



TESE DE DOUTORADO

**CONTROLE HÍBRIDO PARA COMPENSADOR DE HEAVE
DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO**

William Humberto Cuéllar Sánchez

Brasília, julho de 2019

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia

TESE DE DOUTORADO

**CONTROLE HÍBRIDO PARA COMPENSADOR DE HEAVE
DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO**

William Humberto Cuéllar Sánchez

*Tese de Doutorado submetida ao Departamento de Engenharia
Mecânica como requisito parcial para obtenção
do grau de Doutor em Sistemas Mecatrônicos*

Banca Examinadora

Prof. Dr. Eugênio Libório Feitosa Fortaleza, _____
PPMEC/ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Guilherme Caribé de Carvalho, _____
PPMEC/ENM/UnB
Examinador interno

Profa. Dra. Aline Souza de Paula, _____
PCMEC/ENM/UnB
Examinador externo

Prof. Dr. Celso Kazuyuki Morooka, _____
DEP/FEM/UNICAMP
Examinador externo

FICHA CATALOGRÁFICA

CUELLAR, WILLIAM H.

CONTROLE HÍBRIDO PARA COMPENSADOR DE HEAVE DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO
[Distrito Federal] 2019.

xvi, 106 p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Doutor, Engenharia Mecânica, 2019).

Tese de Doutorado - Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica

1. Compensador de heave

2. Controle

3. Modelagem

4. Perfuração offshore.

I. ENM/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

CUELLAR, W.H. (2019). *CONTROLE HÍBRIDO PARA COMPENSADOR DE HEAVE DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO*. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 106 p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: William Humberto Cuéllar Sánchez

TÍTULO: CONTROLE HÍBRIDO PARA COMPENSADOR DE HEAVE DE UMA COLUNA DE PERFURAÇÃO .

GRAU: Doutor em Sistemas Mecatrônicos ANO: 2019

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta Tese de Doutorado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. Os autores reservam outros direitos de publicação e nenhuma parte dessa Tese de Doutorado pode ser reproduzida sem autorização por escrito dos autores.

William Humberto Cuéllar Sánchez

Depto. de Engenharia Mecânica (ENM) - FT

Universidade de Brasília (UnB)

Campus Darcy Ribeiro

CEP 70919-970 - Brasília - DF - Brasil

Dedicatória

Celmira Sánchez, Celmira Polo, Humberto Cuéllar, Diana Cuéllar. Eu amo vocês

William Humberto Cuéllar Sánchez

Agradecimentos

Agradeço especialmente a Deus, pelo seu amor, proteção e por iluminar meus caminhos a cada dia.

A Minha querida família pelo amor e apoio incondicionais. Por terem sido parte fundamental dessa conquista e me darem a certeza que sempre estariam comigo, mesmo a alguns quilômetros de distância, estando presentes em pensamentos e orações.

Ao meu professor, amigo e orientador o doutor Eugênio Libório Feitosa Fortaleza pelo apoio, confiança, dedicação, paciência, disposição, tempo, e ensino. Para mim é uma imensa honra e orgulho tê-lo como orientador por mais de sete anos (desde o mestrado). Gratidão.

Ao professor André Benine Neto da Univesidade de Bordeaux por me aceitar como seu aluno, muito aprendi com seus ensinamentos e com sua análise detalhista e precisa.

A Thais Belo, pelo carinho, amor, paciência, abraços e por fazer a minha vida especial. Seu apoio e suporte foram fundamentais para enfrentar ou doutorado.

Aos meus amigos em Brasília por serem a minha familia no Brasil: Hugo, Michel, Lais, Thiago, Silvia, Galis, Amanda, Eric, Mariana, Andres, Talita, Rogeiro, Natalia, David, Sergio, Paulo, Willian, Oscar, Jairo, Caro, Sallis, Credo.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), à Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) E à Fundação de Apoio a Pesquisa do Distrito Federal (FAP-DF) pelo financiamento para o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Grupo de Automação e Controle (GRACO/UnB) e a todos os meus professores pelo suporte e formação acadêmica. Ao Grupo CRONE da Universidade de Bordeaux por me aceitar no doutorado sanduíche e na visita tecnica, pela disponibilidade dos professores para me escutar e me ensinar.

William Humberto Cuéllar Sánchez

RESUMO

O compensador de *heave* é um sistema que mitiga a transmissão do movimento de *heave* dos navios para certos equipamentos. Na indústria petrolífera, um compensador de *heave* permite a perfuração em ambientes *offshore*. O compensador de elevação atenua o movimento transmitido da embarcação à coluna de perfuração e à broca, garantindo a segurança e a eficiência do processo de perfuração. Os tipos comuns de compensadores de *heave* são compensadores passivos (hidropneumático), ativos, semi-ativos e híbridos. Duas operações com compensador de *heave* são estudadas nesta tese, com broca livre e em contato com a formação. A primeira parte desta tese dedica-se aos compensadores de movimento passivo e semi-ativo com broca livre, e três pontos são abordados. Primeiro, uma análise da influência do módulo volumétrico na performance do compensador passivo e propõe-se uma condição simples para determinar se pode ser negligenciado da modelagem. Segundo, a metodologia para projetar compensadores de *heave* passivos com a resposta de frequência desejada. Terceiro, quatro metodologias de controle para o compensador semi-ativo são testadas e comparadas numericamente.

A segunda parte desta tese dedica-se aos compensadores passivo e híbrido de *heave* com broca em contato. Dois efeitos de atrito seco do compensador passivo durante a perfuração *offshore* para operações em contato. A primeira é a variação da taxa de atenuação do movimento de *heave* transmitido à coluna de perfuração em função da amplitude do movimento da plataforma. A segunda é a Vibração Induzida pelo Compensador (CIV), que induz oscilações longitudinais de frequências superiores ao movimento de elevação. Esses fenômenos são explicados por uma análise das forças do compensador passivo (linearização e espectro de frequência) e uma análise modal da coluna com compensador passivo (formas dos modos de vibração e condições de contorno). Além disso, um controle é proposto para mitigar o movimento de *heave* e o fenômeno de CIV, o qual é composto por dois controles independentes, um *feedforward* não linear para mitigar o atrito seco não linear e um controle CRONE (abreviação francesa de controle robusto de ordem não inteira) *feedback* para mitigar o CIV. Este controle reduz drasticamente o CIV e a transmissão do movimento de *heave*.

Palavras-chave: Suspensão hidropneumática, Compensador de *heave*, Vibração induzida pelo compensador (CIV), atrito seco, módulo volumétrico.

ABSTRACT

Heave compensator is a system that mitigates transmission of heave movement from the vessel to the equipment. In drilling oil industry, heave compensators enables drilling in offshore environments. Heave compensator attenuates movement transmitted from the vessel to the drill string and drill bit ensuring security and efficiency of the offshore drilling process. Common types of heave compensators are passive (PHC), active, semi-active and hybrid compensators. Two operations with heave compensator are studied in this thesis, with non-contact and with contact of drill bit with the formation. The first part is dedicated to the passive and semi-active heave compensators with non-contact drill bit and three points are addressed. First, a bulk modulus analysis obtains a simple condition to determine if the bulk modulus can be neglected in the model of passive heave compensator. Second, the methodology to design passive heave compensators with the desired frequency response. Third, four control methodologies for semi-active heave compensator are tested and compared numerically.

The second part of this thesis is dedicated to the passive and the hybrid heave compensators with drill bit in contact. Two effects of seal friction of passive compensator during offshore drilling for contact and non-contact operations are addressed. The first is attenuation rate variation of the transmitted heave movement in function of the amplitude of the platform motion. The second is Compensator Induced Vibration (CIV), which induces longitudinal oscillations on frequencies higher than the heave motion frequencies. These phenomena are explained by an analysis of PHC forces (linearization and frequency spectra) and a modal analysis of the drill string dynamic with PHC (mode shapes and boundary conditions). Furthermore, a control is proposed to mitigate heave motion and CIV phenomenon, it is composed of two loops, a nonlinear feed forward to mitigate the nonlinear seal friction and a CRONE (French abbreviation of non-integer order robust control) control to address the CIV. This control drastically reduces the CIV and the transmission of heave motion.

