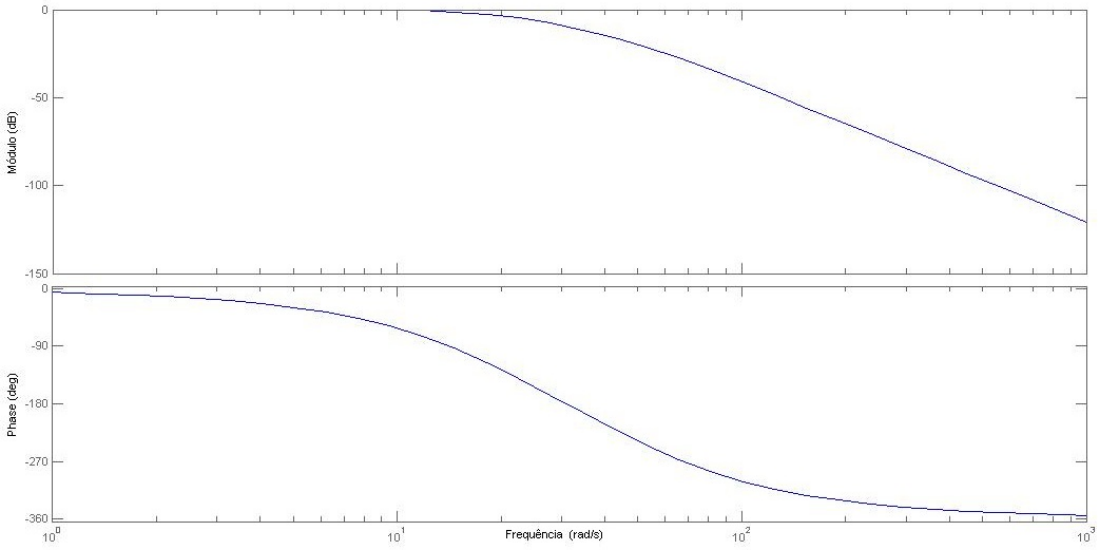

Figura 24. Diagrama de bode da função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s$ ideal.

Pode-se verificar, dentre algumas características na dinâmica proposta por Karnopp (1986), que esse não apresenta nenhum pico de ganho característico das ressonâncias. Pode-se entender, portanto, que a suspensão ativa ideal suprime as ressonâncias típicas de uma suspensão passiva. Outro ponto importante é que o ganho para baixas frequências é unitário, assim como também é em suspensões passivas, e não pode deixar de ser devido ao acoplamento mecânico entre o automóvel e o solo, assim a suspensão ativa não deve desperdiçar esforço de controle em frequências baixas, onde pouco pode ser feito, mas deve reduzir as amplitudes nas demais frequências. As características reveladas pelo diagrama de Bode são coerentes com a proposta de Karnopp (1986) para a função de transferência ideal para uma suspensão ativa.

Assim, define-se como um critério de desempenho a proximidade da função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s$ do simulador em malha fechada com a definida na Equação 14. As funções de transferência serão estimadas graficamente e a comparação com a função de transferência ideal também será gráfica, por meio da sobreposição dos diagramas de Bode de ambas as funções. O critério adotado empiricamente é que a função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s$ em malha fechada não deve apresentar um ganho em módulo superior à função apresentada na Figura 24 em mais de 10 dBs. Assim, não deve também ser igual ou superior à

mesma função de transferência estimada em malha aberta. Esse critério não afeta o projeto do controlador, mas é verificado posteriormente. Caso a suspensão ativa não atenda a esse critério, o método de projeto com dados experimentais pode não ser justificável, pois os resultados estarão muito distantes dos ideais teóricos.

O levantamento experimental da função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s$ em malha fechada será feita pelo mesmo método que a de malha aberta na etapa de levantamento experimental, com excitações senoidais nas frequências determinadas. No entanto, não existe mais a necessidade de se caracterizar as incertezas do modelo, visto que apenas o caso mais crítico mostrará o desempenho da suspensão pelo critério mais rigoroso. Esse caso mais crítico é com as excitações máximas, onde o simulador apresenta as maiores acelerações, velocidades e deslocamentos e, portanto, onde a suspensão ativa tende a ter o pior desempenho. Assim, não existe a necessidade de se levantar essa função de transferência em duas amplitudes de excitação, mas apenas para a maior amplitude de excitação que é o caso crítico para o controlador. Naturalmente, como em malha fechada o sistema terá ganhos menores na sua resposta em frequência, as amplitudes máximas de cada ensaio deverão ser menores que as dos ensaios anteriores. Essas amplitudes máximas serão determinadas empiricamente para cada frequência pelo mesmo procedimento dos demais ensaios no levantamento experimental das características do simulador.

Karnopp (1986) também propõe uma função de transferência para a massa não suspensa de uma suspensão ativa, com características análogas. Embora a massa não suspensa não seja controlada diretamente, essa função de transferência serve como uma referência para se avaliar posteriormente o desempenho da suspensão. Na Equação 15 pode-se verificar a função de transferência ideal para uma suspensão ativa proposta para a massa não suspensa.

$$\frac{v_{mns}}{v_s} = \frac{1}{\left(\frac{M_{ns}}{K_{ns}}.s^2 + \sqrt{\frac{2.M_{ns}}{K_{ns}}}.s + 1 \right)} \qquad ...(13)$$

Adaptando-se essa função de transferência para a posição e substituindo os valores das constantes do modelo teórico, da mesma forma que foi feito para a massa suspensa, tem-se a função de transferência ideal para a massa não suspensa como na Equação 16.

$$\frac{x_{ms}}{x_s} = \frac{1}{4{,}0000.10^{-4}.s^2 + 2{,}8284.10^{-2}.s + 1} \qquad ...(14)$$

Mostra-se na Figura 25 o diagrama de Bode dessa função de transferência.

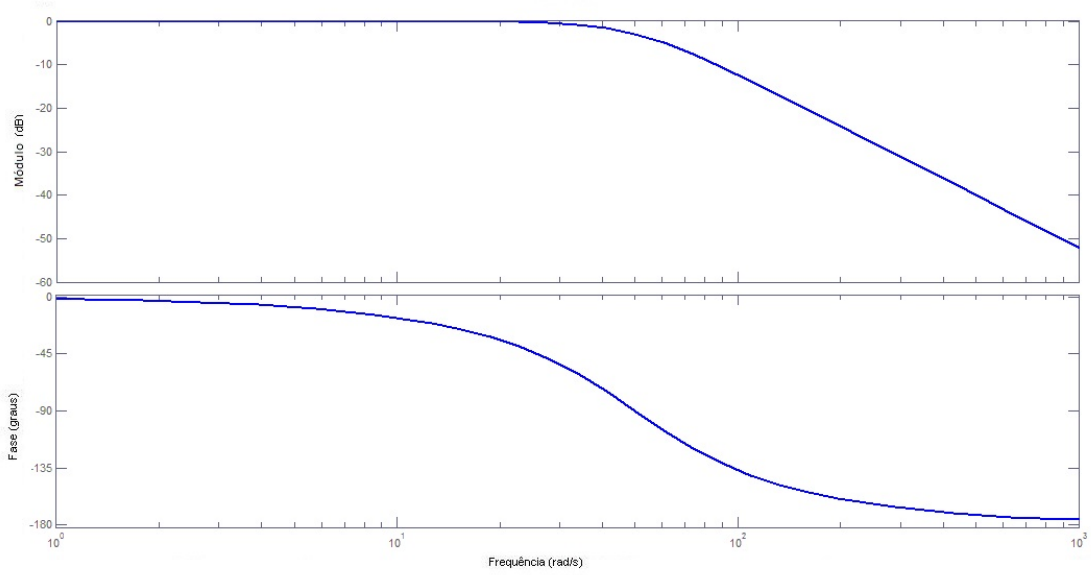

Figura 25. Diagrama de bode da função de transferência $X_{mns}(s)/ X_s$ ideal.

Pode-se verificar que o comportamento dessa função de transferência é similar a aquela para a massa suspensa, destacando-se a diferença de grau.

Por fim, será avaliado se o esforço de controle está de acordo com os limites determinados por seu fabricante e se o impacto da variação do ganho do controlador no esforço de controle e no desempenho da suspensão ativa, de acordo com os critérios anteriormente mencionados.

4 APLICAÇÃO

Essa seção descreve o estudo de caso realizado com a aplicação experimental do método proposto. Essa é dividida em três subseções, Coleta de Dados, Projeto do Controlador e Análise dos Resultados.

A Coleta de Dados descreve as medições obtidas nos ensaios destinados a conhecer experimentalmente a dinâmica do simulador.

O Projeto do Controlador descreve a aplicação do método QFT proposto e o controlador obtido.

A Análise dos Resultados apresenta os dados obtidos do simulador quando operando sob a estratégia de controle proposta, assim como o significado desses dados conforme os critérios de desempenho definidos.

4.1 Coleta de dados

A coleta de dados, que foi executada de acordo com os procedimentos descritos na metodologia, revelou as características do simulador necessárias para o projeto do controlador. Em cada ensaio foi calculada a resposta em frequência do simulador em termos de módulo e fase, que depois foram representadas em diagramas de Bode e digramas de Nichols.

A coleta de dados pode ser divida em duas etapas, a etapa com excitação pelo solo e a etapa com excitação pelo atuador. Cada uma dessas etapas ainda pode ser dividida em mais duas etapas, a etapa com excitação mínima e a etapa com excitação máxima, que representam a menor excitação suficiente para tirar o simulador da imobilidade e a maior antes de colocar o simulador em uma condição de limite seguro, respectivamente.

4.1.1 Excitação pelo solo

Essa etapa de ensaios se destina à coleta dos dados da resposta em frequência função de transferência $X_{ms}(s)/ X_s(s)$, que representa a sensibilidade da suspensão a perturbações provenientes do solo.

4.1.1.1 Excitações mínimas

Mostra-se na Figura 26 a resposta em frequência do simulador levantada nessa etapa de testes por meio de um diagrama de Bode.

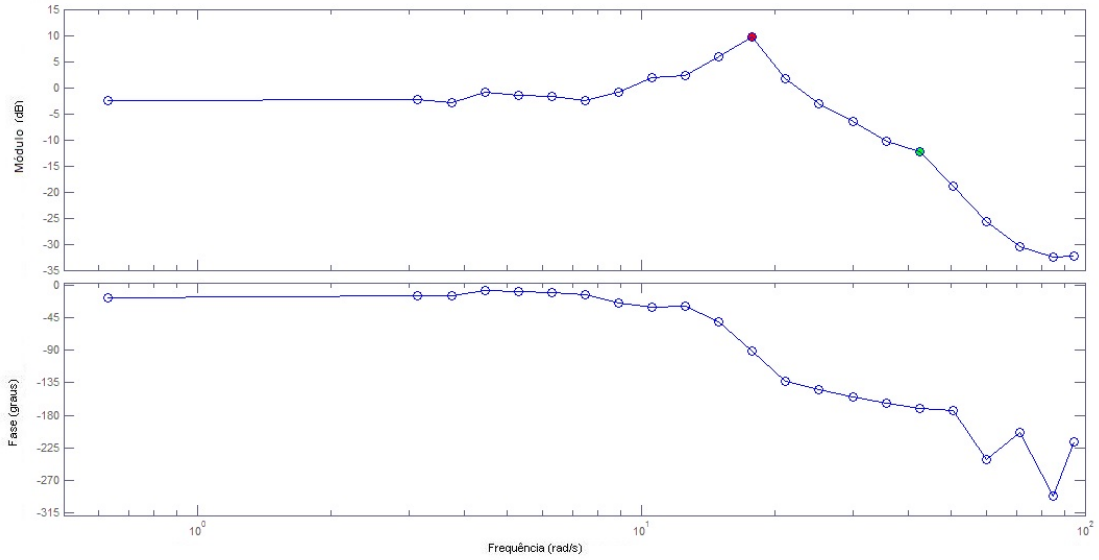

Figura 26. Diagrama de Bode da Posição da Massa Suspensa Com Excitação Pelo Solo 1.

As amplitudes de excitação mostram os valores medidos de excitação e não os valores requisitados ao simulador por meio de seus ajustes. Assim foi possível não considerar a dinâmica do atuador da plataforma do solo na dinâmica do simulador mensurada pelo ensaio, visto que a variável controlada tem seus valores averiguados. Naturalmente, a dinâmica do sensor que mede a variável controlada está implícita no ensaio. Seria desejável impor amplitudes maiores nos ensaios de frequência elevada para atender o critério definido de excitação mínima, no entanto se isso fosse feito seria impossível aumentar ainda mais essas amplitudes para o ensaio com amplitude máxima devido às limitações do equipamento. O erro decorrente dessa excitação mais baixa é a favor da segurança, pois impõe uma incerteza mais elevada.

Pode-se notar o pico de ganho decorrente da ressonância da massa suspensa, destacado em vermelho, em aproximadamente 18 rad/s. Pode-se perceber também a frequência de ressonância da massa não suspensa, destacado em verde, que afetou sutilmente a massa suspensa em aproximadamente 42 rad/s. O erro decorrente da baixa amostragem em frequência também é notório nas mudanças súbitas no comportamento da curva.

Uma constatação importante é que o ganho do sistema para frequências baixas é menor que 0dB. Isso não seria possível em uma suspensão real devido ao acoplamento mecânico entre o automóvel e o solo, no entanto, no caso do simulador a massa suspensa corre apoiada em quatro guias, cujo contato gera a presença de atritos de Coulomb, que causam dissipação de energia mesmo em frequências muito baixas. A consequência disso é que o simulador têm ganhos algumas vezes inferiores ao limite teórico para suspensões. O mesmo ocorre com a fase, que deveria ser próxima de zero para frequências baixas, mas nos ensaios realizados apresentou valores menores.

4.1.1.2 Excitações máximas

Mostra-se na Figura 27 a resposta em frequência do simulador levantada nessa etapa de testes por meio de um diagrama de Bode.

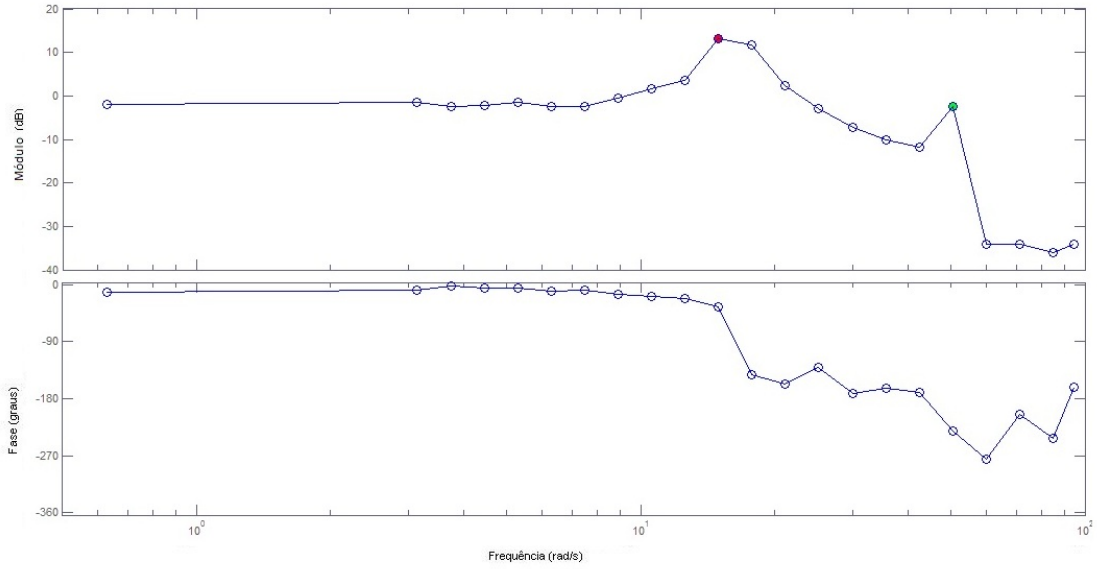

Figura 27. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo solo 2.

Assim como nos ensaios de amplitude mínima, seria desejável maiores amplitudes nos ensaios de frequência elevadas, que foi impossível devido à limitações do atuador da plataforma do solo. Com exceção da frequência de ressonância da massa não suspensa, todas as demais amplitudes foram as máximas possíveis para esse atuador.

Pode-se verificar que o comportamento do simulador com essa excitação máxima se distingue do comportamento com a excitação mínima. O efeito da ressonância da massa não

suspensa na posição da massa suspensa, que pode ser visto destacado em verde, foi mais evidente, em torno de 50 rad/s. O pico decorrente da frequência de ressonância da massa suspensa, que pode ser visto destacado em vermelho, ocorreu na frequência de, 15 rad/s, embora o ganho em 18 rad/s, que corresponde ao pico no ensaio com excitação mínima, tenha um valor de ganho próximo.

A característica da fase não nula e do ganho não unitário para baixas frequências foram novamente evidentes durante esse ensaio.

4.1.1.3 Efeito das excitações máximas na massa não suspensa

Esses dados foram coletados simultaneamente com os dados anteriores para a massa suspensa, configurando um único ensaio e com os mesmos critérios. Assim as excitações foram as mesmas e a variável medida também foi a posição, só que nesse caso a posição da massa não suspensa.

Esses dados são irrelevantes para o projeto do controlador, mas são importantes para a análise de desempenho que irá comparar esses deslocamentos em malha aberta com os deslocamentos em malha fechada. A fase não foi levada em consideração, já que ela é irrelevante para essa comparação.

Mostra-se na Figura 28 o diagrama de Bode da posição da massa não suspensa do simulador pela posição do solo, omitindo-se a fase, que foi desconsiderada.