Keywords: Hydropneumatic suspension, Heave compensator, Compensator Induced Vibration (CIV), seal friction, bulk modulus.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Compensadores de <i>heave</i>	2
1.1.1	Broca livre	4
1.1.2	Broca em contato	5
1.1.3	PHC e atrito seco	6
1.1.4	Controladores ativos para HHC	7
1.2	MOTIVAÇÃO	8
1.3	OBJETIVOS	10
1.3.1	Objetivo Geral	10
1.3.2	Objetivos específicos	10
1.4	METODOLOGIA	10
1.5	CONTRIBUIÇÕES	12
1.6	PUBLICAÇÕES	13
1.7	ESTRUTURA DO TEXTO	13
I	PHC LINEAR E SAHC COM BROCA LIVRE	15
2	PHC LINEAR	18
2.1	EQUACÕES GOVERNANTES	18
2.1.1	Módulo volumétrico	18
2.1.2	Modelos do PHC linear com broca livre (com e sem módulo volumétrico)	19
2.2	CRITÉRIO PARA ESCOLHER O MODELO COM OU SEM MÓDULO VOLUMÉTRICO	22
2.2.1	Prova do critério para determinar se o módulo volumétrico pode se negligenciar	23
2.3	FATOR ADIMENSIONAL	25
2.4	PROJETO DO PHC	27
2.5	RESULTADO DO PHC	28
2.5.1	Aplicação da metodologia para projetar o PHC e validação do fator l	28
2.5.2	Efeito do módulo volumétrico	29
3	SAHC	31

3.1	VARIAÇÃO DA MASSA SUPOSTADA NO PHC	31
3.2	CONTROLE SEMIATIVO COM SERVO VÁLVULA	32
3.2.1	Amortecimento variável em função da massa	32
3.2.2	Amortecimento variando em função do tempo e da massa	33
3.3	RESULTADOS DO CONTROLE SEMIATIVO	35
3.3.1	Critérios para avaliar os controladores semiativos	35
3.3.2	Resultados do controle semiativo em função da massa	36
3.3.3	Resultados do controle semiativo em função do tempo e da massa	38
4	DISCUSSÃO DE RESULTADOS PHC LINEAR E SAHC	42
II	HHC, PHC NÃO LINEAR COM BROCA EM CONTATO E AHC	45
5	PHC NÃO LINEAR	49
5.1	PHC E COLUNA DE PERFURAÇÃO	49
5.1.1	Hipótese PHC não linear com broca em contato	49
5.1.2	Modelo do PHC	50
5.1.3	Parâmetros da coluna de perfuração	51
5.1.4	Modelo da coluna de perfuração com PHC	52
5.2	CONSIDERAÇÕES	53
5.2.1	Distúrbio de <i>heave</i> senoidal	53
5.2.2	Configuração da coluna de perfuração	53
5.2.3	Simulação no tempo	54
5.3	FORÇAS DINÂMICAS DO PHC	54
5.3.1	Análise da força dinâmica do PHC	55
5.3.2	Linearização das forças do PHC	57
5.4	ANÁLISE DO SISTEMA LINEAR	60
5.4.1	Modelo linear da coluna, catarina e bloco de coroamento	61
5.4.2	Decomposição modal	62
5.4.3	Redução modal	65
5.5	EFEITO DO ATRITO SECO DO CILINDRO NO DESEMPENHO DO PHC	66
5.5.1	Variação da atenuação do PHC em função da amplitude do navio	66
5.5.2	Vibração induzida pelo compensador (CIV)	70
6	CONTROLE ATIVO	76
6.1	CONTROLADOR <i>FEEDFORWARD</i>	77
6.1.1	Controlador <i>feedforward</i> linear (FFL)	77
6.1.2	Controlador <i>feedforward</i> não linear (FFNL)	77
6.2	CONTROLADOR <i>FEEDBACK</i> CRONE (FB)	79
6.3	RESULTADOS DOS CONTROLADORES	81
6.3.1	Resultados do controladores para o CIV	81

6.3.2 Resultados do controladores para uma onda do mar	85
7 DISCUSSÃO DE RESULTADOS PHC NÃO LINEAR COM BROCA EM CONTATO E AHC	90
8 CONCLUSÕES	95
8.1 TRABALHOS FUTUROS	97
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	98

LISTA DE FIGURAS

1.1	Definição dos movimentos do navio.	1
1.2	Esquema básico PHC.	2
1.3	Princípio do operação do compensador (modificado de [1]).	3
1.4	Consumo energético de um AHC e um HHC [2].	3
1.5	Esquema do sistema de perfuração <i>offshore</i> com HHC, PHC e AHC.	4
1.6	(a) Resposta em frequência (deslocamento do bloco de coroamento/deslocamento de <i>heave</i> do navio) com broca livre, com e sem PHC [3]. (b) Espectro de onda do mar [4]	5
1.7	Resposta em frequência (deslocamento do bloco de coroamento/deslocamento de <i>heave</i> do navio) com broca em contato, com e sem PHC, modificado de [3].	6
1.8	Fenômeno de <i>stick slip</i> produzido pelo atrito seco (modificado de [5]), deslocamento relativo entre o navio e o embolo do cilindro, a parte azul da figura indica que não há movimento.	6
1.9	Fenômeno de CIV. Transformada de Fourier do movimento de <i>heave</i> e do WOB [5]	7
2.1	Módulo volumétrico tangente β_{tan} e secante β_{sec} [6].	19
2.2	Variáveis do PHC sem WOB.	20
2.3	Diagrama do equivalente elétrico (a) Com módulo volumétrico, (b) Sem módulo volumétrico.	23
2.4	Circuito equivalente do PHC.	24
2.5	Parâmetros para projetar um PHC. (a) Ganho máximo em função do amortecimento. (b) Factor l em função do amortecimento.	27
2.6	Procedimento para projetar um PHC.	28
2.7	Resposta em frequência do compensador projetado com a metodologia proposta.	29
2.8	Resultados do módulo volumétrico, 350t. (a) Resposta em frequência com e sem módulo volumétrico. (b) Erro relativo normalizado da transmitância ao negligenciar o módulo volumétrico.	30
3.1	Diagrama de controle do SAHC.	32
3.2	Resposta em frequência do Skyhook. (a) Baixo valor de amortecimento $\zeta = 0.17$. (b) Alto valor de amortecimento $\zeta = 0.7$	33
3.3	Resposta em frequência do controle semiativo em função da massa. (a) Controle com ganho máximo de 10dB. (b) Controle com ganho máximo de 3dB.	36

3.4	Desempenho do compensador para uma onda do mar. (a) Movimento da plataforma x_h e movimento da massa suportada x_c , com o controle semiativo em função da massa, PHC projetado com $3dB$ e $10dB$. (b) Resposta do controle semiativo para $3dB$ e $10dB$ com mudança de escala.	37
3.5	Resposta do controle balance. (a) Massa suportada 350t. (b) Massa suportada 150t.	38
3.6	Resposta do controle skyhook. (a) Massa suportada 350t. (b) Massa suportada 150t.	39
3.7	Desempenho do SHC para a onda do oceano com o controle skyhook e controle de balance.	40
5.1	Esquema da coluna com massa discreta.	51
5.2	Forças do PHC causadas pelas três movimentos de <i>heave</i> da subseção 5.2.1 ($x_{h_{ope}} = 0.5m$; $x_{h_{ope}} = 1m$; $x_{h_{max}} = 1.5m$), a coluna direita para uma coluna de $2km$ e a esquerda de $12km$. As forças força do atrito do cilindro F_{sf} , de fricção viscosa do gás F_{ff} , e de atrito seco do cilindro F_{sf}	56
5.3	Transformada de Fourier das forças do PHC com um movimento de <i>heave</i> $x_{h_{ope}}$ para duas profundidades. (a) Coluna de $2km$. (b) Coluna de $12km$. As forças força do atrito do cilindro F_{sf} , de fricção viscosa do gás F_{ff} , e de atrito seco do cilindro F_{sf}	57
5.4	Força de reconstituição do gás do PHC. (a) Linear e não linear, coluna de $12km$ e movimento de <i>heave</i> $x_{h_{max}}$. (b) Erro percentual da aproximação linear com $12km$ para os três movimentos de <i>heave</i> da subseção 5.2.1.	58
5.5	Força de fricção viscosa do gás do PHC. (a) Linear e não linear com o movimento de <i>heave</i> $x_{h_{ope}}$. (b) Erro da aproximação linear para as os três movimentos de <i>heave</i> da subseção 5.2.1.	59
5.6	Força de atrito seco do cilindro do PHC para os três movimentos de <i>heave</i> da subseção 5.2.1. (a) Linear e não linear. (b) Erro percentual da aproximação linear.	60
5.7	As formas dos três primeiros modos de vibração para as três profundidades. (a) $4km$. (b) $8km$. (c) $12km$	63
5.8	Autovetor real e imaginário em função da profundidade da coluna, para os três primeiros modos de vibração. (a) $4km$. (b) $8km$. (c) $12km$	64
5.9	Visão vertical das deflexões axiais para os três primeiros modos de vibração com as suas três profundidades. (a) $4km$. (b) $8km$. (c) $12km$	65
5.10	Resposta em frequência x_c/F_{x_h} para coluna de $12km$ com os três movimentos de <i>heave</i> da subseção 5.2.1. Esquerda sem redução. Direita com redução.	66
5.11	Movimento do bloco de coroamento, com atrito seco linear e não linear, para movimentos de <i>heave</i> de duas amplitudes. (a) $x_{h_{ope}}$ e broca livre. (b) $x_{h_{ope}}$ e broca em contato com o fundo do poço. (c) $x_{h_{min}}$ e broca livre. (d) $x_{h_{min}}$ e broca em contato.	68
5.12	Resposta em frequência de x_c/x_h , com atrito seco do cilindro linear para os três movimentos de <i>heave</i> da subseção 5.2.1. (a) Broca livre. (b) Broca em contato. . .	68
5.13	Resposta em frequência de x_c/x_h com atrito seco do cilindro linear e Broca em contato, para dois movimentos de <i>heave</i> senoidal do navio com diferentes amplitudes.	69