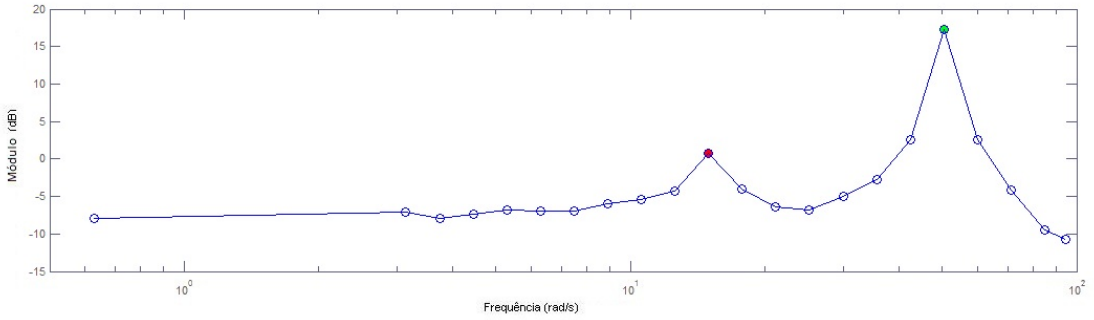

Figura 28. Diagrama de bode da posição da massa não suspensa com excitação pelo solo.

Nota-se um comportamento bem distinto para a massa não suspensa com em comparação a massa suspensa, como era esperado, devido ao diferente acoplamento mecânico com o solo.

Uma questão notável no comportamento da posição da massa não suspensa quando excitada pelo solo são os ganhos pouco elevados em frequências baixas, onde o modelo teórico espera que esse ganho fosse 0 dB. A explicação disso é a presença evidente de atritos de Coulomb entre essa massa e a sua guia, que não existiria em uma suspensão real. Esse fenômeno é mais evidente na massa não suspensa que na massa suspensa.

O efeito da ressonância da massa suspensa nessa massa é visível na frequência de aproximadamente 15 rad/s, com o ponto destacado em vermelho. Mas o pico decorrente da ressonância da massa não suspensa é superior, e pode ser visto destacado em verde, na frequência de aproximadamente 50 rad/s. Portanto, como era esperado, as ressonâncias se dão nas mesmas frequências que na massa suspensa.

4.1.1.4 Comparação das respostas do simulador excitado pelo solo

Mostra-se na Figura 29 os diagramas de Bode sobrepostos do comportamento do simulador excitado pelo solo com diferentes amplitudes.

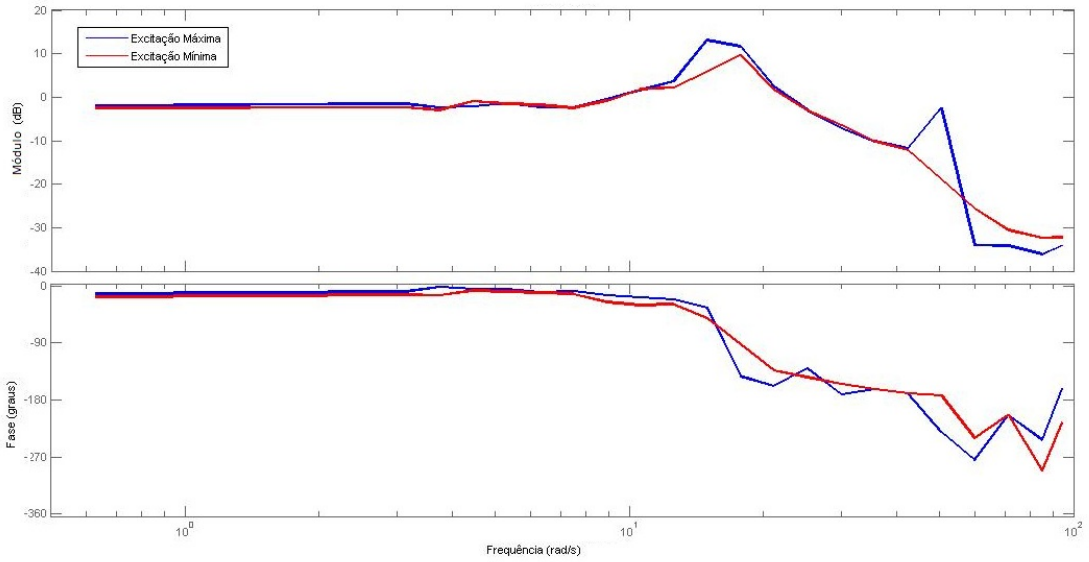

Figura 29. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo solo 3.

Pode-se notar que, de uma forma geral, as respostas em frequência do simulador são similares para ambas as excitações, sendo as maiores divergências durante as ressonâncias. O objetivo do mapeamento do comportamento do simulador excitado pelo solo é avaliar o efeito

das perturbações provenientes do mesmo sobre a dinâmica da suspensão. Portanto, apenas o caso mais crítico deve ser considerado. Mostra-se na Figura 30 o caso mais crítico.

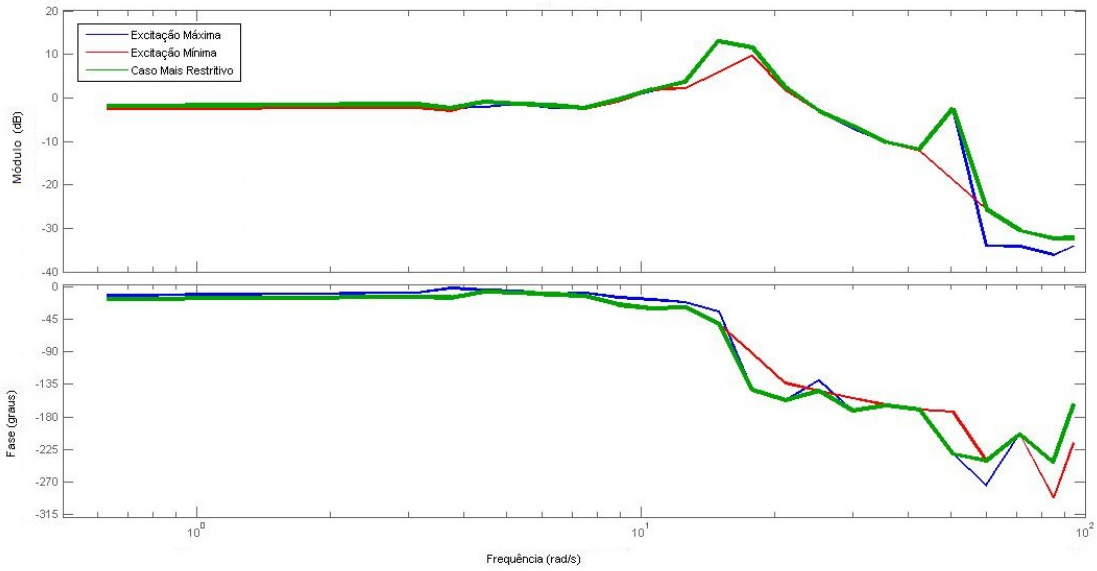

Figura 30. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo solo 4.

De uma forma geral, apenas utilizar a curva resultante da excitação máxima seria uma boa aproximação para o caso mais restritivo, visto que o ganho dessa curva é mais elevado para a maioria das frequências. Ainda assim, de forma a aproveitar a informação obtida, o ganho em módulo do caso mais restritivo é o fator que pondera o critério de restrição de desempenho para as barreiras de rejeição de perturbações.

4.1.2 Excitação pelo atuador

Essa etapa de ensaios se destina à coleta dos dados da resposta em frequência da função de transferência $X_{ms}(s)/F_a(s)$, que representa o efeito do atuador na suspensão. Esses são os dados que fornecem as incertezas e a curva característica do simulador de suspensão no diagrama de Nichols para o projeto via QFT.

4.1.2.1 Excitações mínimas

Mostra-se na Figura 31 a resposta em frequência do simulador levantada nessa etapa de testes por meio de um diagrama de Bode.

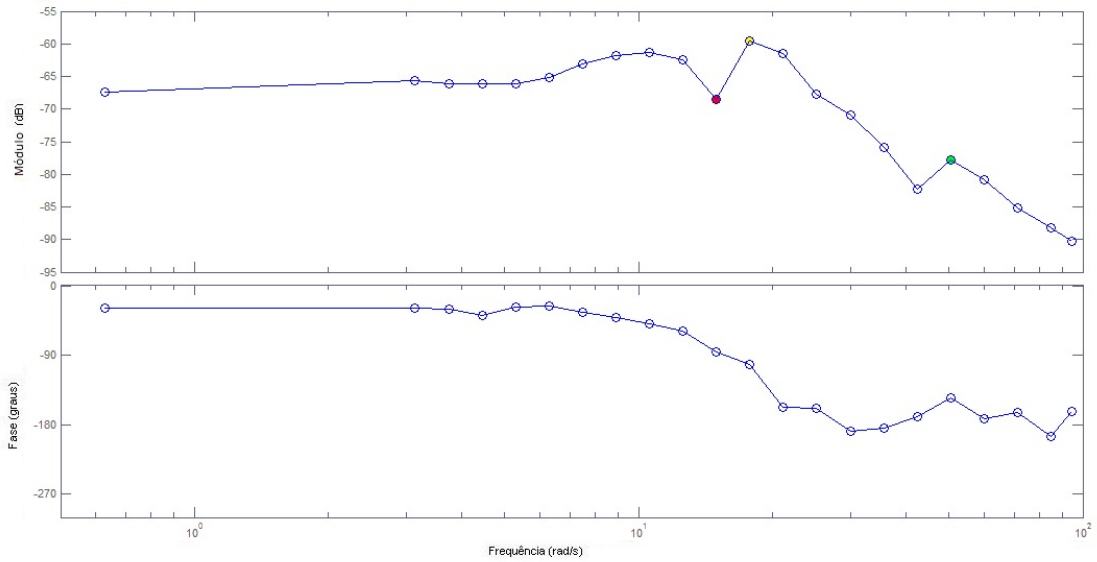

Figura 31. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo atuador 1.

Uma característica notável desse ensaio em comparação aos ensaios com excitação pelo solo, é que as amplitudes mínimas de excitação são maiores nas frequências elevadas. Isso se deve ao fato que o atuador não tem a mesma limitação de amplitude máxima que o atuador da plataforma do solo. Os valores apresentados para as amplitudes de excitação são os impostos. Assim, a dinâmica do circuito que impõe a tensão do atuador está implicitamente presente na dinâmica do simulador coletada pelos ensaios experimentais. Isso é desejável do ponto de vista de controle, já que essa dinâmica também estará inevitavelmente presente no laço de realimentação do controlador.

Pode-se notar que os ganhos medidos são bastante baixos, isso é coerente com as unidades utilizadas, visto que os deslocamentos estão na ordem de grandeza de milímetros, enquanto que a unidade da função de transferência é m/V.

Nota-se também que houve um acoplamento mais evidente da ressonância da massa não suspensa na posição da massa suspensa, destacada em verde. Esse comportamento diverge do medido com excitação pelo solo, onde não houve um acoplamento perceptível com as excitações mínimas. A frequência de ressonância da massa não suspensa se deu em cerca de 50 rad/s, igual ao ensaio com excitação pelo solo de amplitude.

Houve uma ocorrência interessante nesses testes, que foi a queda súbita do ganho logo antes da pico de ganho que normalmente é associado à ressonância, que se deu em torno de 18 rad/s e pode ser visto destacado em amarelo. Na realidade, a frequência de ressonância da

massa suspensa nesse ensaio está em cerca de 15 rad/s, justamente no vale de ganho, que pode ser visto destacado em vermelho. Isso se deve ao fato de que as amplitudes de excitação foram diferentes para essas frequências, conforme a determinação empírica de qual é a mínima amplitude que tira o sistema da imobilidade. Assim a amplitude de excitação em 15 rad/s não foi suficiente para tirar o sistema da imobilidade na frequência de 18 rad/s, e portanto, não foi a amplitude mínima para esse ensaio. Mas como a resposta em frequência do sistema depende da excitação, o ganho calculado em 15 rad/s com a excitação de 0,8 Volts foi menor que o calculado em 18 rad/s com excitação de 1 volt. Essa ocorrência mostra que o método de coleta de dados pode apresentar resultados que dissimulam as frequências de ressonância do sistema. Isso já era esperado, visto que levantar as características do sistema com amplitude de excitação variável em um sistema cuja resposta depende dessa amplitude obviamente pode causar efeitos do gênero. Isso não é uma falha do método, pois o objetivo desse não é obter uma estimativa da função de transferência precisamente. O objetivo do método é obter as respostas em frequência mais extremas entre as possíveis respostas que compõem a resposta incerta do gabarito de incertezas, que inclui as não linearidades. Assim essa resposta do sistema menos elevada na frequência de ressonância é útil para o projeto do controlador, pois ela carrega uma informação que realmente faz parte das características da planta.

A fase mostrou características similares aos ensaios anteriores, incluído o fato de ela não ser quase nula para baixas frequências.

4.1.2.2 Excitações máximas

Nesse ensaio as amplitudes máximas para as frequências de excitação mais rápidas chegaram perto do limite do atuador, que é 39,2 Volts segundo o fabricante do simulador. O fato de que o atuador consegue exercer um esforço suficiente para colocar o simulador em uma situação de limite de segurança em toda faixa de frequências de interesse mostra que o esforço de controle não é um fator limitante para o projeto do controlador desse simulador.

Mostra-se na Figura 32 a resposta em frequência do simulador levantada nessa etapa de testes por meio de um diagrama de Bode.

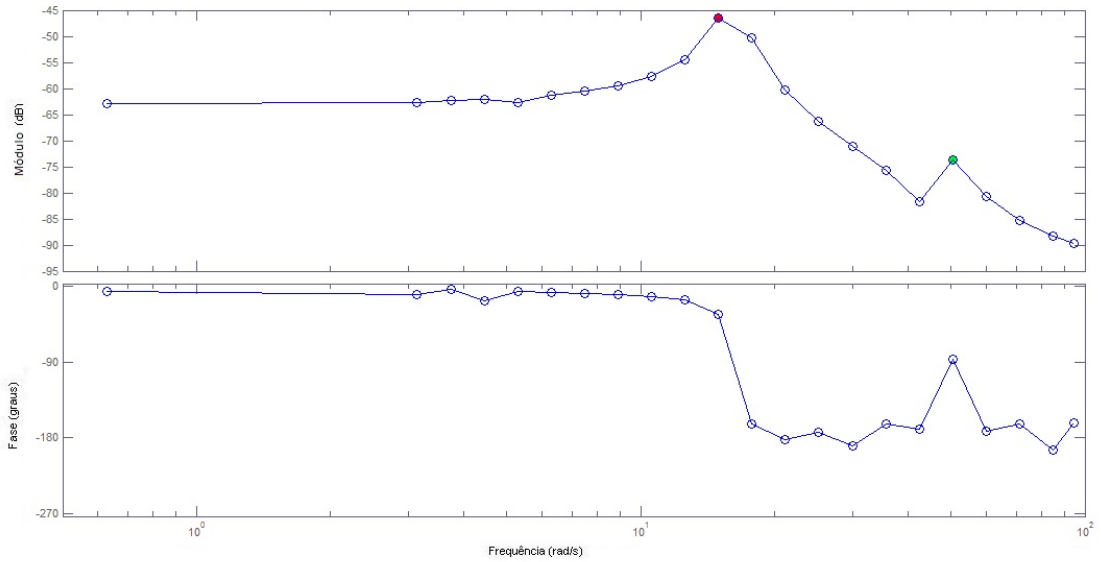

Figura 32. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo atuador 2.

Pode-se verificar que, de uma forma geral os ganhos nesse ensaio são superiores aos ensaio com excitações mínimas, fato decorrente das não linearidades do simulador. As frequências de ressonância da massa suspensa e da massa não suspensa foram, respectivamente, 15 rad/s e 50 rad/s, e estão destacadas em vermelho e verde.

Uma característica de destaque é que a fase tem um aumento significativo na frequência de ressonância da massa não suspensa. Essa característica pode ser notada também no ensaio com excitações mínimas, embora menos evidente.

4.1.2.3 Comparação das respostas do simulador excitado pelo atuador

Mostra-se na Figura 33 os diagramas de bode sobrepostos do comportamento do simulador excitado pelo atuador com diferentes amplitudes.

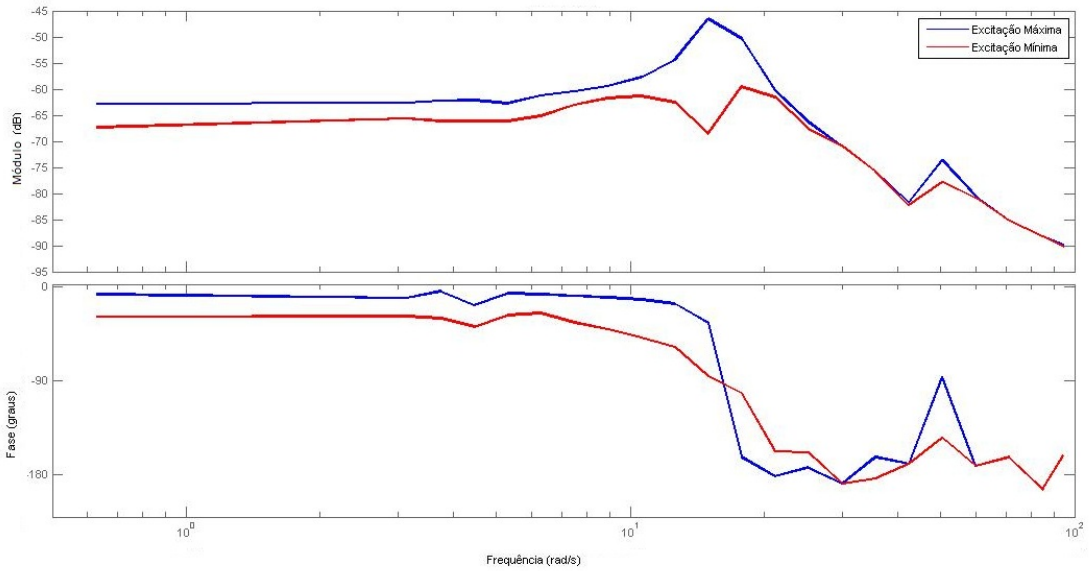

Figura 33. Diagrama de bode da posição da massa suspensa com excitação pelo atuador 3.