5.14	Movimento do bloco de coroamento para uma coluna de $12km$ com broca em contato para um movimento senoidal de <i>heave</i> do navio com frequência $0.6rad/s$ e com duas amplitudes. (a) Amplitude $0.1m$. (b) Amplitude $1m$	70
5.15	Movimento do bloco de coroamento com CIV, coluna de $12km$ e broca em contato, para dois movimentos de <i>heave</i> senoidal do navio com frequência $1rad/s$ e diferentes amplitudes. (a) Amplitude $x_h = 0.1m$. (b) Amplitude $x_h = 1m$	71
5.16	WOB com CIV, coluna de $12 km$ em contato, para dois movimentos de <i>heave</i> senoidais do navio com frequência $1rad/s$ e diferentes amplitudes. (a) Amplitude $x_h = 0.1m$. (b) Amplitude $x_h = 1m$	71
5.17	Espectro da transformada de Fourier do WOB e da força dinâmica do PHC F_{phc} , coluna $12km$ e broca em contato, para duas amplitudes de onda do navio de $1rad/s$. (a) $x_h = 0.1m$. (b) $x_h = 1m$	72
5.18	Transformada de Fourier do WOB e da força dinâmica do PHC F_{phc} , coluna de $12km$, para dois movimentos de <i>heave</i> senoidais do navio com frequência $0.8rad/s$ e diferentes amplitudes. (a) Amplitude $x_h = 0.1m$. (b) Amplitude $x_h = 1m$	73
5.19	WOB com CIV, coluna $2km$ e broca em contato, para um movimento de <i>heave</i> senoidal do navio com frequência $0.66rad/s$ e amplitude $x_{h_{ope}}$. (a) Movimento do bloco de coroamento. (b) Transformada de Fourier do WOB e da força dinâmica do PHC.	74
5.20	CIV, coluna de $12km$ e broca livre, com amplitude do navio de $x_{h_{ope}}$. (a) Resposta em frequência x_c/x_h . (b) Movimento do bloco de coroamento x_c com modelo linear e não linear para uma frequência de $0.66rad/s$. (c) Transformada de Fourier de x_c	75
6.1	Esquema de controle.	76
6.2	(a) Aproximação do atrito seco para o controle com diferentes fatores $f_h=[1, 0.5, 0.1, 0.01]$. (b) Erro de aproximação do fator.	78
6.3	Nichols da malha aberta β , coluna de $12km$. A Linha azul é obtida com a planta de operação, e as linhas verdes são as incertezas.	80
6.4	Resposta em frequência do sistema linear com e sem controle CRONE, com uma coluna de $12km$ e diferentes níveis de amortecimento.	81
6.5	Movimento do bloco de coroamento para uma onda senoidal de <i>heave</i> do navio de amplitude $1m$ e frequência $1rad/s$, com os quatro controles e o PHC sem controle.	83
6.6	WOB de coroamento para uma onda sinoidal de <i>heave</i> do navio de amplitude $1m$ e frequência $1rad/s$, com os controladores e o PHC sem controle.	83
6.7	Transformada de Fourier do WOB para uma onda sinoidal de <i>heave</i> do navio de amplitude $1m$ e frequência $1rad/s$, com os controladores e PHC sem controle.	84
6.8	Força de controle para o <i>feedforward</i> linear, o <i>feedforward</i> não linear, o <i>feedforward</i> não linear e <i>feedback</i> , e <i>feedback</i>	85

6.9 Movimento de <i>heave</i> do navio gerado pelo movimento das ondas do mar e a sua transformada de Fourier.	86
6.10 Movimento do bloco de coroamento com o movimento do navio da Figura 6.9 para os quatro controladores e o PHC.	87
6.11 WOB com o movimento do navio da Figura 6.9 para os quatro controladores e o PHC.	87
6.12 Transformada de Fourier do WOB para o movimento da Figura 6.9, para os quatro controladores e o PHC.	88
6.13 Força de controle dos quatro controladores para o movimento da Figura 6.9. . . .	89

LISTA DE TABELAS

1.1	Varição da atenuação do PHC em função da amplitude do movimento de heave de entrada.	7
3.1	Resumo da resposta em frequência para o SAHC em função da massa suportada. .	37
3.2	Resumo da resposta em frequência para o controle balance.	39
3.3	Resumo da resposta em frequência do controle Skyhook.	40
3.4	Comparação dos compensadores.	41
5.1	Configuração da coluna de perfuração para 4 <i>km</i> e 8 <i>km</i>	53
5.2	Parâmetros da coluna e do PHC.	54
5.3	Resumo do coeficiente de fricção linear do PHC e a sua taxa de atenuação do movimento da nave transmitida ao bloco de coroamento, em função da amplitude da embarcação com a frequência 0.9rad/s	69
6.1	Respostas dos HHC para o CIV. Parâmetros definidos no começo desta subseção. .	85
6.2	Respostas dos HHC para o movimento do navio da Figura 6.9.	88
8.1	Comparação entre os atuadores semiativos das estruturas e os valores para o SAHC.	104

LISTA DE SIGLAS

ANP	Agencia Nacional do Petróleo
PHC	Compensador de Heave Passivo
SAHC	Compensador de Heave Semiativo
AHC	Compensador de Heave Ativo
HHC	Compensador de Heave Híbrido
WOB	Peso sobre a broca
CIV	Vibração induzida pelo PHC
CRONE	Controle robusto de ordem fracionária
BOP	<i>Blowout Preventer</i>
BHA	<i>Bottom hole assembly</i>
SISO	<i>Single Input Single Output</i>
FB	Controle <i>Feedback</i>
FFL	Controle <i>Feedforward</i> Linear
FFNL	Controle <i>Feedforward</i> Ninear

1 INTRODUÇÃO

Petróleo, palavra formada pela união dos termos em latim *petra* (pedra) e *oleum* (óleo), é um dos líquidos mais importantes na nossa sociedade, pois abastece indústrias, automóveis, fábricas e é um dos principais provedores de energia do mundo.

Este líquido encontra-se armazenado em reservatórios em terra ou no fundo dos oceanos. Quando os reservatórios são encontrados nos oceanos, são chamados de reservatórios *offshore*. Estes produziram o 95.2% do petróleo brasileiro em 2017, o equivalente a 957 milhões de barris, segundo os dados da Agência Nacional do Petróleo (ANP), do Brasil [7].

No caso dos reservatórios *offshore*, cada vez mais são exploradas águas mais profundas e em lugares mais afastados como demonstra a história do petróleo [4] e o atual pré-sal brasileiro [8]. Como possíveis soluções para atingí-los, aparecem as plataformas com posicionamento dinâmico ou as ancoradas para fazer a perfuração desde a superfície [4].

As ondas do mar afetam severamente a posição dessas plataformas. Como solução no plano horizontal, a indústria *offshore* introduziu os Sistemas de Posicionamento Dinâmico de embarcações (Sistema DP) para controlar automaticamente a posição e aproamento de uma embarcação por meio de propulsão ativa [9] e, assim, mitigar a influencia das ondas nos movimentos de deriva, avanço e guinada, representados pelas setas de cor laranja na Figura 1.1.

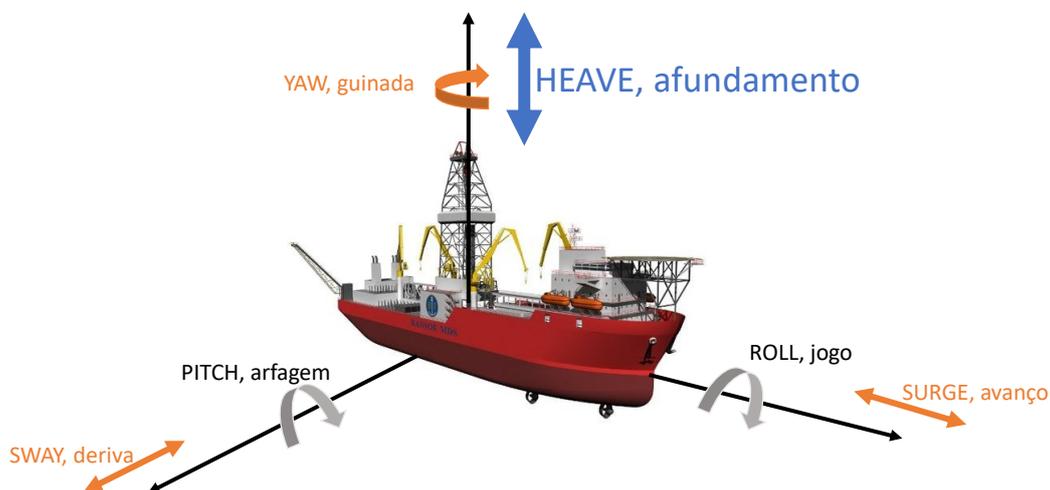


Figura 1.1 – Definição dos movimentos do navio.

No entanto, os sistemas DP não compensam o movimento de *heave* (afundamento, ver seta cor azul na Figura 1.1) do navio produzido pelas ondas do mar que, ao se transmitir à coluna de perfuração, provoca os seguintes problemas: variações da carga sobre a broca, altas e variáveis

tensões sobre a coluna. Pode acontecer também devido às variações de pressão associadas ao movimento, do fluido de perfuração entrar no reservatório ou os hidrocarbonetos do reservatórios invadirem o poço, fenômeno este que é comumente chamado de *kick*.

O compensador de *heave* é o dispositivo usado para atenuar as vibrações verticais transmitidas pela plataforma à coluna de perfuração e fazer que esta oscile o mínimo possível, neste caso o único movimento considerado é o de afundamento (*heave*).

1.1 COMPENSADORES DE HEAVE

Nesta seção apresenta-se uma visão geral sobre o compensador de *heave*. Primeiro, descreve-se o funcionamento do compensador de *heave* hidropneumático. Segundo, apresentam-se duas classificações dos compensadores, por energia e por localização. Terceiro, descrevem-se os principais elementos da perfuração *offshore*. Quarto, expõem-se os dois modos de trabalho do compensador, broca livre e broca em contato com o fundo do poço. Quinto, descrevem-se os fenômenos produzidos pelo atrito seco não linear do cilindro do PHC no seu comportamento. Finalmente, introduzem-se os controladores ativos aplicados no PHC, os quais constituem o HHC.

Em palavras simples, o compensador de *heave* é uma enorme suspensão hidropneumática tradicional. Seus componentes principais são um cilindro e alguns acumuladores. Opera assim: quando o navio sobe (Figura 1.2B), o óleo do cilindro é forçado em direção do acumulador e comprime o gás para compensar o aumento do deslocamento e conseguir armazenar energia, a qual se dissipa pela fricção do atrito do cilindro e pela viscosidade do fluido ao passar pela tubulação. No momento em que o navio desce (Figura 1.2A), o êmbolo do cilindro sobe e o gás do acumulador expande-se. O ar expande-se e comprime-se, surge a questão se a compressibilidade do óleo do cilindro é relevante ou não na dinâmica do PHC que será abordada nesta tese.

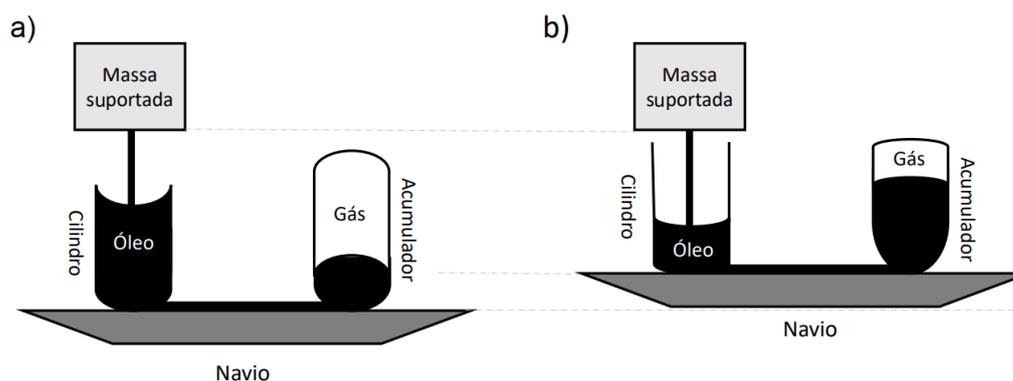


Figura 1.2 – Esquema básico PHC.

Nos sistemas de suspensão, o óleo e o gás separam-se mediante uma membrana deformável. No caso do compensador de *heave*, devido às altas pressões de operação, existe um cilindro extra

de duas vias entre o cilindro do óleo e os acumuladores e gás, cuja função é separá-los, como apresenta-se no esquema da Figura 1.3.

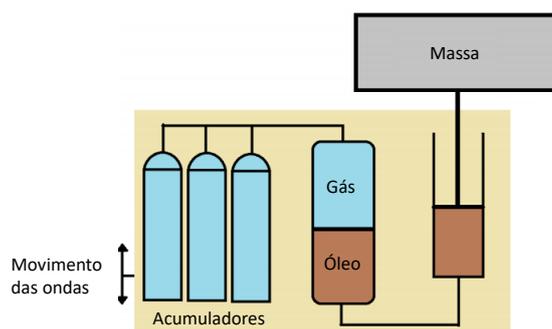


Figura 1.3 – Princípio do operação do compensador (modificado de [1]).

Os compensadores classificam-se pela energia consumida. Os compensadores passivos (PHC) trabalham sem energia externa. Os compensadores semiativos (SAHC) conseguem obter uma força de controle com um pequeno investimento de energia, sendo da ordem de dezenas de watts (Apêndice I). Os compensadores ativos (AHC) têm um alto investimento de energia para alterar o comportamento dinâmico do sistema (ex: coeficiente de atrito), sendo ao redor de $400kW$, como indica a Figura 1.4. Os compensadores híbridos (HHC) são compostos por um PHC e um AHC, diminui-se o consumo em 85% em relação ao AHC. Ainda assim, o consumo é considerável, na ordem de $70kW$.

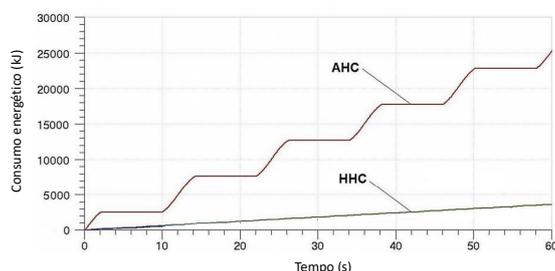


Figura 1.4 – Consumo energético de um AHC e um HHC [2].

De acordo com a sua posição de instalação, os compensadores classificam-se como, *deadline*, *fast line* e *Crown Mounted* (CMC) [10]. Nesta tese, aborda-se o CMC que é comumente usado na perfuração *offshore* e precisa de um mastro e um bloco de coroamento especial [11].

A Figura 1.5 ilustra o esquema do sistema de perfuração *offshore* com um CMC passivo e uma parte ativa. O PHC e o AHC são colocados no mastro, o PHC suporta o bloco de coroamento, que é unido à catarina (bloco onde são montadas várias polias) através de um cabo de aço. Esta corda está conectada com o guincho principal, que tem como função fornecer um meio para abaixar a catarina. O *top drive* está suspenso pela catarina e suas funções são segurar e girar a coluna de perfuração.

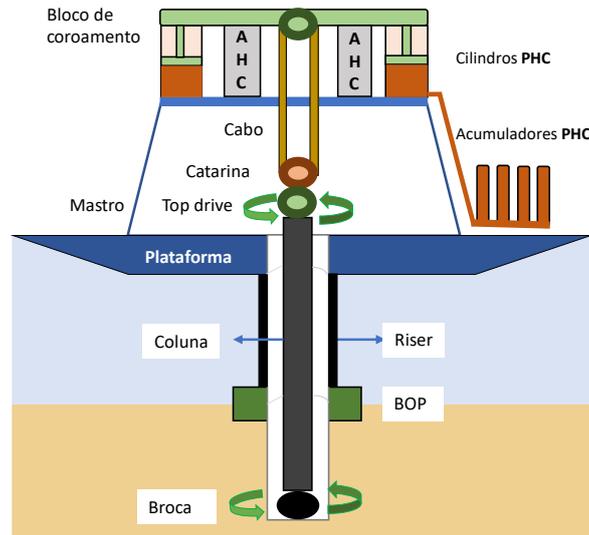


Figura 1.5 – Esquema do sistema de perfuração *offshore* com HHC, PHC e AHC.

A coluna de perfuração transmite o movimento rotativo da unidade superior à broca e a sua parte interna fornece um caminho, para os fluidos da perfuração circular a partir da cabeça de injeção para a broca. Esses retornam ao BOP através do espaço anular entre a coluna de perfuração e o poço e à plataforma através do espaço anular entre a coluna de perfuração e o *riser* de perfuração, que abastece a extensão temporária entre o poço submarino e a superfície. Na cabeça do poço marino está o *Blowout Preventer* (BOP), que é uma válvula especializada em selar a ligação entre o poço e o fundo do mar. A coluna de perfuração está composta por um tubo de perfuração, tubos pesados, comandos, estabilizador, uma broca e .

As operações nas quais trabalha o PHC podem ser classificadas dependendo se existe ou não contato entre a broca e o fundo do poço. O comportamento do sistema é diferente para cada modo de operação e conseqüentemente o modelo a ser usado também, como se explica a seguir.

1.1.1 Broca livre

Utiliza-se a broca livre durante operações de descarga de equipamento [12], nas quais o PHC suporta o peso da catarina, do bloco de coroamento, do *top driver*, da coluna e do elemento a descarregar.

O PHC sem contato tem um desempenho semelhante ao de um filtro passa baixas, permitindo passar as ondas do mar de pouca energia e atenuando as ondas nas frequências de maior energia Figura 1.6A. Na Figura 1.6B apresenta-se o espectro de onda do mar, evidenciando-se que tem uma faixa característica nas quais a onda apresenta maior energia.