Pode-se verificar a evidente diferença no ganho entre as duas curvas. A fase também apresenta uma diferença considerável para as baixas frequências. Mas, de uma forma geral, os curvas apresentam uma forma similar.

O espaçamento entre essas curvas representa as incertezas que serão utilizadas para o projeto do controlador. Nesse caso não faz sentido se definir um caso mais restritivo, pois a restrição está justamente nas diferenças entre as medidas de módulo e fase em cada uma das frequências. A planta nominal adotada é, conforme determinado na metodologia, a obtida pela excitação mínima. Essa planta nominal deve ter tipicamente, os menores ganhos e as menores fases, embora isso não afete o projeto QFT se devidamente considerado. Pode-se observar que essas características são encontradas no ganho da planta obtida com a excitação mínima, mas não na fase da mesma planta. O fato de a planta nominal não ter sempre as menores fases não causa nenhum problema na aplicação do método.

4.2 Projeto do controlador

O projeto do controlador, que foi realizado de acordo com os procedimentos descritos, obtém por via da técnica QFT uma função de transferência que permite controlar o simulador de suspensão.

Esse procedimento é dividido em cinco etapas: Determinação do Gabarito de Incertezas, Determinação das Barreiras de Estabilidade Robusta, Determinação das Barreiras de Rejeição de Perturbações, Intersecção das Barreiras e Determinação da Função de Transferência do Controlador.

4.2.1 Determinação do gabarito de incertezas

Apenas colocando os pontos de módulo e de fase, coletados com a excitação pelo atuador, no diagrama de Nichols obtém-se o gabarito de incertezas para o projeto. Mostra-se através da Figura 34 esse gabarito de incertezas.

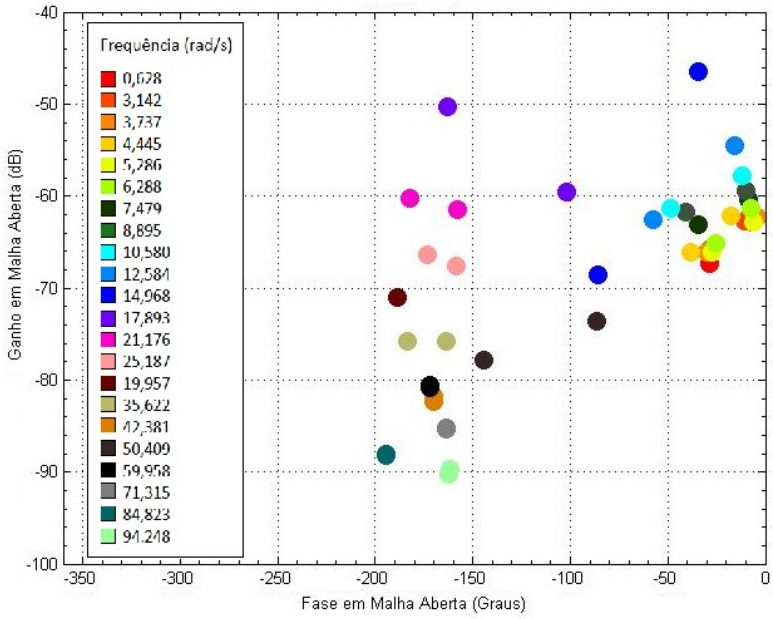

Figura 34. Gabarito de incertezas do simulador

O gabarito de incertezas em questão é rudimentar, visto que cada frequência contém apenas 2 pontos. No entanto, como esses pontos contém justamente os casos mais extremos do comportamento do simulador, admite-se que eles serão suficientes para o projeto.

4.2.2 Determinação das Barreiras de Estabilidade Robusta

Para obterem-se as barreiras de estabilidade robusta basta deformar a barreira gerada pelo parâmetro M com esse gabarito de incertezas. Na Figura 35 mostram-se as barreiras de estabilidade robusta decorrentes desse processo, para um parâmetro M de 1,001.

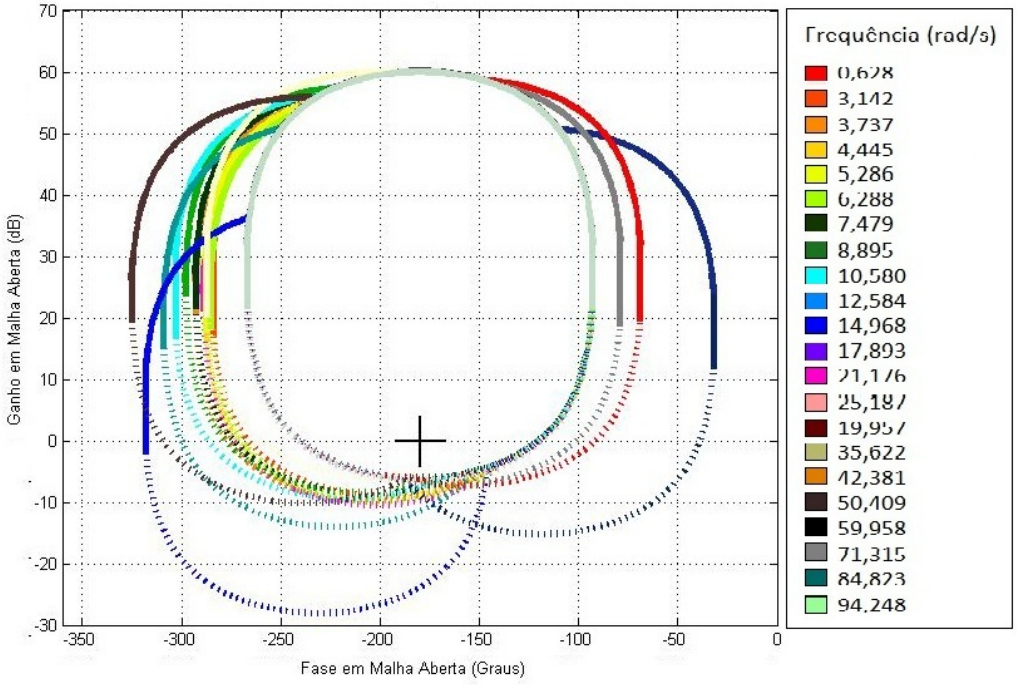

Figura 35. Barreiras de estabilidade robusta.

Pode-se perceber que para um projeto dessa complexidade é complicado se visualizar todas as barreiras com clareza em um único diagrama de Nichols, visto que as barreiras de diferentes frequências se sobrepõem em alguns trechos. É mais razoável que a comparação da curva do sistema em malha aberta com as barreiras seja feita para cada frequência isoladamente. Isso é fácil utilizando recursos computacionais para o projeto, já que em um ambiente virtual as curvas podem ser omitidas a qualquer momento.

4.2.3 Determinação das barreiras de rejeição de perturbações

Para o parâmetro δ foi adotado o valor de 1000. No entanto, esse parâmetro deve ser mais rigoroso quando o ganho do sistema para as perturbações for maior. Portanto, para se

conseguir um parâmetro δ mais adequado foi adotado o uso de um parâmetro δ variável em função da frequência obtido através da multiplicação da constante 1000 pelo ganho em módulo da função de transferência estimada $X_{ms}(s)/ X_s$ em seu caso mais restritivo. O parâmetro δ obtido dessa forma é:

Frequência (rad/s)	Módulo da Resposta Para Excitação Máxima	Módulo da Resposta Para Excitação Mínima	Parâmetro δ
0,628	0,799	0,748	799
3,142	0,835	0,760	835
3,737	0,760	0,714	760
4,445	0,785	0,899	899
5,286	0,852	0,839	852
6,288	0,762	0,817	817
7,479	0,765	0,753	765
8,895	0,954	0,910	954
10,58	1,202	1,233	1233
12,584	1,523	1,289	1523
14,968	4,510	1,956	4510
17,893	3,825	3,024	3825
21,176	1,314	1,221	1314
25,187	0,711	0,698	711
19,957	0,436	0,478	478
35,622	0,309	0,308	309
42,381	0,256	0,245	256
50,409	0,750	0,113	750
59,958	0,020	0,052	52
71,315	0,020	0,030	30
84,823	0,016	0,024	24
94,248	0,020	0,024	24

Nota-se que essa operação tornou a parâmetro δ menos restritivo em frequências que o ganho do simulador para perturbações provenientes do solo é menor que 1. De forma análoga, o parâmetro δ ficou mais restritivo em frequências em que o ganho do simulador é superior a 1, nas redondezas da frequência de ressonância da massa suspensa.

No entanto, esse parâmetro δ ainda é excessivamente restritivo para a frequência de 0,628 rad/s (0,1 Hz). Para frequências muito baixas, uma suspensão veicular apresenta uma resposta em frequência próxima de 1 devido a sua característica de acoplamento mecânico. Assim sendo, seria um desperdício de esforço de controle um parâmetro δ tão rigoroso para

essa frequência. Portanto foi adotado que para apenas essa frequência ao invés de usar a constante 1000 para se obter o parâmetro δ se deve utilizar uma constante 20.

Assim, o parâmetro δ adotado foi:

Frequência (rad/s)	Parâmetro δ
0,628	16
3,142	835
3,737	760
4,445	899
5,286	852
6,288	817
7,479	765
8,895	954
10,58	1233
12,584	1523
14,968	4510
17,893	3825
21,176	1314
25,187	711
19,957	478
35,622	309
42,381	256
50,409	750
59,958	52
71,315	30
84,823	24
94,248	24

Mostra-se na Figura 36 as barreiras de rejeição de perturbação obtidas com esse parâmetro δ e deformadas pelo gabarito de incertezas.

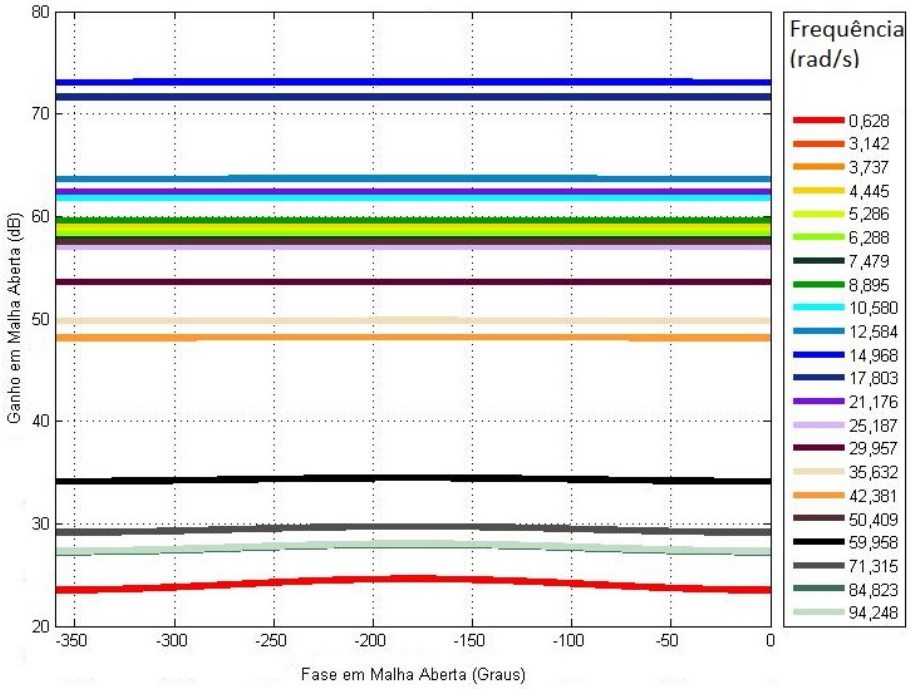

Figura 36. Barreiras de rejeição de perturbações.

Pode-se observar que, ao contrário das barreiras de estabilidade robusta, essas barreiras de rejeição de perturbações são mais facilmente identificáveis no diagrama de Nichols, devido a sua forma. O gabarito de incertezas não distorce a forma dessas barreiras como faz para as barreiras de estabilidade robusta, isso se deve a característica das barreiras de rejeição de perturbações de possuir formato semelhante a retas de ganho de malha aberta, susceptíveis ao mesmo tipo de deformação ao longo de seus pontos.

4.2.4 Intersecção das barreiras

Mostra-se na Figura 37 as barreiras obtidas pela intersecção das barreiras do projeto.

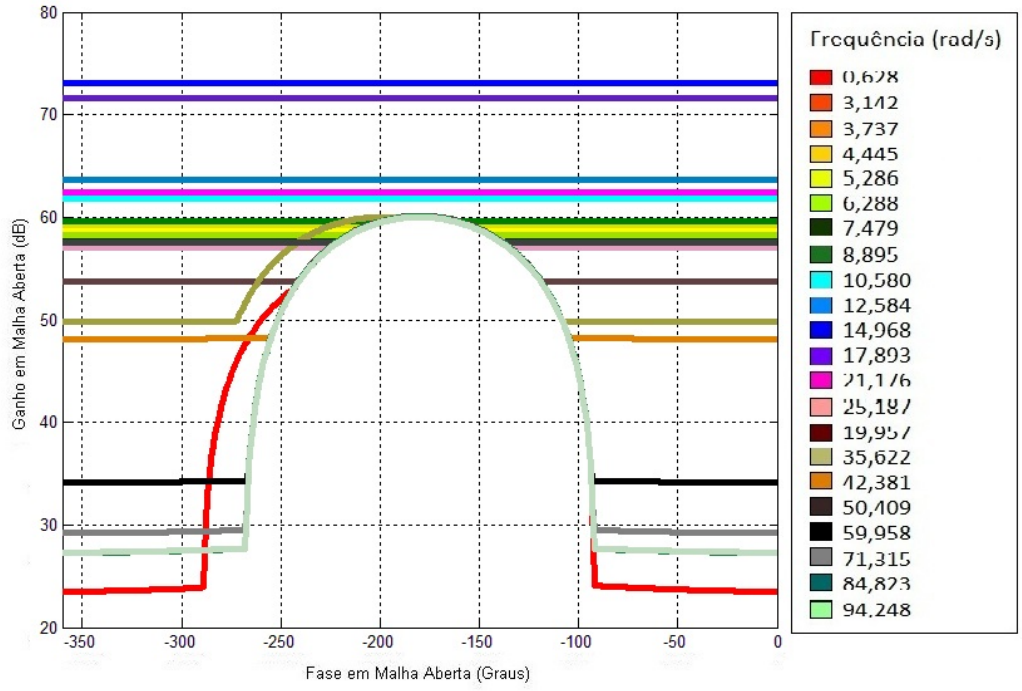

Figura 37. Intersecção das barreiras

Esse conjunto de barreiras no diagrama de Nichols contém todas as especificações de projeto determinadas. Pode-se verificar que novamente a quantidade de barreiras torna difícil uma análise simultânea, tornando mais viável que as barreiras sejam consideradas isoladamente.

4.2.5 Determinação da função de transferência do controlador

Para uma análise mais detalhada dos requisitos de projeto demonstrados pela intersecção das barreiras, que são mostrados na Figura 37, pode-se dividir as barreiras em três faixas de frequência, que contém requisitos distintos. Essa divisão guia o projeto buscando o comportamento adequado da função de transferência do controlador para cada frequência considerada.

Mostra-se na Figura 38 uma comparação dos dados estimados de $X_{ms}(s)/ X_s(s)$ para o caso mais extremo com a função de transferência ideal proposta por Karnopp (1986).

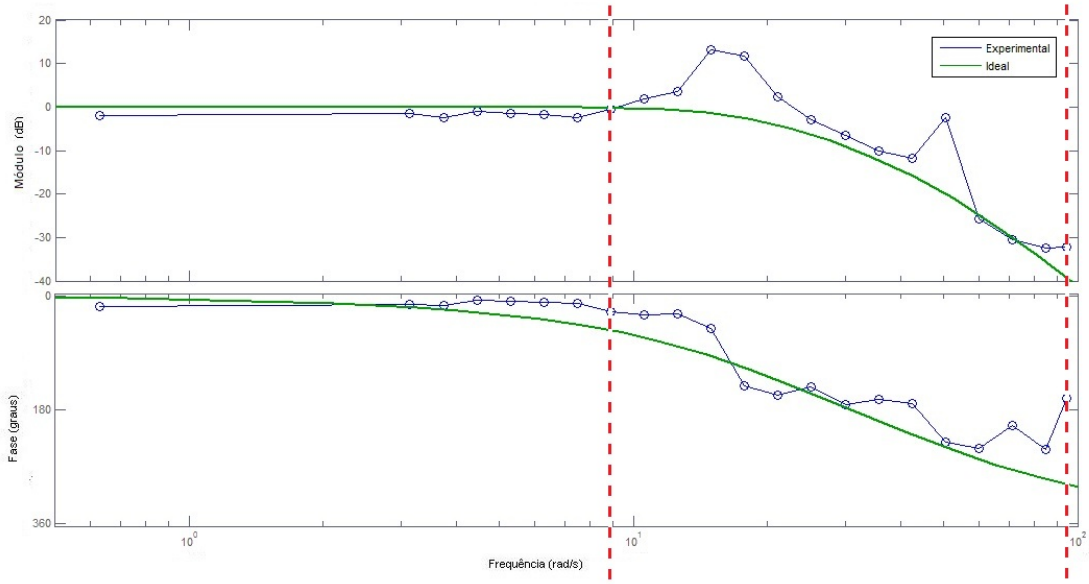

Figura 38. Comparação entre a estimativa experimental e a proposta ideal de X_{ms}/ X_s.