A modelagem é mais geral e simples do que a modelagem do caso de broca em contato, pois, abrange os PHCs usados em mineração *offshore* [13], transferência de carga entre embarcações, guindaste (CRANE) e descarga de equipamento [2]. Modela-se o PHC da mesma maneira que uma suspensão hidropneumática, com forças lineares e considerando somente a massa da co-

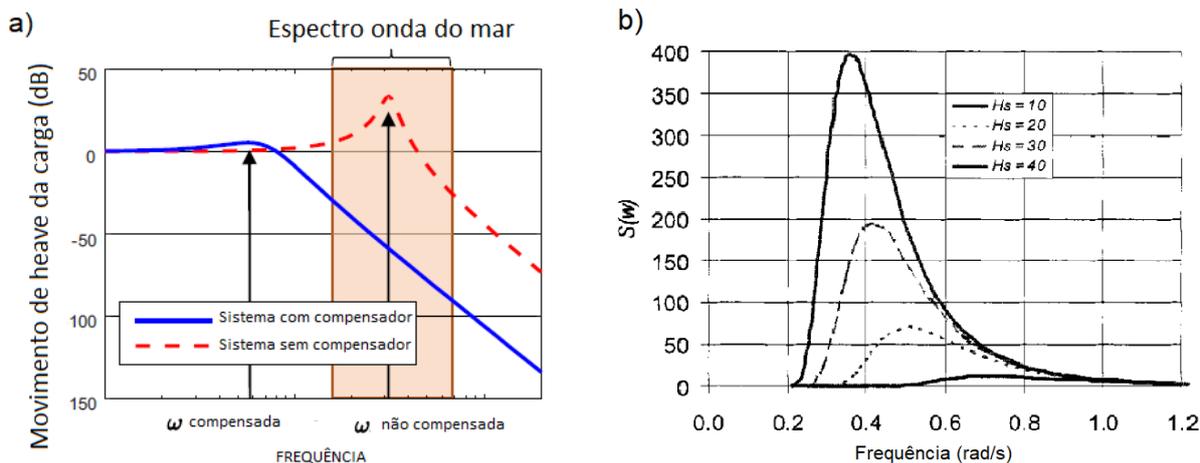


Figura 1.6 – (a) Resposta em frequência (deslocamento do bloco de coroamento/deslocamento de *heave* do navio) com broca livre, com e sem PHC [3]. (b) Espectro de onda do mar [4]

luna [3], obtendo uma função de transferência de segunda ordem. Ao assumir um modelo mais complexo não linear, concluiu-se em [14], que a função de transferência de segunda ordem consegue representar o comportamento do PHC com a coluna.

1.1.2 Broca em contato

Ao perfurar, a broca está em contato com o poço e o PHC suporta os mesmos elementos que no caso de broca livre. Parte do peso da coluna de perfuração é, no entanto, suportado pela formação abaixo da broca. Este peso é chamado de WOB, da expressão em inglês *Weight On Bit* que significa peso sobre a broca e deve ser mantido com oscilações mínimas para garantir uma perfuração eficiente e com segurança

No presente estudo observa-se que o PHC comporta-se como um filtro passa alta, filtram-se as ondas do mar de maior energia e permite a passagem das ondas de altas frequências, mas que possuem pouca energia (Figura 1.7). O comportamento é o oposto ao apresentado no caso de broca livre, o qual tem comportamento de filtro passa baixa, mas o objetivo é o mesmo: filtrar a faixa de frequência de maior energia das ondas. Este comportamento explica-se pelo efeito da rigidez da formação, que faz com que a frequência natural do sistema aumente e que o ganho estacionário diminua em relação a caso do PHC sem contato da broca com a formação, pois agora a broca está com movimento restrito e é mais difícil deslocá-la

Na modelagem do PHC com broca em contato, as forças do PHC consideram-se não lineares e supõem-se quatro graus de liberdade para o sistema de perfuração, um do bloco de coroamento, outro da catarina e dois da coluna [15–19]. Também pode-se considerar a coluna com n graus de liberdade e as forças do PHC não lineares [5, 20]

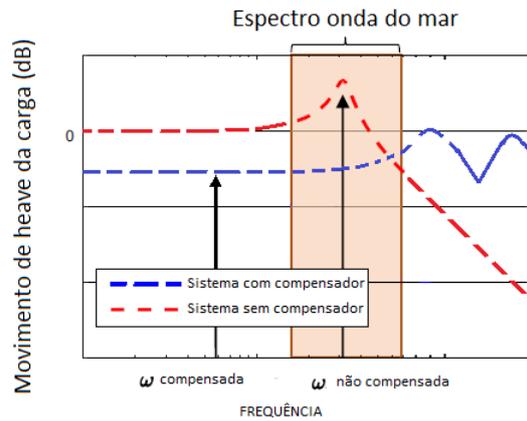


Figura 1.7 – Resposta em frequência (deslocamento do bloco de coroamento/deslocamento de *heave* do navio) com broca em contato, com e sem PHC, modificado de [3].

1.1.3 PHC e atrito seco

Um PHC desenvolve forças não lineares [14]. A principal não linearidade é o atrito seco do cilindro do PHC e tem um severo impacto no seu desempenho [15, 18, 19]. No entanto, na revisão sobre compensadores [3] comenta-se que não se encontraram trabalhos ou estudos sobre os seus efeitos no comportamento do PHC. Porém, encontraram-se três fenômenos associados ao atrito seco do cilindro do PHC.

1.1.3.1 *Stick slip*

O *stick slip* ("cola-deslize"), exibe-se na Figura 1.8 que o êmbolo do cilindro se mantém estático em uma janela de tempo, pois a aceleração experimentada não é suficientemente grande para vencer o atrito seco.

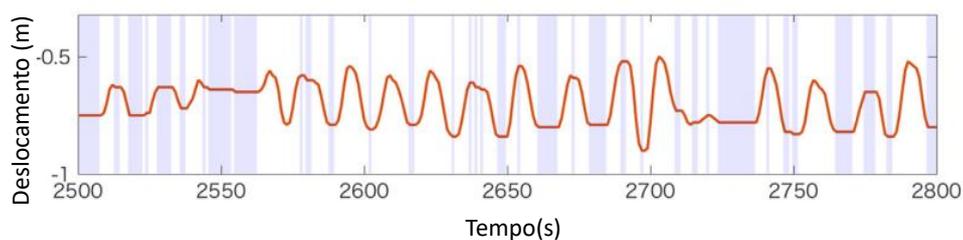


Figura 1.8 – Fenômeno de *stick slip* produzido pelo atrito seco (modificado de [5]), deslocamento relativo entre o navio e o embolo do cilindro, a parte azul da figura indica que não há movimento.

1.1.3.2 Vibração Induzida pelo Compensador (CIV)

O segundo é o fenômeno de CIV, no qual as vibrações de maior frequência que o deslocamento de *heave* do navio afetam a coluna de perfuração como se apresenta na Figura 1.9. Tam-

bém, atribui-se este tipo de oscilação à instabilidade do contato entre o poço e a broca [15], não considerada nesta tese.

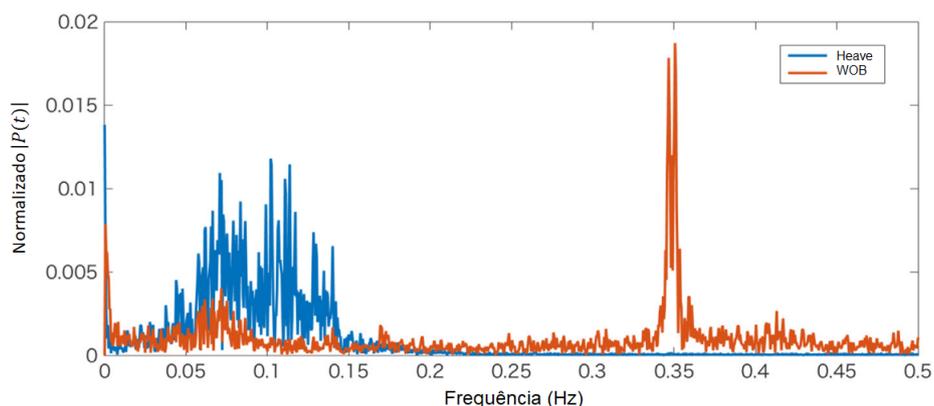


Figura 1.9 – Fenômeno de CIV. Transformada de Fourier do movimento de *heave* e do WOB [5]

1.1.3.3 Variação da atenuação

O terceiro é a variação da atenuação do movimento transmitido à massa suportada em função da amplitude do movimento de *heave* do navio, pois a atenuação diminui de 85% a 40% ou menos, quando as amplitude do navio são de 3.7m a 1.8m [21], resume-se na Tabela 1.1.

Tabela 1.1 – Variação da atenuação do PHC em função da amplitude do movimento de heave de entrada.

Movimento de <i>heave</i> do navio (m)	Atenuação do PHC (%)
3.7	80
1.8	40

1.1.4 Controladores ativos para HHC

O objetivo do controle ativo com broca livre é mitigar as oscilações e manter estável a posição do bloco de coroamento. Por outro lado, o objetivo do controle com broca em contato com a rocha é manter constante o WOB para garantir a eficiência da perfuração. Mas como controlar o WOB de uma broca que se localiza a milhares de metros do sistema de compensação?. Além da distancia, adiciona-se ao problema de controle a dinâmica da coluna de aço cheia de lama e que a variável a controlar, o WOB, não se consegue medir em tempo real [1].

A solução é ter o mesmo objetivo do controle para o caso sem broca, pois se a plataforma for completamente estável (excluindo fenômenos submarinos), o WOB também deve ser estável sem acelerações. Assim, o controle ativo irá focar apenas na estabilização do movimento de *heave* do bloco de coroamento.