Nota-se que, na faixa de frequências que contempla as frequências de ressonância o simulador está distante da função ideal proposta por Karnopp (1986). As demais faixas de frequência são separadas pelas linhas vermelhas.

Na primeira faixa de frequência, que contém as frequências com excitações mais lentas, o ganho apresentado pelo simulador já é satisfatoriamente baixo em relação à função de transferência ideal. Portanto, é desejado que o controlador apresente um ganho baixo nessa faixa de frequências, de forma a não desperdiçar esforço de controle onde ele não é necessário.

Na segunda faixa de frequências, o simulador tem um ganho acima do ideal e, portanto é a faixa em que o controlador deve atuar. Assim sendo, o controlador deve apresentar um ganho mais elevado nessas frequências.

Por fim, a terceira faixa de frequências contempla as frequências além da faixa de interesse definida para o problema de controle. Não existe evidencia de que o sistema em malha aberta tenha um ganho menos elevado que a função de transferência ideal adotada. No entanto, os ensaios realizados mostram que a sensibilidade do sistema a perturbações provenientes do solo para essas frequências é pequena, como se pode verificar na Figura 30. Logo, não existe necessidade de que o controlador atue intensamente nessas frequências, ainda que o simulador tenha ganhos mais elevados que a função de transferência ideal.

Considerando a característica apontada para o controlador de possuir ganhos mais elevados na parte central da faixa de frequências de interesse, uma proposta para a função de transferência do controlador é similar a um filtro passa faixa:

$$\mathrm{C} = \mathrm{K}.\,\mathrm{ft1(s)}.\,\mathrm{ft2(s)} \qquad \ldots(15)$$

em que

$$ft1(s) = \left(\frac{s}{s+a}\right)^n \qquad ft2(\mathrm{s}) = \left(\frac{1}{s+b}\right)^m$$

sendo “a” e “b” constantes numéricas no domínio dos números reais, que definem as frequências das inflexões no comportamento da função de transferência do controlador. E sendo “n” e “m” constantes numéricas no domínio dos números inteiros positivos, que definem o grau de suas respectivas parcelas da função de transferência do controlador.

O valor de “b” foi adotado com 94, visto que a frequência de aproximadamente 94 rad/s é o limite definido para a faixa de frequências de interesse, onde passa a segunda linha divisória vermelha no diagrama de Bode mostrado em Figura 38.

Os valores de “a”, “n”, “m” e K foram determinados empiricamente pelo diagrama de Nichols, através da verificação do comportamento da função de transferência do sistema em malha aberta, sobreposto com as barreiras especificadas, conforme o procedimento típico para um projeto via QFT. Os valores determinados formam: a = 1, n = 4, m = 2 e K = 8.10^5. Fora isso, o ainda foi identificada a necessidade de um diferenciador para que o controlador atendesse aos requisitos determinados pelas barreiras.

Assim, a função de transferência do controlador projetado é

$$\mathrm{C} = \; 8.10^5.\mathrm{s}.\left(\frac{s}{s+1}\right)^4.\left(\frac{1}{s+94}\right)^2 \; = \; \frac{8.10^5.s^5}{(s+1)^4.(s+94)^2} \qquad \ldots(16)$$

ou

$$\mathrm{C} \; = \; \frac{8.10^5.s^5}{s^6 + 192.s^5 + 9594.s^4 + 36476.s^3 + 53769.s^2 + 35532.s + 8836}$$

Mostra se na Figura 39 o diagrama de Nichols da planta sem o controlador.

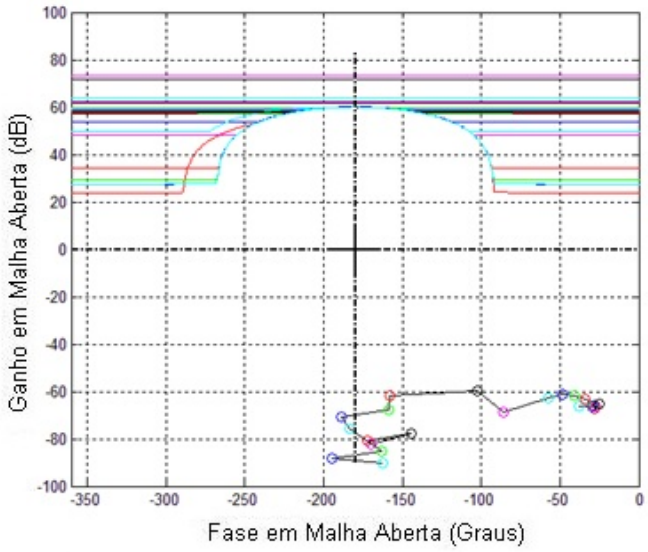

Figura 39. Diagrama de Nichols da suspensão antes do controlador.

Pode-se notar que, com apenas a planta compondo o sistema em malha aberta os ganhos são consideravelmente inferiores aos necessários para atender as barreiras.

Mostra-se na Figura 40 o diagrama de Nichols que deu origem à função de transferência do controlador, com as barreiras e o comportamento do sistema em malha aberta, sendo o sistema já composto da planta e o controlador.

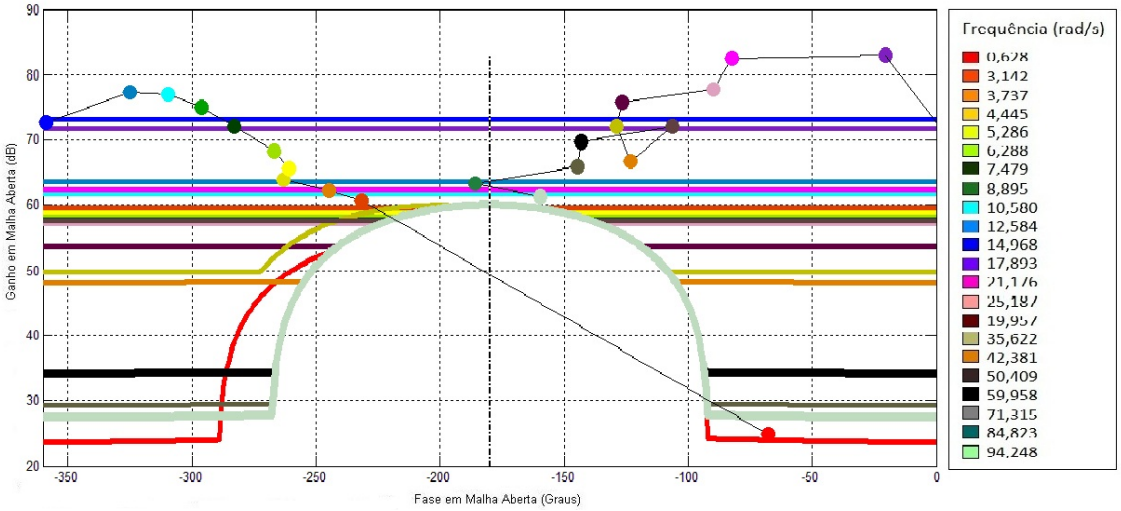

Figura 40. Projeto via QFT.

Pode-se verificar que todos os pontos respeitam suas respectivas barreiras, garantindo-se, portanto, que o simulador controlado por essa estratégia atende aos requisitos propostos. A discretização é visível mas não é um problema, visto que as barreiras já a consideram.

Existem duas questões notáveis nesse diagrama de projeto. Esses pontos não representam violações, mas sim frequências em que o sistema atende as especificações com menor margem de segurança. O projeto QFT considera diversas margens de segurança que permitem que o controlador projetado atenda aos requisitos de projeto mesmo com tais questões. Porém, como a técnica QFT envolve questões empíricas, é importante considerar esses pontos para o caso de que as margens de segurança não sejam suficientes, pois assim pode-se aproveitar o restante do projeto, atuando-se apenas nesses pontos.

A primeira questão notável se refere aos pontos entre a frequência de 0,628 rad/s e 3,142 rad/s. Embora esses dois pontos respeitem suas barreiras, o comportamento entre esses, que é estimado por uma interpolação linear, entra na região que seria proibida para ambos os pontos extremos, que deram origem à interpolação. A interpolação linear é representativa nesse caso, porque a fase da planta é praticamente constante nessa faixa e o comportamento do controlador tem uma variação praticamente linear nessa faixa, conforme pode ser visto na Figura 41. Assim, se a margem de segurança não for suficiente para compensar a amostragem em frequência, pode ser que os pontos do comportamento do sistema que estão entre esses dois pontos, e não foram amostrados, apresentem uma resposta inadequada para os requisitos de projeto.

A segunda questão notável se refere ao ponto de frequência 14,968 rad/s, que chega perto de infringir sua respectiva barreira. Essa frequência é a que apresenta a maior restrição de ganho, justamente por ser a frequência de maior sensibilidade da massa suspensa do simulador a perturbações provenientes do solo. Atender a barreira marginalmente não configura uma violação dos critérios de projeto e, além disso, com todas as margens de segurança incluídas no projeto é provável que mesmo uma pequena violação não comprometesse os resultados desse controlador para esse problema de controle.

Mostra-se na Figura 41 o diagrama de Bode da função de transferência do controlador.

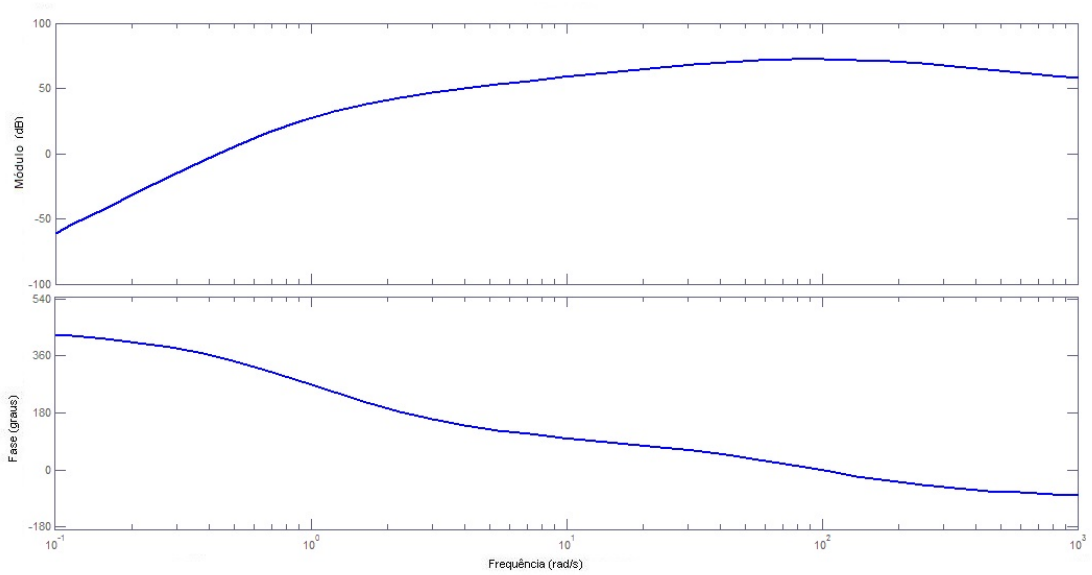

Figura 41. Diagrama de bode da função de transferência do controlador.

Nota-se que os ganhos são elevados, o que se deve às unidades utilizadas, nesse caso V/m, e é o mesmo motivo pelo qual os dados experimentais da função de transferência $X_{ma}(s)/ Fa(s)$, em m/V, apresentaram ganhos pequenos.

Pode-se notar que o digrama de Bode da função de transferência do controlador não demonstra sua capacidade do mesmo de atender às especificações de projeto de forma tão clara quanto o diagrama de Nichols, no qual se deu o projeto.

4.3 Análise dos resultados

Essa seção apresenta os resultados do controlador projetado no aspecto de aprimorar o desempenho da suspensão ativa.

Considerando que a função de transferência teórica que descreve o comportamento do simulador não é representativa, e que o projeto foi realizado exclusivamente com dados experimentais, não cabe ao trabalho uma avaliação por simulações computacionais. O desempenho da suspensão ativa proposta é avaliado com os mesmos dados experimentais que foram utilizados em seu projeto.

Essa subseção pode ser dividida em cinco partes.

A análise harmônica da posição da massa suspensa avalia o desempenho da suspensão ativa com o mesmo método de coleta de dados que foi aplicado para o projeto do controlador.

Nessa parte é mostrada a comparação com a função de transferência ideal proposta por Karnopp (1986).

A análise harmônica da posição da massa não suspensa aplica o mesmo método para avaliar a manutenção ou melhora da segurança da suspensão ativa.

A Análise Transitória demonstra o ganho de conforto e segurança da suspensão ativa em comparação com a suspensão passiva a partir da sobreposição de suas curvas.

A Análise do Ganho avalia a dimensão do esforço de controle do método e o efeito de se aumentar o ganho para o conforto e a segurança oferecida pela suspensão ativa.

Por fim, a Conclusão dos Ensaios Experimentais analisa os resultados coletados e conclui se a suspensão ativa proposta é justificável.

4.3.1 Análise harmônica da posição da massa suspensa

Mostra-se na Figura 42 o gráfico do esforço de controle pela frequência para esses ensaios.

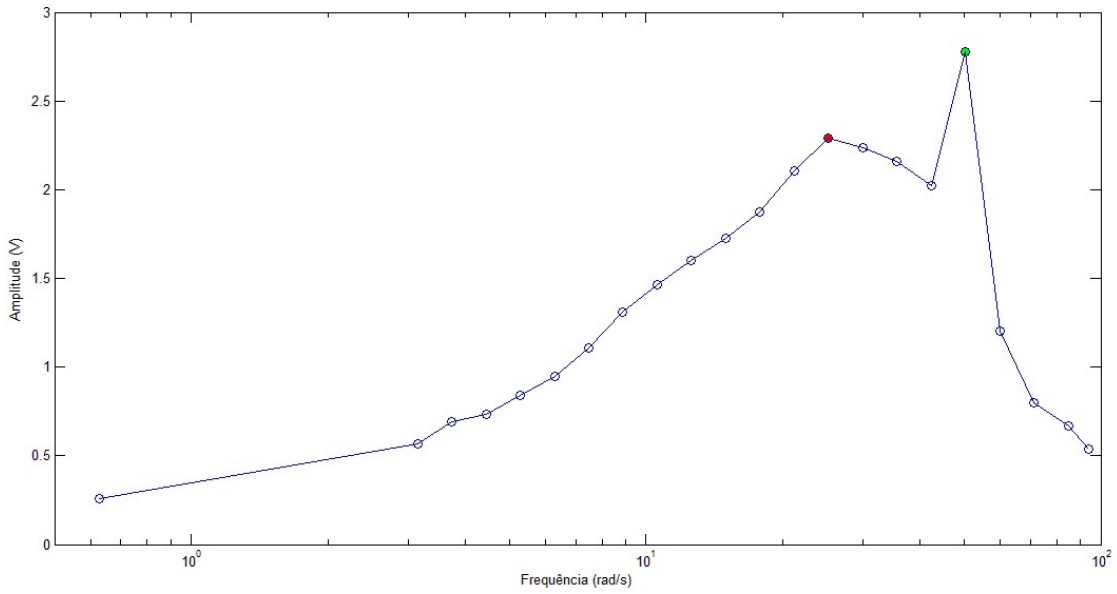

Figura 42. Esforço de controle nas excitações harmônicas.

Pode-se notar que os valores das amplitudes de excitação máximas estão mais homogêneos. Isso se deve ao fato de que todas essas excitações foram as máximas para o atuador do solo do simulador, sem nenhuma limitação quanto à segurança da suspensão,

como acontecia em malha aberta. Pode-se notar ainda que, os valores máximos em módulo do esforço de controle são consideravelmente inferiores ao limite para esse atuador, 39,2 V, comprovando que, de fato o esforço de controle não é um fator limitante para esse projeto.

Nota-se que o pico de esforço de controle, destacado em verde, se dá na frequência onde ocorre o pico decorrente da ressonância da massa não suspensa no diagrama de Bode da posição da massa suspensa pela posição do solo.

O gráfico apresenta outro ponto de máximo local, menor que esse primeiro, que se encontra destacado em vermelho e cuja frequência é em torno de 25 rad/s. Um fato curioso é que esta frequência não corresponde ao pico decorrente da ressonância da massa suspensa no diagrama de Bode anterior, da posição da massa suspensa pela posição do solo, que é em uma frequência em torno de 15 rad/s. Para o esforço de controle a frequência de 15 rad/s não apresenta nenhum comportamento notável.

Mostra-se na Figura 43 o diagrama de Bode da posição da massa suspensa pela posição do solo com o sistema em malha fechada.

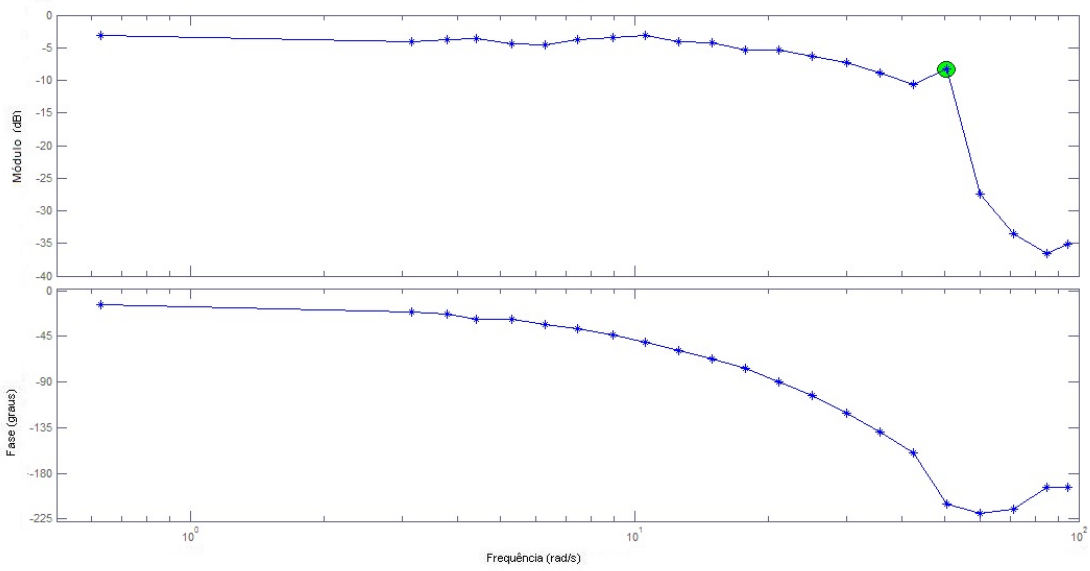

Figura 43. Diagrama de bode do sistema em malha fechada.

Pode-se notar que a ressonância da massa suspensa não é mais perceptível. A ressonância da massa não suspensa, que se da em torno de 50 rad/s e se encontra destacada em verde, ainda tem um efeito perceptível.

Mostra-se na Figura 44 uma comparação gráfica do diagrama de Bode da posição da massa suspensa em malha aberta em malha fechada.

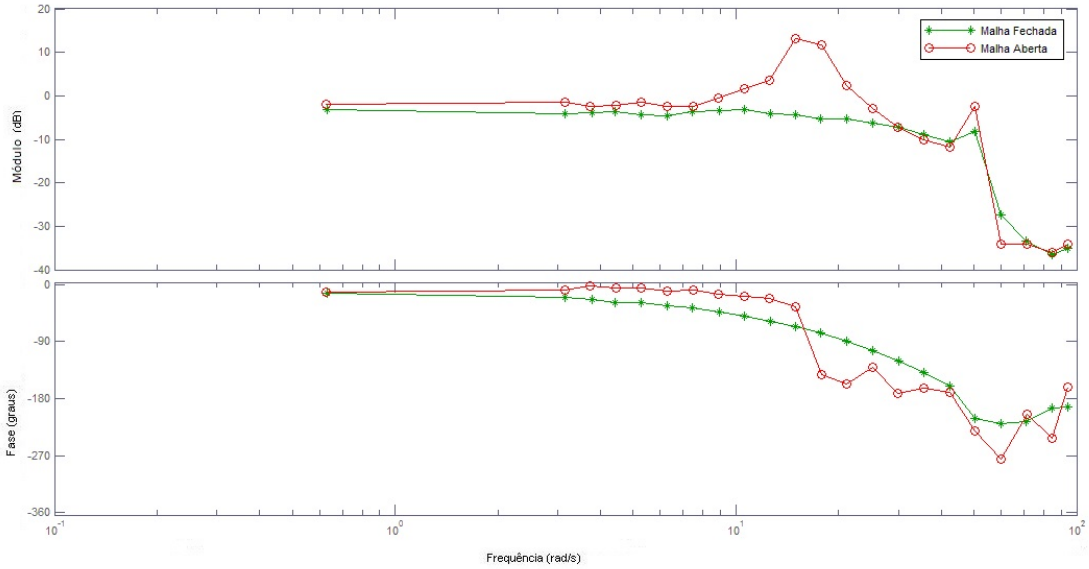

Figura 44. Diagrama de bode comparando malha aberta e malha fechada.

A malha aberta nada mais é que o simulador com o atuador desacoplado eletricamente, assim essa é uma referência de suspensão passiva. Dessa forma, esse diagrama de Bode mostra a comparação da suspensão ativa proposta com a suspensão passiva adotada como referência.

Pode verificar que, de uma forma geral, o desempenho da suspensão ativa se mostra superior, mesmo com umas poucas frequências onde o ganho da suspensão passiva foi menor.

Nota-se ainda que, mesmo a ressonância da massa não suspensa teve um efeito menor na malha fechada.

Mostra-se na Figura 45 uma comparação gráfica do diagrama de Bode da posição da massa suspensa em malha fechada com a função de transferência ideal definida nos critérios de desempenho.

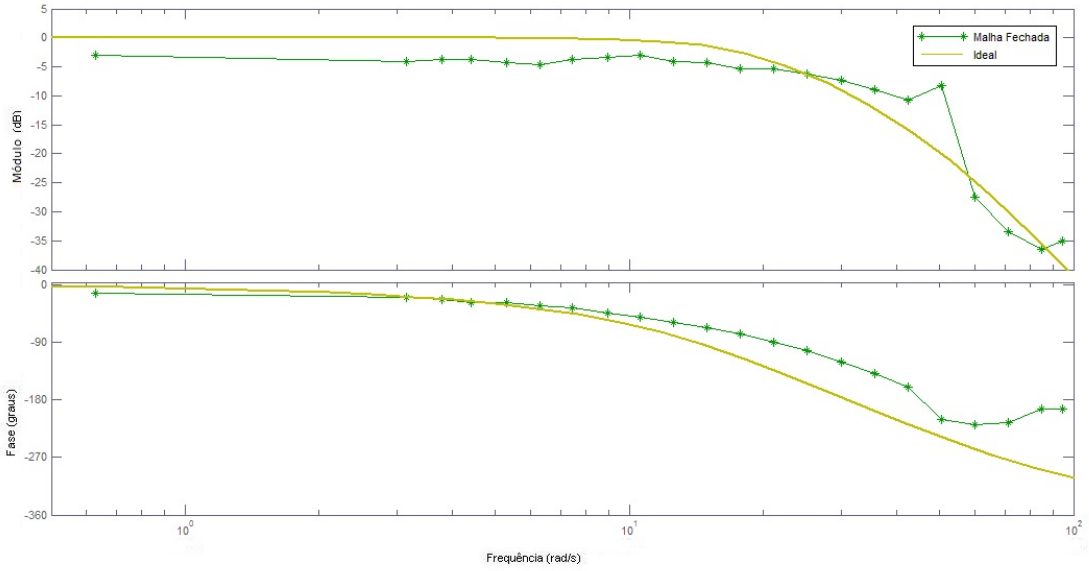

Figura 45. Diagrama de bode comparando malha fechada e ideal teórico.

Pode-se notar que, para muitas frequências a suspensão ativa proposta supera o limite ideal teórico.

A suspensão ativa atende ao critério de desempenho definido, que é de 10 dBs acima da referência ideal, para todas as frequências exceto a frequência do pico devido à ressonância da massa não suspensa. Na frequência em que esse critério foi infringido, em torno de 50 rad/s, o ganho experimental do simulador foi de -8,24 dBs, enquanto a função ideal propõe -19,9 dBs, sendo portanto 11,66 dBs de diferença, e 1,66 dBs acima do critério de desempenho definido.

Mostra-se na Figura 46 uma comparação gráfica do diagrama de Bode da posição da massa suspensa em malha fechada com a posição da massa suspensa em malha aberta e a função de transferência ideal definida nos critérios de desempenho.

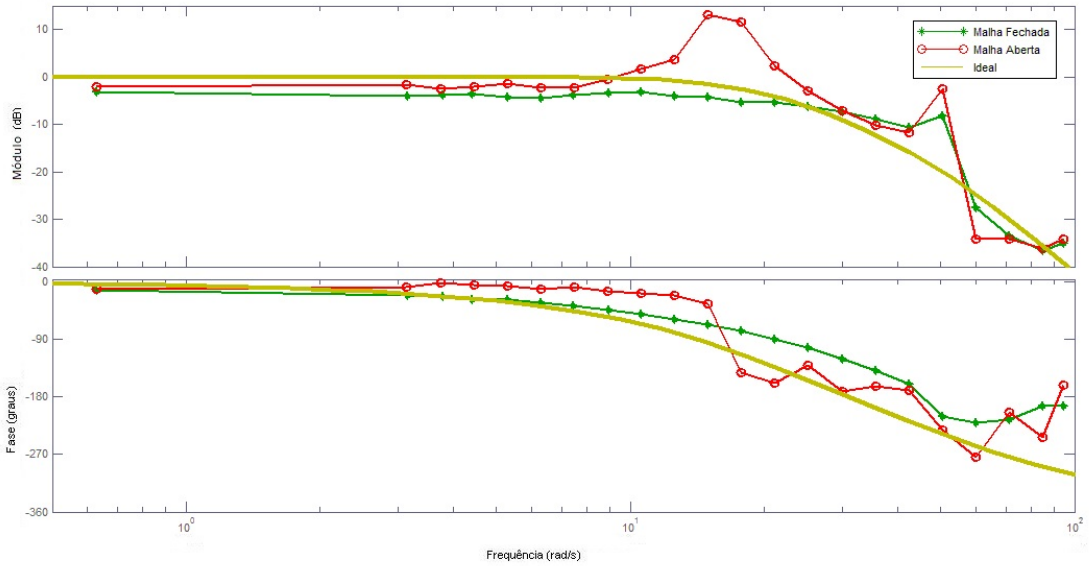

Figura 46. Diagrama de bode comparando malha fechada, malha abeta e ideal teórico.

Pode-se notar que a suspensão ativa proposta se aproxima bem mais do limite ideal do que a suspensão passiva de referência.

Quanto à única violação para o critério de desempenho referente à função ideal, essa não deve ser um problema do ponto de vista de conforto, já que uma sensibilidade da suspensão menor que a unitária para perturbações provenientes do solo nessa frequência não deve incomodar os passageiros. Ao invés disso, esse ponto pode ser um problema do ponto de vista da segurança, já que, mesmo não sendo a posição da massa suspensa a variável diretamente relacionada com o critério de segurança definido e essa ainda pode ser considerada como um indicador, devido ao acoplamento entre a massa suspensa e a massa não suspensa.

Como o pico de esforço de controle ocorre justamente na frequência onde a suspensão ativa violou os critérios definidos é possível que uma atuação mais intensa nessa frequência fosse adequada. No entanto, como a divergência foi pequena, pode-se considerar que a suspensão ativa atendeu as suas especificações.

Se fosse necessário melhorar o controlador, isso poderia ser feito tornando as barreiras de rejeição de perturbações mais restritivas nas frequências onde a suspensão ativa necessita de uma sensibilidade a perturbações provenientes do solo menor. E então reprojetar o controlador com essas novas barreiras.

4.3.2 Análise harmônica da posição da massa não suspensa

Mostra-se na Figura 47 o diagrama de Bode da posição da massa não suspensa pela posição do solo com o sistema em malha fechada, omitindo-se a fase, que foi desconsiderada.

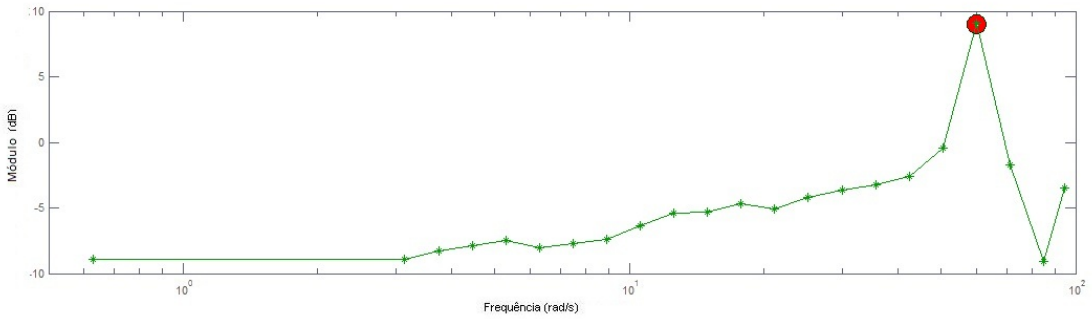

Figura 47. Diagrama de bode do sistema em malha fechada para a massa não suspensa.

Da mesma forma que durante a coleta de dados para o projeto, esse ensaio foi realizado de forma simultânea com o ensaio para verificação da massa suspensa. A fase foi desconsiderada devido a sua irrelevância para a avaliação de desempenho.

Como o esforço de controle e as amplitudes de excitação são iguais aos do ensaio anterior, para o caso com a massa não suspensa, as mesmas conclusões são aplicáveis.

Pode-se notar que a ressonância da massa suspensa não é mais perceptível, o que era de se esperar, visto que essa ressonância não é mais perceptível na própria posição da massa suspensa. A ressonância da massa não suspensa, que se dá em torno de 60 rad/s e se encontra destacada em vermelho, ainda tem um efeito perceptível. Era esperado que a frequência de ressonância ainda tivesse um efeito perceptível, visto que o acoplamento dessa ressonância é percebido na posição da massa suspensa. No entanto, a frequência desse pico é diferente nesse caso em malha fechada, já que essa se dava em torno de 50 rad/s para o caso em malha aberta. Ainda assim, o pico decorrente dessa ressonância na posição da massa suspensa continua em torno de 50 rad/s. O fato desse pico estar em uma frequência mais elevada pode ser considerado como uma contribuição positiva para o desempenho da suspensão ativa, visto que as excitações provenientes do solo costumam ser menores em frequências mais elevadas.

Mostra-se na Figura 48 uma comparação gráfica do diagrama de Bode da posição da massa não suspensa em malha aberta em malha fechada.

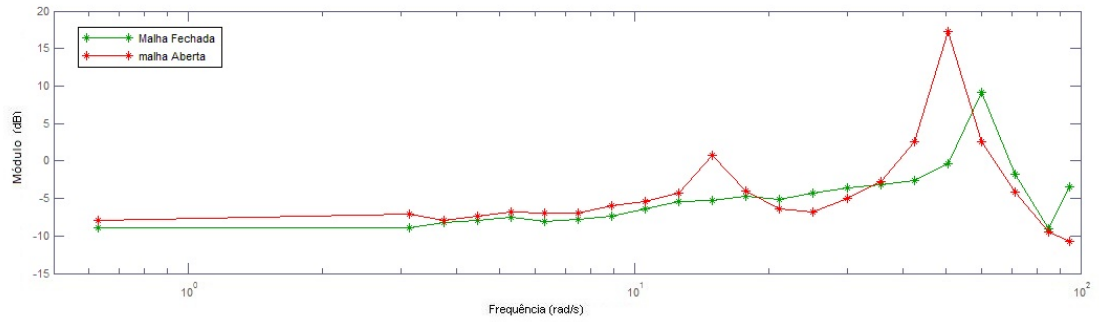

Figura 48. Diagrama de bode comparando malha aberta e malha fechada para a massa não suspensa.

Nota-se que, de uma forma geral a sensibilidade da massa não suspensa a perturbações provenientes do solo diminuiu para este o caso se comparado com a suspensão passiva. Houve frequências onde essa sensibilidade aumentou, com destaque a frequência de aproximadamente 94 rad/s, que é a frequência mais elevada do ensaio. No entanto, com exceção das frequências nas redondezas da ressonância da massa não suspensa, os demais ganhos são pouco elevados, abaixo de 0 dB. E o pico decorrente da ressonância da massa não suspensa também foi menor, além de ocorrer em uma frequência maior.

Mostra-se na Figura 49 uma comparação gráfica do diagrama de Bode da posição da massa não suspensa em malha fechada com a função de transferência ideal definida nos critérios de desempenho.

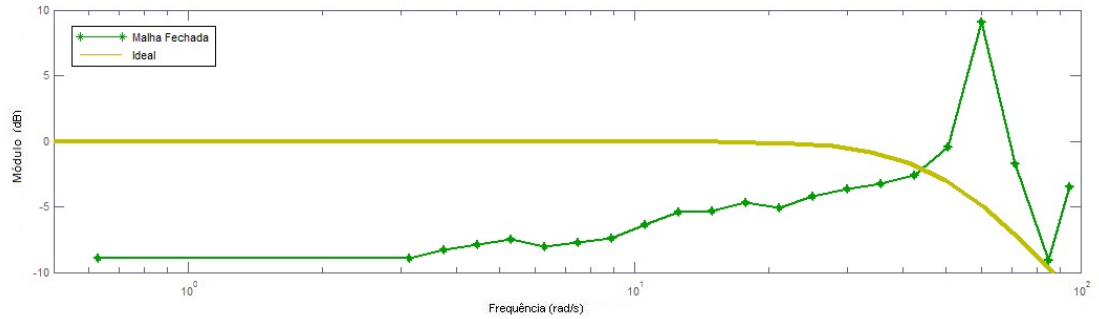

Figura 49. Diagrama de bode comparando malha fechada e ideal teórico para a massa não suspensa.

Pode-se notar que a função de transferência supera o limite ideal teórico para todas as frequências com exceção da região da ressonância da massa não suspensa.

Mostra-se na Figura 50 uma comparação gráfica do diagrama de Bode da posição da massa não suspensa em malha fechada com a posição da massa não suspensa em malha aberta e a função de transferência ideal definida nos critérios de desempenho.

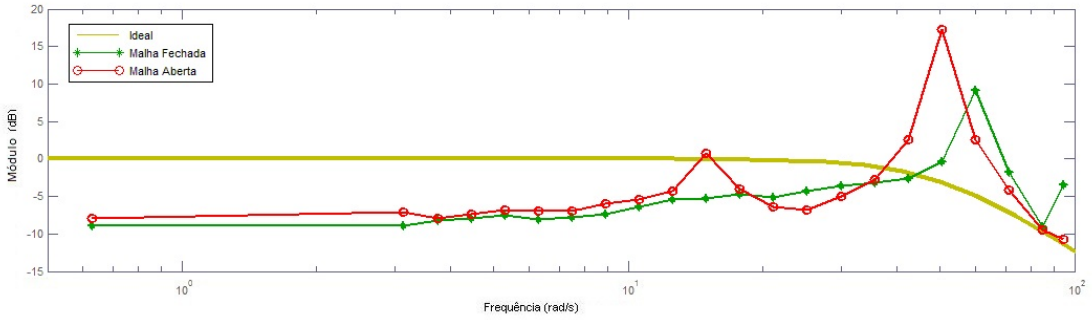

Figura 50. Diagrama de bode comparando malha fechada, malha abeta e ideal teórico para a massa não suspensa.