Os HHCs geralmente usam um controle *feedforward* [16–18, 20]), o qual calcula o volume de óleo que deve ser bombeado dentro ou fora da câmara do cilindro hidráulico ativo para cancelar

o distúrbio produzido pelo movimento de *heave* do navio. Esses controladores são projetados de maneira simples, conforme [18] e [20], negligenciando a dinâmica do PHC e a da coluna de perfuração. Apesar do exposto, valida-se o desempenho através da simulação de um modelo com PHC não linear e um modelo de coluna de perfuração de duas equações.

A dinâmica da coluna de perfuração é considerada no projeto de um controle linear ativo com uma força de retroalimentação [22]. Neste caso, o PHC não é hidropneumático, é um absorvedor de vibrações e o AHC tem dois atuadores. Projetaram-se dois controladores, um para broca livre e o outro para broca em contato. Nas duas situações, os controladores são capazes de desacoplar totalmente o movimento, supondo um modelo linear conhecido. Quando o PHC é hidropneumático, o modelo linear é muito simplificado e não consegue capturar a dinâmica do sistema devido ao atrito seco do cilindro do PHC, como se explica na subseção 5.3.2 e sugere-se em [23].

Utiliza-se um observador de distúrbios para estimar a força do atrito seco do atuador (cilindro hidráulico), que é difícil de modelar com precisão [23]. Este observador é implementado no projeto de um controle ativo, o qual não é capaz de desacoplar completamente a massa suportada; o atrito seco não é a única não-linearidade, porque o modelo da servo válvula também é não-linear.

Há atuadores com dinâmicas mais lineares como as bombas hidráulicas de deslocamento variável [3], mas normalmente introduzem um atraso, que é contornado por um controle *feedforward* com um avanço de fase adequado [16]. O problema do atraso aborda-se também com um método de predição do movimento de *heave* do navio em [24] e com um controle preditivo em [25]. Nesta tese, desconsidera-se a dinâmica do atuador.

1.2 MOTIVAÇÃO

A motivação deste trabalho resume-se nas seguintes cinco questões.

1. **Como saber se o módulo volumétrico, que é o inverso da compressibilidade do óleo do cilindro do PHC (ver seção 2.1.1), pode ou não ser negligenciado na modelagem com broca livre?**

Ao considerar seu efeito a complexidade da modelagem aumenta [13], conseqüentemente, incrementa-se o nível de dificuldade do projeto do PHC e dos controladores ativos e semiativos. Além disso, na literatura sobre sistemas de suspensão hidropneumáticos encontraram-se artigos que descrevem algumas situações nas quais o efeito da módulo volumétrico começa ser relevante no comportamento do sistema, como altas pressões, altas frequências e alto amortecimento [26–28]. Porém, não há na literatura um critério para decidir quando se deve considerá-lo.

2. **Como projetar um PHC (broca livre) com a resposta em frequência desejada, amortecimento e frequência de corte desejados?**

Em [13] projetou-se um PHC em função dos seus parâmetros físicos, os quais são variados

para modificar a sua resposta até obter uma resposta em frequência aceitável. Durante o mestrado [29] desenvolveu-se uma metodologia para projetar o PHC com o amortecimento desejado e com a frequência natural desejada, mas devia ser projetado várias vezes até coincidir com a frequência de corte desejada.

3. Ao comparar os dois SAHC projetados em [29] com os dois propostos nesta tese, qual SAHC apresenta melhor desempenho?

Uma das principais desvantagens do HHC é o consumo energético, enquanto que os SAHC apresentam um consumo insignificante de energia. O único artigo encontrado sobre SAHC com amortecimento variável foi [30] e o atuador utilizado é magneto-reológico. Além desse trabalho, em [29] estudou-se o SAHC com uma servo válvula como atuador. Neste documento, propõem-se mais dois controladores para melhorar o desempenho do sistema.

4. Como e porque acontecem os seguintes dois fenômenos produzidos pelo atrito seco do cilindro do PHC: a variação da atenuação em função da amplitude do sinal de entrada e o CIV, apresentados na subseção 1.1.3 ?

Comenta-se na revisão sobre compensadores de *heave* [3] que não se encontraram trabalhos ou estudos sobre o efeito não linear do atrito seco do cilindro do PHC no seu desempenho. Porém, três fenômenos são brevemente descritos na literatura (ver subseção 1.1.3. Dois desses fenômenos serão explicados nesta tese, a variação da atenuação em função da amplitude do sinal de entrada e o CIV, os quais deterioram a performance do PHC [21] e [5]. A sua compreensão é vital para conseguir entender o processo de perfuração *offshore* com PHC e propor possíveis soluções para mitigá-los.

5. Um controle ativo pode mitigar o fenômeno de CIV e como projetá-lo?

Uma possível solução para o CIV é eliminar o atrito seco do PHC ou usar outro tipo de compensador como o *draw works compensator* [5]. Também se comenta sobre a dificuldade de eliminar o atrito seco, pois é uma característica inerente ao compensador hidropneumático. Em [19], estuda-se uma possibilidade para lidar com o atrito do cilindro do PHC, ao introduzir um movimento relativo extra entre o pistão e o cilindro para eliminar o atrito estático. A melhora do desempenho do PHC é bastante modesta tendo em vista a complexidade adicional associada à rotação do pistão. Os autores têm proposto controles ativos para mitigar a variação na atenuação produzida pelo atrito seco [16–18, 20]), mas sem o fenômeno de CIV. Encontrou-se somente um artigo [16] que apresenta a resposta de um controle linear *feedforward* quando há CIV. Neste caso, como as oscilações do CIV não conseguem ser totalmente mitigadas, adiciona-se um subsistema entre a parte inferior da coluna e a broca, assim, o CIV é quase eliminado. O que significa que o sistema tem um AHC e um subsistema extra.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo Geral

Estudar através da modelagem matemática e simulação numérica o comportamento do PHC para uma coluna de perfuração em plataformas de petróleo no mar e projetar controladores semi-ativos e ativos para melhorar a atenuação do movimento de *heave* transmitido à coluna, aumentando a segurança e as condições de mar nas quais é possível realizar a perfuração

1.3.2 Objetivos específicos

- (a) Modelar o PHC linear com broca livre, com e sem módulo volumétrico.
- (b) Estudar a influência do módulo volumétrico no PHC e estabelecer uma condição para decidir se o módulo volumétrico deve ou não ser considerado na modelagem do PHC.
- (c) Desenvolver uma metodologia para projetar um PHC com a resposta em frequência desejada e filtrar as ondas do mar de maior energia.
- (d) Aplicar no compensador técnicas de controle semiativas, compará-las e determinar qual apresenta o melhor desempenho.
- (e) Realizar um modelo não linear do PHC e modelar a coluna de perfuração com broca livre e com broca em contato.
- (f) Determinar a forma e as frequências típicas da força desenvolvida pelo PHC não linear.
- (g) Linearizar as forças do PHC e analisar o intervalo de validade.
- (h) Fazer uma análise modal da coluna com o sistema linearizado.
- (i) Estudar os efeitos do atrito não linear no comportamento do PHC, o CIV e a atenuação variável em função da amplitude do movimento de *heave*.
- (j) Propor um controle ativo para melhorar a atenuação do PHC (atenuação do movimento de *heave* transmitido desde o navio ao bloco de coroamento) e evitar o CIV.

Para se atingir o objetivo geral, os primeiros cinco objetivos, relativos ao caso do PHC e SAHC com a coluna livre, desenvolvem-se na primeira parte do trabalho e os seis restantes na segunda parte, os quais abordam o caso do PHC e do AHC com a coluna apoiada.

1.4 METODOLOGIA

Os primeiros quatro pontos da metodologia desenvolvem-se na primeira parte do trabalho e os sete restantes na segunda parte.