Pode-se notar que a suspensão ativa se aproxima mais do limite ideal do que a suspensão passiva de referência, em especial pela omissão da ressonância da massa suspensa.

De uma forma geral, o desempenho da suspensão ativa proposta, no ponto de vista da segurança, foi superior ao da suspensão passiva de referência. Assim, como o objetivo de projeto era apenas a não degradação da segurança, pode-se entender que esse objetivo foi atendido.

4.3.3 Análise transitória

Mostra-se na Figura 51 um gráfico no domínio do tempo com uma excitação que simula um tipo de obstáculo possível em um via real. O intervalo de tempo mostra os dois primeiros ciclos de excitação.

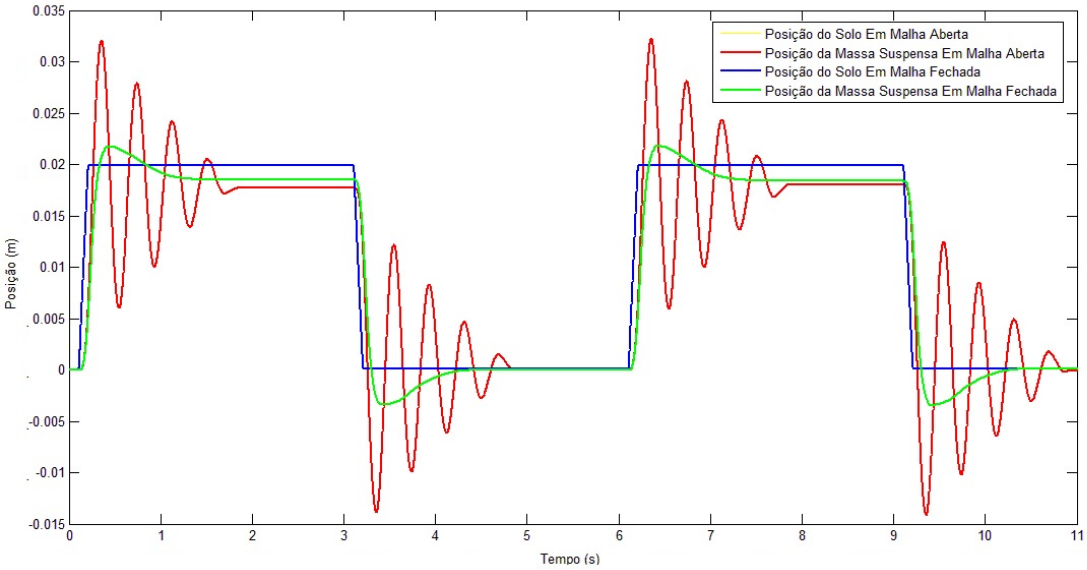

Figura 51. Comparação no domínio do tempo 1.

Nota-se que as excitações nos casos de malha aberta e fechada são idênticas, tornando a posição do solo em malha aberta invisível no gráfico devido a sobreposição da posição do solo em malha fechada. Pode-se perceber que, em malha fechada a dinâmica da massa suspensa é amortecida, e não apresenta a oscilação que é característica na malha aberta.

Esse comportamento é adequado, pois com a estabilização lenta da posição as velocidades e acelerações resultantes são menores. Isso melhora o conforto, que está mais relacionado com a aceleração da massa suspensa do que com a posição.

Mostra-se na Figura 52 a posição da massa não suspensa para o mesmo ensaio. Nesse gráfico é mostrada apenas a excitação em malha aberta.

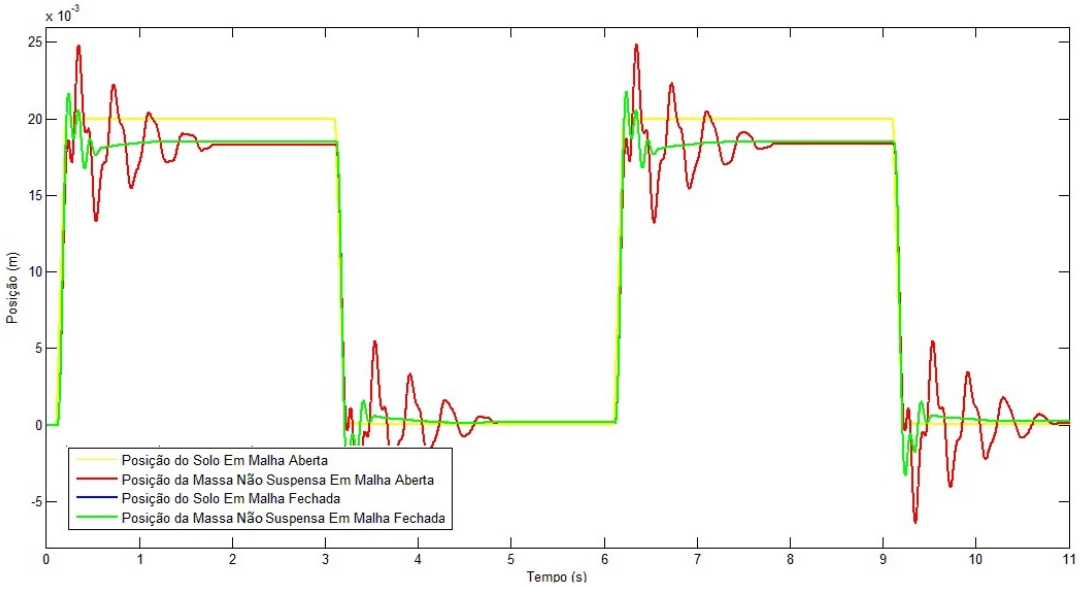

Figura 52. Comparação no domínio do tempo 2.

Pode-se verificar que, em malha fechada, a posição da massa não suspensa oscila mais rapidamente e com menor amplitude, também se estabilizando mais rapidamente. A oscilação mais rápida aumenta as velocidades e acelerações decorrentes do deslocamento. No entanto, as velocidades e acelerações estão menos relacionadas ao critério de segurança que a posição dessa massa. Assim esse comportamento também é mais adequado.

Mostra-se na Figura 53 a comparação da aceleração da massa suspensa para o caso em malha aberta e em malha fechada Os dados foram coletados sob a mesma perturbação proveniente do solo.

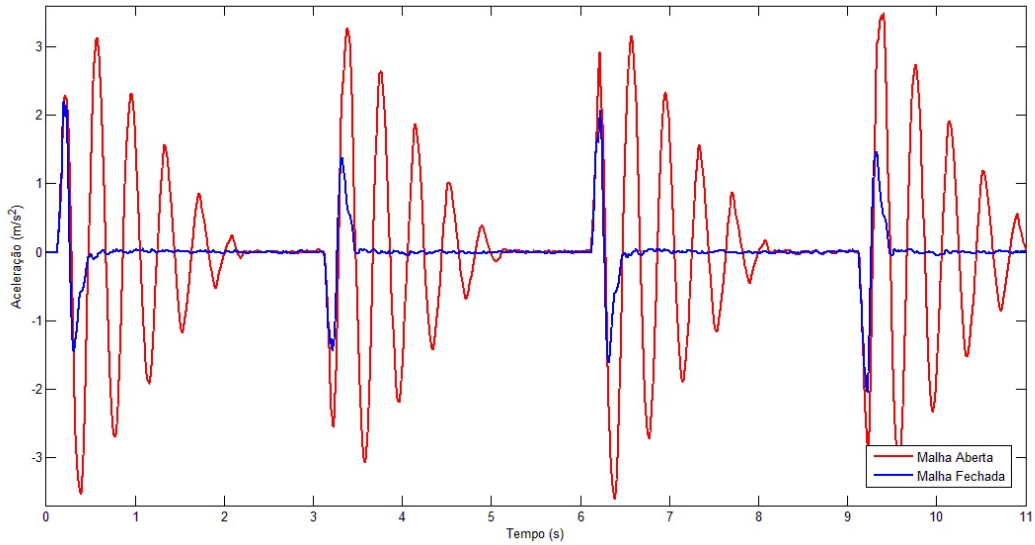

Figura 53. Comparação no domínio do tempo 3.

Pode-se notar que as amplitudes da aceleração da massa suspensa para a suspensão ativa são sempre menores que as da suspensão passiva, chegando em alguns casos à metade. Percebe-se também que, fora a amplitude inicial menor, a aceleração dessa massa para suspensão ativa se estabiliza mais rapidamente, oscilando apenas uma vez contra as seis vezes da suspensão passiva. Portando, é evidente que a suspensão ativa proposta oferece um desempenho de conforto superior.

4.3.4 Análise do ganho

O método aplicado para o projeto do controlador não garante que esse seja ótimo. Portanto, visto que o controlador projetado provavelmente não é o melhor que poderia ser utilizado, e que o método aplicado inclui definições empíricas, uma tentativa razoável para se melhorar o controlador obtido é mudando o ganho, definido como “K”.

Pelo diagrama de Nichols em que se foi projetado o controlador, mostrado através da Figura 40, não se pode reduzir o ganho para menos de 8.10^5, pois com um ganho menor se violariam as barreiras. Mas, também baseando-se nesse diagrama, pode-se aumentar o ganho indefinidamente. Naturalmente apenas esse diagrama não garante que o ganho poderia ser aumentado indefinidamente de fato, pois ele analisa apenas a estabilidade da massa suspensa. Assim é possível que um ganho elevado comprometa a estabilidade da massa não suspensa, que não é representado em um diagrama de Nichos nesse projeto.

A partir de um ensaio empírico, foi constatado que se pode aumentar K até 50.10^5 antes de se comprometer a estabilidade da massa não suspensa.

Aumentando K obtém-se um maior esforço de controle, visto que se terá um maior ganho em todas as frequências. No entanto, é possível que se obtenha um desempenho melhor.

Essa análise se propõe a verificar se esse maior esforço de controle com um maior ganho é justificável. Não é possível avaliar isso pelo diagrama de Nichols, visto que esse não contempla o comportamento da massa não suspensa. Portanto foi adotado um critério de desempenho mais simplista para uma avaliação da validade de um K mais elevado. Esse critério é baseado nos valores máximos em módulo das posições da massa suspensa e não suspensa durante um ensaio com uma onda retangular como excitação. O esforço de controle também é avaliado a partir de seu valor máximo em módulo.

Mostra-se na Figura 54 um ensaio com uma onda retangular como excitação pelo solo, sendo mostradas as posições das massas suspensa e não suspensa. O K utilizado foi de 10.10^5.

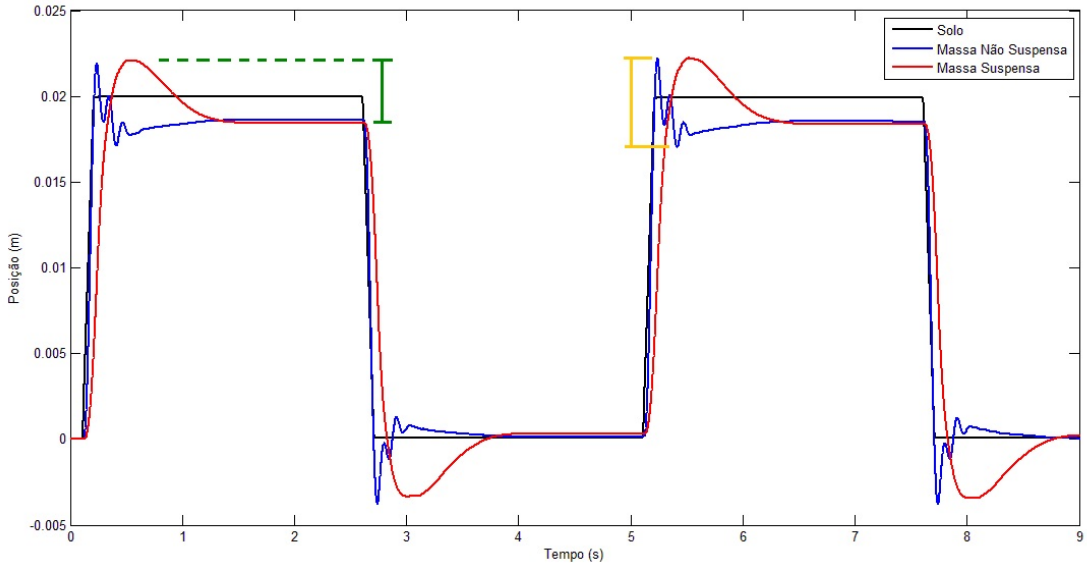

Figura 54. Comparação no domínio do tempo 4.

Nota-se que o comportamento para um ganho maior é similar ao anterior. Para uma avaliação mais conclusiva deve-se medir os sobressinais e tempos de estabilização. Foi adotado como critério de desempenho, para avaliar a validade de K, que os sobressinais da

massa suspensa e da massa não suspensa, destacados no gráfico em verde e amarelo respectivamente, devem ser os menores possíveis.

Limitando-se a esse critério de excitação, isso é razoável tanto para o conforto quanto para a segurança, pois visto que as formas dos sinais são semelhantes, o aumento ou diminuição do sobressinal está relacionado com as sensibilidades do sistema a perturbações provenientes do solo.

O esforço de controle é mensurado de uma forma semelhante, conforme mostra-se na Figura 55, que apresenta o esforço de controle para esse mesmo ensaio.

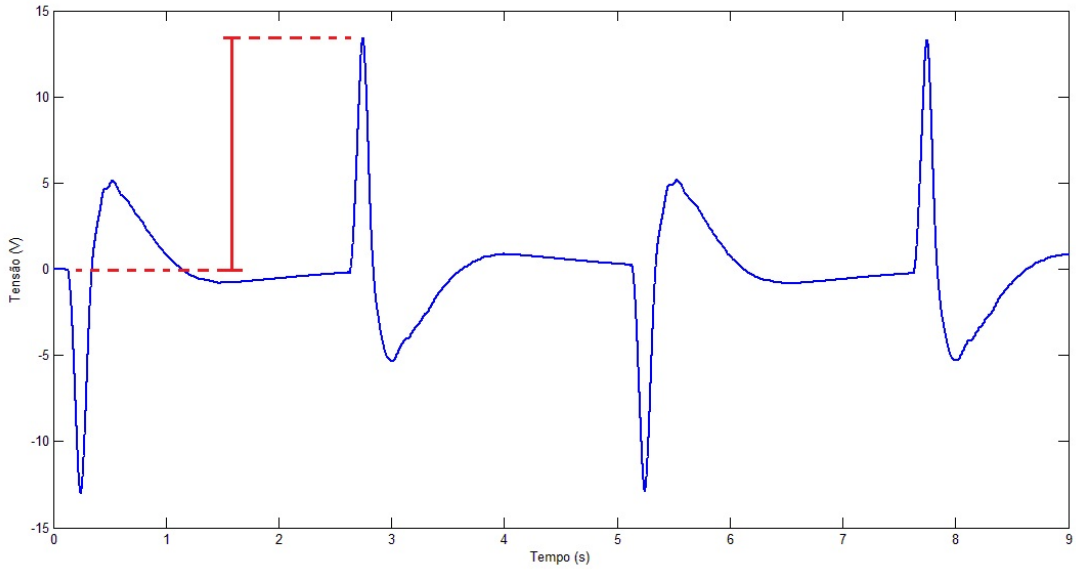

Figura 55. Esforço de controle no domínio do tempo.

Pode-se notar que o esforço de controle apresenta uma forma relacionada com a posição da massa suspensa, como deveria ser, sendo essa a variável controlada. O esforço de controle apresenta picos nos momentos onde ocorre a perturbação proveniente do solo, e depois apresenta uma curva amortecida, conforme a massa suspensa se acomoda.

Com essa definições, foram realizados os ensaios a seguir, onde os valores de K propostos, assim como os valores de pico encontrados para os sobre sinais da massa suspensa e não suspensa, e os valores de pico máximo em módulo do esforço de controle, podem se vistos através da Figura 56.

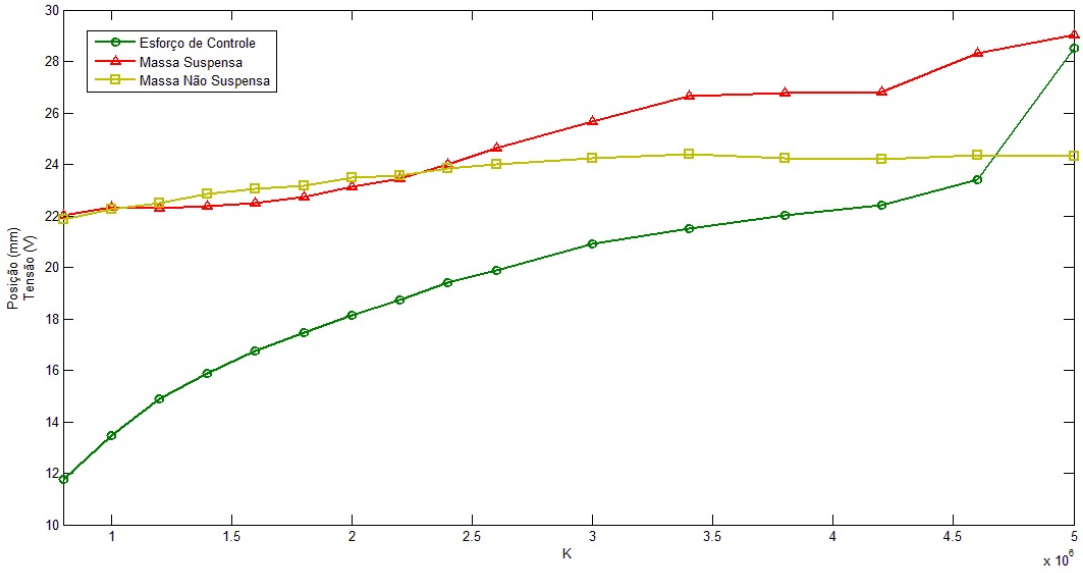

Figura 56. Efeito de diferentes valores K.

Pode-se notar, ainda que o critério utilizado seja simplista, que o aumento de K gera maiores picos de posição da massa suspensa e não suspensa. Portanto, o aumento de K apenas degrada o conforto e a segurança oferecida pela suspensão ativa. Sendo assim, o melhor valor para K é aquele obtido pelo diagrama de Nichols.

Sobre o esforço de controle, nota-se que para $K = 50.10^5$ esse atinge um valor máximo em módulo de aproximadamente 28 V. Portanto, ainda nesse caso o esforço de controle não é um fator limitante, já que o máximo para esse atuador é 39,2 V.

4.3.5 Conclusão dos ensaios experimentais

A limitação do esforço de controle não foi colocada como um requisito de projeto. Ao invés disso essa, foi verificada depois do controlador projetado, durante a análise de desempenho da suspensão ativa.

Os ensaios realizados mostram que o esforço de controle realmente não é um fator limitante para o projeto, visto que mesmo com um ganho mais de 5 vezes superior ao projetado o esforço de controle ainda se encontra dentro de limites aceitáveis.

A segurança também não foi abordada como um critério de projeto, e também foi verificada depois do controlador projetado, durante a análise de desempenho da suspensão

ativa. O critério para a segurança é de garantir que essa seja no mínimo igual ao de uma suspensão passiva.

Os ensaios realizados mostram que existem frequências onde a massa não suspensa da suspensão ativa é mais susceptível a perturbações do solo que a mesma massa não suspensa na suspensão passiva. Ainda assim, de uma forma geral essa sensibilidade é menor para a maior parte das frequências, e o ensaio com uma perturbação em forma de onda retangular mostrou um desempenho melhor por parte da massa não suspensa na suspensão ativa. Assim se pode assumir que a degradação da segurança em algumas frequências foi menos significativa que a melhoria nas demais frequências e, portanto, a proposta teve seus objetivos atingidos no aspecto da segurança.

O desempenho da suspensão ativa do ponto de vista do conforto foi o critério de projeto para o controlador. As barreiras de rejeição de perturbações do método QFT foram compensadas pela sensibilidade da posição da massa suspensa a perturbações provenientes do solo. Ainda foi adotado como critério de desempenho para ser verificado depois do projeto do controlador que o comportamento da posição da massa suspensa não tenha um ganho superior ao limite teórico ideal definido em mais de 10 dBs.

Os dados coletados durante os ensaios de desempenho mostram que a suspensão ativa proposta atende ao requisito de desempenho em todas as frequências, com exceção da frequência onde ocorre a ressonância da massa não suspensa. Nessa frequência, a sensibilidade da massa suspensa excede o limite do critério de desempenho em 1,66 dB.

Considerando que essa violação é por uma margem pequena, e que em relação à suspensão passiva houve uma diminuição significativa da sensibilidade a perturbações provenientes do solo nessa frequência, pode-se assumir que a suspensão ativa obtida atendeu ao objetivo de melhorar o conforto.

Portanto, pode-se concluir que a análise dos resultados mostra que o controlador para uma suspensão ativa obtido atingiu os objetivos propostos para o seu desempenho.

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho se propôs a demonstrar um método para se projetar um controlador para uma suspensão ativa sem se valer de um modelo que descreva o comportamento da planta. Essa abordagem é útil para a indústria, visto que muitas vezes o modelo não é conhecido, mas se dispõem de instrumentos para que se colete dados experimentais.

Para desenvolver este trabalho foi utilizado um simulador de suspensão de um quarto de veículo. Foi realizada uma análise experimental do modelo do simulador e, foi concluído que esse não é representativo, fazendo com que não se tenha dados teóricos precisos para guiar o projeto do controlador ou se usar como referência para o seu desempenho.

Para obter a informação necessária para o projeto foram utilizados dados experimentais, coletados a partir de excitações harmônicas em frequências distribuídas na faixa de interesse do problema de controle. Foram realizados ensaios em diferentes amplitudes com o objetivo de se coletar informações sobre as não linearidades da planta. Todas as medidas realizadas foram feitas com sensores já existentes no simulador, sem se valer de observadores de estado.

O projeto utiliza apenas uma variável controlada, apesar da característica do problema de controle de várias variáveis controladas. Isso é factível devido ao acoplamento entre as variáveis controladas possíveis, que permite que a atuação em uma gerasse efeitos construtivos na dinâmica geral do sistema. Essa abordagem é interessante do ponto de vista comercial, visto que apenas um sensor é necessário. Também não existe necessidade de observadores de estado por essa abordagem, reduzindo novamente a complexidade do sistema de controle.

O projeto do controlador se deu pelo uso da técnica QFT, que se vale do diagrama de Nichols para mapear as informações sobre a planta, delimitar os requisitos de projeto e definir a função de transferência do controlador. As características não lineares da dinâmica do simulador foram mapeadas na forma de incertezas.

Uma vez projetado o controlador, seu desempenho foi avaliado experimentalmente com base na comparação com uma suspensão passiva de referência e uma função de transferência ideal teórica. A suspensão passiva de referência utilizada é o próprio simulador com o atuador desacoplado eletricamente. A função de transferência ideal teórica, que já era conhecida na literatura, utilizou os parâmetros teóricos do modelo do simulador.

O desempenho apresentado pelo controlador se mostrou adequado aos requisitos definidos, tendo apresentado, tanto sua proximidade da função de transferência ideal, quanto

sua melhoria em relação à referência passiva, dentro das expectativas do projeto, embora a validade da função de transferência ideal teórica tenha se mostrado questionável diante da invalidade do modelo teórico para a representação do comportamento do simulador. Assim, considerando a obrigatoriedade de uma suspensão ativa de superar o desempenho de uma suspensão ativa, e o fato que a função de transferência ideal deixou a desejar como referência de desempenho esperado de uma suspensão ativa, falta uma referência do êxito da suspensão ativa proposta no contexto de outras suspensões ativas.

Pode-se concluir, portanto, que é possível se projetar um controlador para uma suspensão ativa sem modelo teórico que descreva seu comportamento, apenas valendo-se de dados experimentais.

Pode-se concluir ainda que é possível se obter uma suspensão ativa apenas com uma variável controlada, visto que o acoplamento entre os estados de interesse em uma suspensão permitem a atuação em um desse tenha os efeitos desejados no restante da dinâmica, dentro de um compromisso entre conforto e segurança.

Portanto, demonstrou-se que é possível se desenvolver um controlador para uma suspensão ativa com a abordagem proposta, que é mais conveniente em cenário prático. Com o método proposto é possível se obter uma suspensão ativa com apenas um sensor de posição e sem observares de estado, configurando uma implementação relativamente simples. Também foi possível obter-se a função de transferência do controlador sem um modelo que descrevesse a dinâmica da suspensão, utilizando ao invés disso dados experimentais. O controlador obtido por esse método, embora não ofereça garantias de otimização, representa uma possibilidade de suspensão ativa de menor custo para um cenário prático.

5.1 Propostas para trabalhos futuros

Devido ao fato do método demonstrado ter sido verificado em um simulador de suspensão, propõem-se para trabalhos futuros a aplicação dessa técnica em suspensões reais ou simuladores de suspensão mais representativos e com mais graus de liberdade.

Propõem-se também a aplicação dessa técnica em suspensões semi-ativas, visto que essas oferecem uma solução mais barata e, portanto, tendem a ter grande aceitação na indústria.

Propõem-se por fim, o estudo da perda de desempenho intrínseca a essa técnica quando comparada as técnica que se valem de um modelo. Assim como se propõem o estudo

de uma forma de se aprimorar essa técnica, no sentido de melhorar o desempenho, ou até mesmo garantir um controlador ótimo.

REFERÊNCIAS

ALLEYNE, Andrew; HEDRICK, J. Karl. Nonlinear adaptive control of active suspensions. **Control Systems Technology, IEEE Transactions on**, v. 3, n. 1, p. 94-101, 1995.

AMANI, A. M; SEDIGH, A. K; YAZDANPANAH, M. J. **A QFT Approach to Robust Control of Automobiles Active Suspension**. 5th Asian Control Conference, 2004.

BALDI, M. **Desenvolvimento de um Sistema de Suspensão Hidropneumática para uso em Máquinas Agrícolas**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Faculdade de Engenharia Mecânica. Universidade Estadual de Campinas, Campinas, 2004,

CHANTRANUWATHANA, S; PENG, H. **Adaptive Robust Control for Active Suspensions**. Proceedings of the American Control Conference, San Diego, California, June 1999.

CRIVELLARO, C. **Controle Robusto de Suspensão Semi-Ativa Para Caminhonetes Utilizando Amortecedores Magneto-Reológicos**. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) Escola Politécnica. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

_____; DONHA, D. C. **LQG/LTR Robust Semi-Active Suspension Control System Using Magneto-Rheological Dampers**. Proceedings of COBEM 2011, 21st Brazilian Congress of Mechanical Engineering, October 24-28, Natal, RN, Brazil1, 2011.

Da Cruz, J.J. **Controle Robusto**. Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011, Apostila.

DU, Haiping; YIM SZE, Kam; LAM, James. Semi-active H∞ control of vehicle suspension with magneto-rheological dampers. **Journal of Sound and Vibration**, v. 283, n. 3, p. 981-996, 2005.

FALLAH, M. S; BHAT, R; XIE, W. F. **H∞ Robust Control of Active Suspensions: A Practical Point of View**. American Control Conference, Hyatt Regency Riverfront, St. Louis, MO, USA, June 10-12, 2009.

FIALHO, I; BALAS, G. **Adaptive Vehicle Suspension Design Using LPV Methods**. Proceedings of the 37th IEEE Conference on Decision & Control, Tampa, Florida, USA December 1998.

GUENTHER, C. R; LEONDES, C. T. **Synthesis of a High-speed Tracked Vehicle Suspension System - Part II: Definition and Solution of the Control Problem**, IEEE transactions on automatic control, vol. ac-22, no. 2, april, 1977

GUILLESPIE, T. D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers, 1992.

JAZAR, R. N., **Vehicle Dynamics, Theory and Application**. Springer, 2008.

HAYAKAWA, Kisaburo et al. Robust H< sup>∞</sup> output feedback control of decoupled automobile active suspension systems. **Decision and Control, 1993., Proceedings of the 32nd IEEE Conference on**. IEEE, 1993. p. 2931-2936.

_____. Robust H< sup>∞</sup>-output feedback control of decoupled automobile active suspension systems. **Automatic Control, IEEE Transactions on**, v. 44, n. 2, p. 392-396, 1999.

HEDRICK, J. K; WORMLEY, D. N. **Active Suspensions A State of the Art Review**. ASME BookNo. 100095, AMDVol.15, Mechanics of Transportation Systems, 1975.

HOROWITZ, I. **Fundamental Theory of Automatic Linear Feedback Control Systems**. IRE Transactions on Automatic Control, 1959.

HOUPIS, C. H; RASMUSSEN, S. J. **Quantitative Feedback Theory, Fundamentals and Applications**. Marcel Dekker, Inc. New York, Basel, 1999

HROVAT, Davor. Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications. **Automatica**, v. 33, n. 10, p. 1781-1817, 1997.

KANE, T.R. **Dynamics, Theory and Applications**. McGraw-Hill, 1985.

KARLSSON, Niklas et al. A suboptimal nonlinear active suspension. **American Control Conference, 2000. Proceedings of the 2000**. IEEE, 2000. p. 4036-4040.

KARNOPP, D. **Theoretical Limitations in Active Vehicle Suspensions**.Vehicle System Dynamics, 15, pp.41-54, 1986.

LEITE, V. J. S; PERES, P. L. D. **Robust Pole Location For An Active Suspension Quarter-Car Model Through Parameter Dependent Control**. Proceedings of the 2002 IEEE International Conference on Control Applications, September, 18-20, Glasgow, Scotland, U.K., 2002.

LIN, J. S; KANELLAKOPOULOS I. **Road- Adaptive Nonlinear Design of Active Suspensions**. Proceedings of the American Control Conference, Albuquerque, New Mexico, June 1997.

OGATA, K. **Engenharia de Controle Moderno**. 4. ed. Pearson Prentice Hall, São Paulo, 2003.

PACEJKA, H. B. **Tyre and Vehicle Dynamics** Linacre House, Jordan Hill, Oxford OX2 8DP 30 Corporate Drive, Suite 400, Burlington, 2006.

PAO, L.Y; SINGHOSE, W. E. **On The Equivalence Of Minimum Time Imput Shaping Qith Taditional Time-Optimal Control**. 1995 IEEE, 1995

PALKOVICS, L; GÁSPÁR, P; BOKOR, J. **Design of Active Suspension System in the Presence of Physical Parametric Uncertainties**. Proceedings of the American Control Conference, São Francisco, California, June, 1993.

PORUMAMILLA, H; Kelkar, A. G. **Robust Control and μ analysis of Active Pneumatic Suspension**.2005 American Control Conference, June 8-10, 2005.Portland, OR, USA, 2005.

QUANSER. **Active Suspension LQG Control Using QUARC, Instructor Manual.** Document Number 845, Revision 2.0.

SATOH, Masaharu et al. An active suspension employing an electrohydraulic pressure control system. **Decision and Control, 1990., Proceedings of the 29th IEEE Conference on**. IEEE, 1990. p. 2226-2231.

SUNWOO, M; CHEOK, K. C. **An Application of Explicit Self-Tuning Controller to Vehicle Active Suspension Systems**. Proceedings of the29th Conference on Decision and Control, Honolulu, Hawaii, December 1990.

TYAN, F.**H∞-PD Controller for Suspension Systems with MR Dampers**. Proceedings of the47th IEEE Conference on Decision and Control, Cancun, Mexico, December.9-11, 2008.

WANG, J; WILSON, D.A; HALIKIAS, G. D. **H∞ Robust-Performance Control of Decoupled Active Suspension Systems Based on LMI method**. Proceedings of the American Control Conference, Arlington, VA June 25-27, 2001

YANIV, O. **Quantitative Feedback Design of Linear and Nonlinear Control Systems**. Kluwer Academic Publishers, 1999.

YAMASHITA, M. et al. < e1> H</e1>< sub>∞</sub> control of an automotive active suspension. **Decision and Control, 1990., Proceedings of the 29th IEEE Conference on**. IEEE, 1990. p. 2244-2250.

APÊNDICE A – MODELO DE UM QUARTO DE CARRO

Essa seção é destinada a apresentar o modelo de um quarto de carro, que não é utilizado diretamente nesse trabalho, servindo apenas de referência teórica, mas não afetando o projeto do controlador para a suspensão ativa.

Uma suspensão automotiva é um sistema cujo projeto e o entendimento evoluíram ao longo de muito tempo de estudo e de prática. Descrever matematicamente o comportamento dinâmico dessa parte importante de um automóvel com grande detalhamento exige um modelo igualmente complexo.

O chassi de um automóvel tem componentes de movimento importantes em todas as dimensões. Assim para descrever seu movimento, supondo a suspensão como um corpo totalmente rígido, têm-se deslocamentos, velocidades e acelerações em três dimensões, assim como rotações, velocidades angulares e acelerações angulares em três eixos. Pode-se ainda considerar a rigidez do chassi em um modelo mais elaborado. O automóvel é um sistema multicorpo, onde as rodas são corpos acoplados ao chassi. A dinâmica de cada uma dessas rodas deve ser descrita com os mesmos componentes de movimento que o chassi e a rigidez dos pneus precisa ser considerada. Na verdade, apenas os pneus já têm modelos elaborados para descrever sua dinâmica (PACEJKA, 2006).

As perturbações que afetam um automóvel também são complexas. As excitações do solo, por exemplo, não podem ser conhecidas a priori e atuam sobre cada uma das rodas de forma diferente. Outros exemplos de perturbações complexas são o carregamento aerodinâmico e a interação dos passageiros.

Devido à complexidade de se descrever totalmente a dinâmica de uma suspensão automotiva, existem diversos modelos mais simples, como o modelo de meio carro e o modelo de um quarto de carro. Embora esse modelos não contemplem toda a dinâmica de uma suspensão real, eles permitem o estudo de fenômenos de forma desacoplada, sendo assim úteis para diversos tipos de estudo, como por exemplo o dimensionamento de componentes.

O modelo de um quarto de veículo é uma representação matemática que aborda o movimento puramente vertical de um veículo, assim sendo, esse modelo contempla apenas deslocamentos, velocidades e acelerações longitudinais verticais. Todos os movimentos nas demais direções assim como quaisquer movimentos angulares não são representados nesse modelo.

Para tanto, é observado no modelo apenas um quarto do veículo, conforme o próprio nome do modelo declara, contemplando assim uma roda e a parte do veículo sobre essa roda.

No caso de um automóvel, a suspensão acopla a roda diretamente ao chassi. Assim, desconsiderando-se as massas dos componentes de acoplamento, como as molas e amortecedores viscosos, o modelo de um quarto de veículo fica com apenas duas massas representadas, a massa suspensa e a massa não suspensa. A massa suspensa representa a parte da massa do chassi relevante a esse um quarto do automóvel, normalmente um quarto da massa total do chassi. A massa não suspensa é referente a todo o conjunto mecânico em contato com a roda, como o pneu e o eixo, assim como a própria roda. Tipicamente a massa suspensa é maior que a massa não suspensa.

As únicas perturbações normalmente consideradas no modelo de um quarto de veículo são aquelas provenientes do solo. Assim, como essa é a única condição de contorno aplicável, o solo é representado como uma superfície verticalmente móvel, cujo movimento é a própria perturbação sobre a dinâmica do modelo.