- (a) Define-se o módulo volumétrico. Depois, detalham-se as hipóteses da modelagem do PHC com broca livre, com e sem módulo volumétrico. Encontram-se os modelos elétricos equivalentes, as transmitâncias e as impedâncias. Com as impedâncias, propõe-se uma condição para determinar se o módulo volumétrico deve ou não ser negligenciado do modelo do PHC.
- (b) Os parâmetros que determinam a resposta em frequência desejada do PHC são o ganho máximo na frequência de ressonância e a frequência de corte. Relaciona-se a frequência de corte com a frequência natural mediante um fator adimensional, que depende do coeficiente de amortecimento do sistema. Com esse fator propõe-se uma metodologia para projetar o PHC com a resposta desejada e utiliza-se o modelo sem módulo volumétrico.
- (c) Durante o processo de perfuração adicionam-se tubos para aumentar o comprimento da coluna e perfurar maiores profundidades, dessa maneira, modifica-se a resposta do PHC, pois depende da massa suportada. Desenvolvem-se controladores semiativos para mitigar essas mudanças e considera-se um atuador semiativo de amortecimento variável. Além disso, propõem-se controladores semiativos em função do tempo e da massa suportada, como o controle balance e o skyhook. Definem-se critérios para avaliar os SAHC. Projeta-se para cada controle semiativo um PHC, as suas respostas com controle e com a massa máxima devem atingir a frequência de corte desejada. Simulam-se as respostas em frequência e temporais para a massa máxima e a massa mínima com cada SAHC. Usam-se os critérios definidos para escolher o SAHC com a melhor resposta.
- (d) Modela-se o PHC com as três forças principais (atrito seco do cilindro, mola do ar e fricção viscosa do fluido na tubulação) usando as suas expressões não lineares, mantendo um compromisso entre complexidade e aproximação ao comportamento real. Também, modela-se a coluna de maneira discreta com n subsistemas massa-mola-amortecedor, o modelo descreve o processo com broca livre e broca em contato.
- (e) Analisa-se o PHC como um transdutor, que tem como entrada o movimento de *heave* do navio e como saída uma força, a qual aplica-se no bloco de coroamento. Escolhe-se um movimento de navio senoidal com uma frequência representativa, três amplitudes diferentes e duas profundidades de $2km$ e $12km$ que geram duas massas suportadas. Caracteriza-se a força total e a influencia de cada componente, a forma da força e as frequências que a compõem.
- (f) As forças de cada componente do PHC são linearizadas com séries de Taylor e com o primeiro harmônico da transformada de Fourier. A linearização mostra-se detalhadamente e analisa-se a correspondência com as forças não lineares, ao variar a amplitude do movimento do navio e a massa suportada, o que é importante para ter noção do intervalo de validade da linearização.
- (g) Realiza-se uma análise modal com o sistema linear, para conhecer a forma dos três primeiros modos de vibração da coluna e suas condições de contorno para três profundidades.

Também, usa-se uma decomposição modal para obter um sistema de ordem reduzido, que será utilizado para desenvolver o controlador *feedback* do HHC.

- (h) Simula-se a coluna com o PHC não linear para uma onda de entrada de diferentes amplitudes, se reproduz a variação da atenuação do sinal transmitido em função da amplitude de entrada e com a linearização do atrito explica-se este fenômeno com broca livre e em contato.
- (i) Simula-se o CIV da coluna com o PHC, encontra-se a frequência que o produz e explica-se mediante a transformada de Fourier da força não linear desenvolvida pelo PHC e as frequências dos modos de vibração da coluna.
- (j) O controle ativo proposto denomina-se FFNL-FB, porque tem duas partes, um controle não linear *feedforward* (FFNL) e um controle *feedback* (FB), para incrementar a atenuação do movimento transmitido à coluna. Desenvolve-se o controle *feedforward* com o modelo não linear do PHC e projeta-se um controle *feedback* CRONE, do acrônimo em francês *Com-mande Robuste d'Ordre Non Entier* que significa controle robusto fracionário, seu projeto é baseado no modelo reduzido da coluna e do PHC. Propõem-se parâmetros de desempenho para avaliar quantitativamente o desempenho dos controladores com o fenômeno de CIV e comparam-se as respostas dos controladores separadamente (FFNL, FB e FFNL-FB) com resposta do controlador *feedforward* linear (FFL) que normalmente se utiliza na compensação de *heave*.

1.5 CONTRIBUIÇÕES

As principais contribuições desta tese são responder as questões que a motivaram, assim explicitam-se as seguintes contribuições:

- (a) Descrição do efeito do módulo volumétrico no comportamento do PHC e apresentação de uma condição para determinar se pode ou não ser negligenciado.
- (b) Apresentação de uma metodologia para projetar diretamente um PHC linear com a resposta em frequência desejada (frequência de corte e amortecimento) para a máxima massa suportada e a máxima pressão permitida.
- (c) Simulação e comparação de quatro SAHCs, para determinar qual tem o melhor desempenho.
- (d) Explicação detalhada de dois fenômenos produzidos pelo atrito seco do cilindro do PHC, a variação da atenuação em função da amplitude do movimento de *heave* do navio e o CIV.
- (e) Apresentação de um controlador ativo para um PHC que mitiga o fenômeno do CIV e o movimento de *heave* do navio. A abordagem é inovadora ao considerar a dinâmica não

linear do PHC e da coluna de perfuração no projeto do controlador, pois, a maioria dos controladores ativos para PHC no processo de perfuração *offshore* são *feedforwards* lineares e não consideram a dinâmica da coluna no projeto do controlador [16–18, 20]. Encontrou-se somente um artigo que considera a dinâmica da coluna e do PHC linear no projeto do controlador [22].

1.6 PUBLICAÇÕES

Durante o doutorado os artigos apresentados em congressos foram os seguintes:

- Cuellar, William H., and Eugenio Fortaleza. "Compact hydropneumatic heave compensator." *IFAC-PapersOnLine* 2015.
- Linhares, Tassio M., Limaverde Filho, Oniram, Cuellar, William., & Fortaleza, Eugenio. "Active heave compensator using kalman filter-based disturbance estimator." *XXI Congresso Brasileiro de Automática (CBA 2016), Vitória/ES*. 2016.
- Cuellar, William H., et al. "Robust control for heave compensator with the use of kalman filter-based disturbances estimator." *ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering. American Society of Mechanical Engineers*, 2017.
- Sanchez, William Humberto Cuellar, Eugênio Libório Feitosa Fortaleza, and Andre Benine-Neto. "Dimensionless factors to design hydropneumatic suspension systems." *24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*. 2017.

O artigo de revista foi:

- Sanchez, William Humberto Cuellar, et al. "Passive and semi-active heave compensator: Project design methodology and control strategies." *PloS one*. 2017.

1.7 ESTRUTURA DO TEXTO

O documento divide-se em duas partes de acordo com o modo de operação do PHC (com e sem WOB) e conseqüentemente a modelagem do sistema utilizada, mas antes, no Capítulo 2 apresenta-se uma revisão bibliográfica sobre compensadores de *heave*, a qual descreve como trabalha o PHC, as classificações em função do consumo energético e a localização no sistema de perfuração.

A primeira parte da documento trata sobre o modelo linear do PHC volumétrico e negligencia-se a dinâmica da coluna; apresentam-se os seguintes três capítulos. O Capítulo 3 apresenta o PHC

com e sem modulo volumétrico, as suas hipóteses e a metodologia de projeto. O Capítulo 4 aborda os SAHCs. O Capítulo 5 apresenta as conclusões desta parte da tese sobre o PHC e o SAHC.

Na segunda parte, trata-se o modelo do PHC não linear adiciona-se uma parte ativa para formar um HHC. No Capítulo 5, apresenta-se o modelo do PHC não linear e o modelo da coluna discreto de n graus de liberdade. Analiza-se a força dinâmica não linear do PHC e lineariza-se. Com a força linear do PHC e o modelo da coluna, estabelece-se o modelo linear, utiliza-se para realizar uma análise modal e uma redução modal. No final deste capítulo, estudam-se os fenômenos produzidos pelo atrito seco no compensador, o CIV e a variação da atenuação em função da amplitude do movimento de heave da plataforma. No Capítulo 6, descrevem-se o controlador proposto e apresenta-se o seu desempenho. Finalmente, no Capítulo 7 encontram-se as conclusões da segunda parte da tese.

Parte I

**PHC LINEAR e SAHC COM BROCA
LIVRE**

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área do cilindro	$[m^2]$
b	Coefficiente de amortecimento viscoso	$[Ns/m]$
b_1	Coefficiente de amortecimento viscoso do cilindro	$[Ns/m]$
b_2	Coefficiente de amortecimento viscoso do gás na tubulação	$[Ns/m]$
C_1	Capacitância do cilindro de óleo	$[m/N]$
C_2	Capacitância do acumulador de gás	$[m/N]$
C	Condutividade hidráulica	$[m^5/(Ns)]$
D	Função de transferência do controlador para sistemas de suspensão	
g	Gravidade	$[m/s^2]$
i	Numero complexo	
I	Impedância	
k	Rigidez	N/m
L	Indutância da massa suportada	
m	Massa suportada,	$[kg]$
P	Pressão,	$[Pa]$
R_1	Resistência do cilindro,	$[Ns/m]$
R_2	Resistência da válvula,	$[Ns/m]$
s	Domínio de Laplace,	rad/s
s_b	Frequência mínima na qual é válida a simplificação do módulo volumétrico,	$[rad/s]$
t	Tempo,	$[s]$
T	Transmitância	
V	Volume	$[m^3]$
$V_{G0-last}$	O anterior estado do volume,	$[m^3]$
x_c	Movimento de <i>offshore</i> da plataforma,	$[m]$
x_h	Movimento de <i>offshore</i> da massa suportada,	$[m]$

Símbolos Gregos

Δ	Varição entre duas grandezas similares	
ω	Frequência	$[rad/s]$
ω_c	Frequência de corte	$[rad/s]$
β	Módulo volumétrico	$[Pa]$
ζ	Amortecimento	$[Pa]$

Subscritos

<i>sec</i>	Secante
<i>tan</i>	Tangente
<i>E</i>	Óleo cilindro
<i>G</i>	Gás no acumulador
<i>0</i>	Inicial
<i>phc</i>	Total do compensador passivo
<i>h</i>	Heave do navio
<i>c</i>	Coluna OLHAR
<i>eq</i>	Equivalente
<i>with</i>	Com módulo volumétrico
<i>without</i>	Sem módulo volumétrico
<i>n</i>	Natural
<i>max</i>	Máxima
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>mc</i>	Gerado pela válvula de servo
<i>s1</i>	Parâmetro desejado do controle skyhook, o zero da função de transferência
<i>s2</i>	Parâmetro desejado do controle skyhook
<i>sc</i>	Calculado pelo controle skyhook
<i>control</i>	Calculado pelo controle balance
<i>d</i>	Desejado pelo controle balance

Grupos Adimensionais

<i>l</i>	Fator dimensional que relaciona a frequência de corte com a frequência natural
<i>r</i>	Coefficiente politrópico

2 PHC LINEAR

Este capítulo trata exclusivamente do PHC linear sem peso na broca como explicitado na subseção 1.1.2, com e sem módulo volumétrico. Ao abordar este problema, os autores consideram a coluna rígida, [14] e [22], pois a relação entre a rigidez da coluna e as acelerações que ela sofre é muita pequena, como se apresenta na seção 2.5.1.