O acoplamento entre as massas e o solo é definido por elementos elásticos e de dissipação. Assim o modelo contém uma elasticidade e um elemento dissipativo entre a massa suspensa e a massa não suspensa, e outra elasticidade e outro elemento dissipativo entre a massa não suspensa e o solo. Na Figura 57, mostra-se o esquema do modelo, onde, M_{ns} é a massa não suspensa, M_s é a massa suspensa, B_{ns} é a dissipação entre o solo e a massa não suspensa, B_s é a dissipação entre a massa não suspensa e a massa suspensa, k_{ns} é a elasticidade entre o solo e a massa não suspensa, k_s é a elasticidade entre a massa não suspensa e a massa suspensa, X_s (t) é a posição do pavimento, X_{mns} (t) é a posição da massa não suspensa e X_{ms} (t) é a posição da massa suspensa.

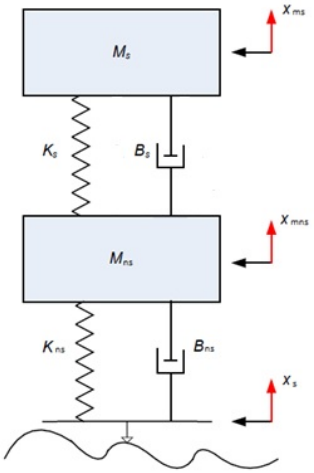

Figura 57. Modelo de um quarto de carro.
Fonte: Adaptado de Quanser, Revision 2.0.

A elasticidade e a dissipação entre a massa suspensa e a massa não suspensa são referentes ao conjunto da suspensão do automóvel, que contém tipicamente molas e amortecedores viscosos. Já a elasticidade e a dissipação entre a massa não suspensa e o solo são referentes a características do pneu. Assim, tipicamente, o acoplamento entre o solo e a massa não suspensa é mais rígido e menos dissipativo que o acoplamento da massa não suspensa e a massa suspensa.

A partir dos fenômenos físicos envolvidos, pode-se obter as equações diferenciais que descrevem o comportamento do modelo. Na Equação 1 mostra-se o comportamento da aceleração da massa suspensa conforme o modelo em questão.

$$a_{ms} = \dot{v}_{ms} = \ddot{x}_{ms} = \frac{-k_s.(x_{ms}-x_{mns})-B_s.(\dot{x}_{ms}-\dot{x}_{mns})}{M_s} \quad ...(17)$$

Da mesma forma, na Equação 2 mostra-se o comportamento da aceleração da massa não suspensa conforme o modelo em questão.

$$\ddot{x}_{mns} = \frac{-k_{ns}.(x_{mns}-x_s)-B_{ns}.(\dot{x}_{mns}-\dot{x}_s)+k_s.(x_{ms}-x_{mns})+B_s.(\dot{x}_{ms}-\dot{x}_{mns})}{M_{ns}} \quad ...(18)$$

A partir de tais equações, pode-se representar o modelo no espaço de estados

$$\dot{x} = A.x + Bd.u, \qquad ...(19)$$

em que

$$x(t) = \begin{bmatrix} x_{ms} \\ \dot{x}_{ms} \\ x_{mns} \\ \dot{x}_{mns} \end{bmatrix} \qquad u(t) = \begin{bmatrix} x_s \\ \dot{x}_s \end{bmatrix}$$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-K_s}{M_s} & \frac{-B_s}{M_s} & \frac{K_s}{M_s} & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{ns}} & \frac{B_s}{M_{ns}} & \frac{-K_{ns}-K_s}{M_{ns}} & \frac{-B_{ns}-B_s}{M_{ns}} \end{bmatrix} \qquad Bd = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_{ns}}{M_{ns}} & \frac{B_{ns}}{M_{ns}} \end{bmatrix}$$

e

$$y = C.x + Dd.u, \qquad ...(20)$$

em que

$$y(t) = \begin{bmatrix} x_{ms} \\ \dot{x}_{ms} \\ \ddot{x}_{ms} \\ x_{mns} \\ \dot{x}_{mns} \\ \ddot{x}_{mns} \end{bmatrix} \qquad u(t) = \begin{bmatrix} x_s \\ \dot{x}_s \end{bmatrix}$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ \frac{-K_s}{M_s} & \frac{-B_s}{M_s} & \frac{K_s}{M_s} & \frac{B_s}{M_s} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ \frac{K_s}{M_{ns}} & \frac{B_s}{M_{ns}} & \frac{-K_{ns}-K_s}{M_{ns}} & \frac{-B_{ns}-B_s}{M_{ns}} \end{bmatrix} \qquad Dd = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{K_{ns}}{M_{ns}} & \frac{B_{ns}}{M_{ns}} \end{bmatrix}$$

No caso de uma suspensão semi-ativa, um ou mais dos elementos de acoplamento entre a massa suspensa e a massa não suspensa são variáveis de controle. Um amortecedor magneto-reológico, por exemplo, é um elemento de dissipação variável, enquanto que uma mola a gás com pressão controlada seria um elemento de elasticidade variável. Como os elementos de acoplamento entre o solo e a massa não suspensa são de origem estrutural, seria mais difícil que esses venham a ser variáveis sob controle.

No caso de uma suspensão ativa, é normalmente adicionado um atuador junto com os elementos de acoplamento entre a massa suspensa e a massa não suspensa. De forma análoga à suspensão semi-ativa, é difícil posicionar um atuador entre a massa não suspensa e o solo, visto que tipicamente as características desse acoplamento são de origem estrutural.

APÊNDICE B – TABELAS DE DADOS EXPERIMENTAIS

Para as excitações pelo solo, as amplitudes mínimas determinadas empiricamente para a posição da massa suspensa, para cada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo e fase, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (m)	Módulo da Resposta	Fase da Resposta (rad)
V1	0,628	9,020E-04	0,748	-0,308
V2	3,142	8,844E-04	0,760	-0,251
V3	3,737	9,075E-04	0,714	-0,262
V4	4,445	8,998E-04	0,899	-0,133
V5	5,286	8,965E-04	0,839	-0,159
V6	6,288	8,976E-04	0,817	-0,189
V7	7,479	9,053E-04	0,753	-0,224
V8	8,895	8,987E-04	0,910	-0,445
V9	10,58	8,888E-04	1,233	-0,529
V10	12,584	9,240E-04	1,289	-0,503
V11	14,968	9,152E-04	1,956	-0,898
V12	17,893	9,075E-04	3,024	-1,602
V13	21,176	9,119E-04	1,221	-2,329
V14	25,187	9,174E-04	0,698	-2,519
V15	19,957	9,229E-04	0,478	-2,696
V16	35,622	9,163E-04	0,308	-2,851
V17	42,381	4,373E-04	0,245	-2,967
V18	50,409	3,263E-04	0,113	-3,025
V19	59,958	6,109E-04	0,052	-4,197
V20	71,315	9,042E-04	0,030	-3,566
V21	84,823	9,163E-04	0,024	-5,089
V22	94,248	9,042E-04	0,024	-3,770

Para as excitações pelo solo, as amplitudes máximas determinadas empiricamente para a posição da massa suspensa, para cada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo e fase, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (m)	Módulo da Resposta	Fase da Resposta (rad)
V1	0,628	1,889E-03	0,799	-0,214
V2	3,142	1,878E-03	0,835	-0,157
V3	3,737	1,891E-03	0,760	-0,037
V4	4,445	1,892E-03	0,785	-0,089
V5	5,286	1,888E-03	0,852	-0,106
V6	6,288	1,882E-03	0,762	-0,189
V7	7,479	1,888E-03	0,765	-0,150
V8	8,895	1,883E-03	0,954	-0,267
V9	10,58	1,890E-03	1,202	-0,317
V10	12,584	1,913E-03	1,523	-0,378
V11	14,968	1,924E-03	4,510	-0,599
V12	17,893	1,859E-03	3,825	-2,492
V13	21,176	1,886E-03	1,314	-2,753
V14	25,187	1,902E-03	0,711	-2,267
V15	19,957	1,899E-03	0,436	-2,996
V16	35,622	1,917E-03	0,309	-2,851
V17	42,381	1,920E-03	0,256	-2,967
V18	50,409	9,448E-04	0,750	-4,033
V19	59,958	1,856E-03	0,020	-4,797
V20	71,315	1,866E-03	0,020	-3,566
V21	84,823	1,870E-03	0,016	-4,241
V22	94,248	1,857E-03	0,020	-2,827

Para as excitações pelo solo, as amplitudes máximas determinadas empiricamente para a posição da massa não suspensa, para cada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (m)	Amplitude da Resposta (m)	Módulo da Resposta
V1	0,628	1,889E-03	7,561E-04	0,400
V2	3,142	1,878E-03	8,307E-04	0,442
V3	3,737	1,891E-03	7,635E-04	0,404
V4	4,445	1,892E-03	8,085E-04	0,427
V5	5,286	1,888E-03	8,637E-04	0,458
V6	6,288	1,882E-03	8,429E-04	0,448
V7	7,479	1,888E-03	8,414E-04	0,446
V8	8,895	1,883E-03	9,422E-04	0,500
V9	10,58	1,890E-03	1,013E-03	0,536
V10	12,584	1,913E-03	1,171E-03	0,612
V11	14,968	1,924E-03	2,115E-03	1,099
V12	17,893	1,859E-03	1,166E-03	0,627
V13	21,176	1,886E-03	8,979E-04	0,476
V14	25,187	1,902E-03	8,633E-04	0,454
V15	19,957	1,899E-03	1,067E-03	0,562
V16	35,622	1,917E-03	1,405E-03	0,733
V17	42,381	1,920E-03	2,562E-03	1,335
V18	50,409	9,448E-04	6,847E-03	7,247
V19	59,958	1,856E-03	2,500E-03	1,348
V20	71,315	1,866E-03	1,157E-03	0,620
V21	84,823	1,870E-03	6,253E-04	0,334
V22	94,248	1,857E-03	5,382E-04	0,290

Para as excitações pelo atuador, as amplitudes mínimas determinadas empiricamente para a posição da massa suspensa, para cada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo e fase, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (V)	Módulo da Resposta	Fase da Resposta (rad)
V1	0,628	2,0	4,300E-04	-0,496
V2	3,142	2,0	5,218E-04	-0,493
V3	3,737	2,0	4,943E-04	-0,523
V4	4,445	2,0	4,931E-04	-0,667
V5	5,286	2,0	4,918E-04	-0,476
V6	6,288	2,0	5,506E-04	-0,440
V7	7,479	2,0	7,025E-04	-0,598
V8	8,895	2,0	8,170E-04	-0,712
V9	10,58	1,6	8,597E-04	-0,846
V10	12,584	1,2	7,488E-04	-1,007
V11	14,968	0,8	3,717E-04	-1,497
V12	17,893	1,0	1,051E-03	-1,780
V13	21,176	2,0	8,403E-04	-2,753
V14	25,187	2,0	4,140E-04	-2,771
V15	19,957	3,0	2,833E-04	-3,295
V16	35,622	2,0	1,620E-04	-3,207
V17	42,381	2,0	7,670E-05	-2,967
V18	50,409	1,4	1,287E-04	-2,520
V19	59,958	4,0	9,010E-05	-2,998
V20	71,315	4,0	5,479E-05	-2,853
V21	84,823	8,0	3,926E-05	-3,393
V22	94,248	16,0	3,074E-05	-2,827

Para as excitações pelo solo, as amplitudes máximas determinadas empiricamente para a posição da massa suspensa, para cada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo e fase, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (V)	Módulo da Resposta	Fase da Resposta (rad)
V1	0,628	22,0	7,189E-04	-0,119
V2	3,142	22,0	7,357E-04	-0,188
V3	3,737	22,0	7,675E-04	-0,075
V4	4,445	22,0	7,834E-04	-0,311
V5	5,286	22,0	7,250E-04	-0,106
V6	6,288	22,0	8,630E-04	-0,126
V7	7,479	22,0	9,493E-04	-0,150
V8	8,895	20,0	1,068E-03	-0,178
V9	10,58	16,0	1,290E-03	-0,212
V10	12,584	12,0	1,890E-03	-0,277
V11	14,968	4,0	4,714E-03	-0,599
V12	17,893	5,0	3,035E-03	-2,849
V13	21,176	20,0	9,715E-04	-3,176
V14	25,187	20,0	4,818E-04	-3,022
V15	19,957	30,0	2,789E-04	-3,295
V16	35,622	22,0	1,623E-04	-2,851
V17	42,381	14,0	8,174E-05	-2,967
V18	50,409	2,0	2,082E-04	-1,512
V19	59,958	16,0	9,331E-05	-2,998
V20	71,315	30,0	5,447E-05	-2,853
V21	84,823	38,0	3,889E-05	-3,393
V22	94,248	38,0	3,262E-05	-2,827

Para as excitações pelo solo e com o sistema em malha fechada, as amplitudes máximas determinadas empiricamente para a posição da massa suspensa, paracada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo e fase e o esforço de controle máximo em módulo, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (m)	Módulo da Resposta	Fase da Resposta (rad)	Esforço de Controle Máximo em Módulo (V)
V1	0,628	1,881E-03	0,701	-0,234128761	0,259
V2	3,142	1,876E-03	0,625	-0,362852393	0,565
V3	3,737	1,856E-03	0,645	-0,408851699	0,690
V4	4,445	1,862E-03	0,656	-0,488527306	0,736
V5	5,286	1,880E-03	0,606	-0,492314292	0,838
V6	6,288	1,872E-03	0,592	-0,571631793	0,949
V7	7,479	1,863E-03	0,649	-0,645774632	1,110
V8	8,895	1,889E-03	0,673	-0,768565838	1,310
V9	10,58	1,887E-03	0,703	-0,884643272	1,463
V10	12,584	1,883E-03	0,625	-1,028593124	1,600
V11	14,968	1,880E-03	0,613	-1,16506486	1,727
V12	17,893	1,885E-03	0,542	-1,331886282	1,874
V13	21,176	1,906E-03	0,536	-1,573038242	2,106
V14	25,187	1,897E-03	0,485	-1,80546889	2,292
V15	19,957	1,890E-03	0,429	-2,107376096	2,239
V16	35,622	1,892E-03	0,357	-2,428068587	2,159
V17	42,381	1,895E-03	0,293	-2,785794527	2,025
V18	50,409	1,885E-03	0,387	-3,678763861	2,777
V19	59,958	1,870E-03	0,042	-3,834194106	1,201
V20	71,315	1,887E-03	0,021	-3,764055949	0,801
V21	84,823	1,909E-03	0,015	-3,3863486	0,669
V22	94,248	1,949E-03	0,018	-3,380627118	0,536

Para as excitações pelo solo e com o sistema em malha fechada, as amplitudes máximas determinadas empiricamente para a posição da massa não suspensa, para cada uma das frequências de coleta de dados, assim como as respostas em frequência do simulador em termos de módulo e o esforço de controle máximo em módulo, foram:

Ensaio	Frequência (rad/s)	Amplitude de Exitação (m)	Módulo da Resposta	Esforço de Controle Máximo em Módulo (V)
V1	0,628	1,881E-03	0,357	0,259
V2	3,142	1,876E-03	0,358	0,565
V3	3,737	1,856E-03	0,387	0,690
V4	4,445	1,862E-03	0,404	0,736
V5	5,286	1,880E-03	0,424	0,838
V6	6,288	1,872E-03	0,395	0,949
V7	7,479	1,863E-03	0,411	1,110
V8	8,895	1,889E-03	0,428	1,310
V9	10,58	1,887E-03	0,482	1,463
V10	12,584	1,883E-03	0,537	1,600
V11	14,968	1,880E-03	0,543	1,727
V12	17,893	1,885E-03	0,583	1,874
V13	21,176	1,906E-03	0,556	2,106
V14	25,187	1,897E-03	0,615	2,292
V15	19,957	1,890E-03	0,657	2,239
V16	35,622	1,892E-03	0,690	2,159
V17	42,381	1,895E-03	0,738	2,025
V18	50,409	1,885E-03	0,951	2,777
V19	59,958	1,870E-03	2,852	1,201
V20	71,315	1,887E-03	0,818	0,801
V21	84,823	1,909E-03	0,353	0,669
V22	94,248	1,949E-03	0,670	0,536

Para a análise do ganho, os valores de K propostos, assim como os valores de pico encontrados para os sobre sinais da massa suspensa e não suspensa, e os valores de pico máximo em módulo do esforço de controle, foram:

Ensaio	K	Esforço de Controle Máximo em Módulo (V)	Sobre Sinal Máximo da Posição da Massa Suspensa	Sobre Sinal Máximo da Posição da Massa Não Suspensa
1	8,0E+05	11,775	2,2019E-02	2,1876E-02
2	1,0E+06	13,449	2,2321E-02	2,2245E-02
3	1,2E+06	14,880	2,2316E-02	2,2502E-02
4	1,4E+06	15,880	2,2375E-02	2,2852E-02
5	1,6E+06	16,735	2,2496E-02	2,3034E-02
6	1,8E+06	17,479	2,2735E-02	2,3170E-02
7	2,0E+06	18,128	2,3110E-02	2,3477E-02
8	2,2E+06	18,722	2,3431E-02	2,3552E-02
9	2,4E+06	19,403	2,4001E-02	2,3849E-02
10	2,6E+06	19,887	2,4615E-02	2,3981E-02
11	3,0E+06	20,926	2,5647E-02	2,4224E-02
12	3,4E+06	21,497	2,6656E-02	2,4410E-02
13	3,8E+06	22,007	2,6792E-02	2,4256E-02
14	4,2E+06	22,402	2,6811E-02	2,4186E-02
15	4,6E+06	23,398	2,8302E-02	2,4359E-02
16	5,0E+06	28,526	2,9042E-02	2,4323E-02