O primeiro objetivo deste capítulo é estabelecer uma condição para determinar se o módulo volumétrico pode ou não ser simplificado do modelo do PHC. O segundo é desenvolver uma metodologia para projetar o compensador com a resposta em frequência desejada (ganho máximo desejado e frequência de corte desejada).

2.1 EQUACÕES GOVERNANTES

2.1.1 Módulo volumétrico

Todos os fluidos têm um grau de compressibilidade. O módulo volumétrico de elasticidade é o inverso da compressibilidade e representa a resistência do fluido à compressão, é uma propriedade inerente dos fluidos, porque indica a mudança de volume do fluido ao serem aplicadas pressões externas. Pode ser expresso de duas maneiras: tangente β_{tan} e secante β_{sec} [6], a formula do último é:

$$\beta_{sec} = -V_o \frac{\Delta P}{\Delta V} \quad (2.1)$$

onde V_o é o volume inicial, ΔP a variação de pressão e ΔV a variação de volume. Esse módulo volumétrico é conveniente para grandes mudanças de pressão, porque representa uma média de um comportamento linear (Figura 2.1).

O módulo volumétrico tangente é apropriado para variações infinitesimais na pressão, também é conhecido com módulo volumétrico dinâmico e é expresso por:

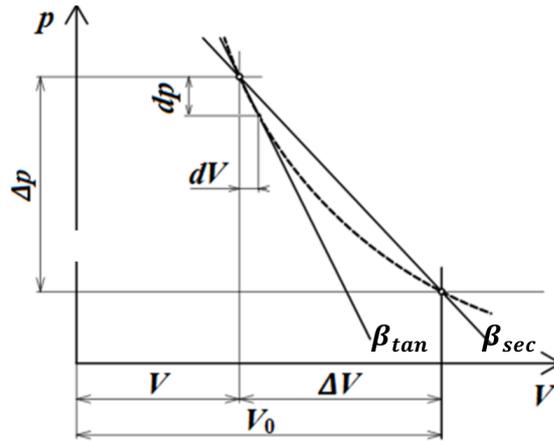


Figura 2.1 – Módulo volumétrico tangente β_{tan} e secante β_{sec} [6].

$$\beta_{tan} = -V(t) \frac{dP(t)}{dV} \quad (2.2)$$

onde dP/dV é a derivada da pressão do fluido em função do volume e $V(t)$ o volume instantâneo do fluido durante a compressão. Os módulos descritos podem ser isotérmicos ou adiabáticos, dependendo da velocidade da variação da pressão.

O módulo volumétrico efetivo depende do tipo de óleo hidráulico, da temperatura, da quantidade de ar contido no óleo e das condições da interface óleo-ar. Existem muitos modelos para descrever o comportamento do módulo volumétrico para fluidos hidráulicos, o módulo volumétrico efetivo é modelado em [31]. Nesse estudo, supõe-se que o ar contido no fluido é de 2% com pressão atmosférica. Os resultados apresentam diferenças significativas entre os valores estimados, por exemplo, para uma pressão de $21MPa$ o módulo volumétrico está no intervalo de $1.6GPa$ a $0.3GPa$, enquanto o seu valor sem ar é aproximadamente de $1.7GPa$. Assim, o óleo com ar é mais facilmente comprimido do que o óleo sem ar. Ao longo do documento, o módulo volumétrico β refere-se ao módulo volumétrico efetivo.

2.1.2 Modelos do PHC linear com broca livre (com e sem módulo volumétrico)

Na modelagem matemática do PHC, o módulo volumétrico pode ou não ser levado em consideração. O modelo sem módulo volumétrico apresenta-se com duas equações diferenciais, e o modelo com módulo volumétrico com três. Os dois modelos são apresentados a seguir.

2.1.2.1 Modelo do PHC com módulo volumétrico

A principal hipótese desta modelagem é que o óleo hidráulico é compressível, então as variações da pressão no cilindro modificam o seu volume $V_E(t)$. Considera-se seu módulo volumétrico

efetivo β e supõe-se que o ar contido no fluido é de 2% com pressão atmosférica, como evidenciado na subsubsecção 2.1.1.

A modelagem do PHC com módulo volumétrico é descrita por três equações [13]. A primeira Eq. (2.3) indica a aceleração do bloco de coroamento \ddot{x}_c ; a segunda Eq. (2.4) descreve a variação de pressão do óleo do cilindro do PHC $\Delta\dot{p}_E$; e a terceira Eq. (2.5) apresenta a variação da pressão no acumulador de gás do PHC $\Delta\dot{p}_G$.

$$\ddot{x}_c(t) = -\frac{b_1}{m}\dot{x}_c(t) + \frac{A}{m}\Delta p_E(t) + \frac{b_1}{m}\dot{x}_h(t) \quad (2.3)$$

$$\Delta\dot{p}_E(t) = -\frac{\beta A}{V_E}\dot{x}_c(t) - \frac{\beta C}{V_E}\Delta p_E(t) + \frac{\beta C}{V_E}\Delta p_G(t) + \frac{\beta A}{V_E}\dot{x}_h(t) \quad (2.4)$$

$$\Delta\dot{p}_G(t) = \frac{rP_{G0}C}{V_{G0}}\Delta p_E(t) - \frac{rP_{G0}C}{V_{G0}}\Delta p_G(t) \quad (2.5)$$

Onde \dot{x}_h e \dot{x}_c são as velocidades da plataforma e do bloco de coroamento (ver Figura 2.2). A área do cilindro do PHC é A . O amortecimento viscoso linear do cilindro é b_1 . A massa suportada m conforma-se pelas massas da coluna, do bloco de coroamento, da catarina, do motor e do cilindro do PHC. O coeficiente politrópico do gás é r . A condutividade hidráulica do tubo entre o cilindro e o acumulador é C , que indica a capacidade para transmitir óleo entre o acumulador e o cilindro, quando é submetido a um gradiente de pressão.

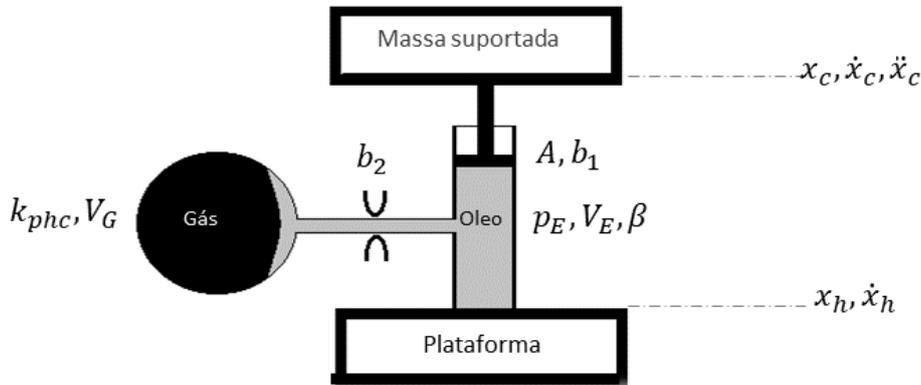


Figura 2.2 – Variáveis do PHC sem WOB.

Os parâmetros estáticos no ponto de operação são: o volume do acumulador de gás V_{G0} , a pressão do acumulador de gás P_{G0} e a pressão do óleo do cilindro P_{E0} . As variáveis dinâmicas são $p_E(t)$ e $p_G(t)$ e correspondem à pressão do gás no acumulador e do óleo no cilindro. Assim, pequenas variações de pressão Δp_E e Δp_G ao redor do ponto de equilíbrio são definidas como:

$$\Delta p_E(t) = p_E(t) - P_{E0} \quad (2.6)$$

$$\Delta p_G(t) = p_G(t) - P_{G0} \quad (2.7)$$

A expressão para a pressão estática depende da pressão atmosférica P_{atm} e do peso da massa suportada (g gravidade):

$$\begin{aligned} P_{E0} &= \frac{mg + P_{atm}A}{A} \\ P_{G0} &= P_{E0} \end{aligned} \quad (2.8)$$

2.1.2.2 Modelo do PHC sem módulo volumétrico

A hipótese do óleo incompressível é equivalente a dizer que o módulo volumétrico do óleo é infinito. Com esta hipótese $\Delta \dot{p}_E = 0$, a segunda equação de estados, Eq. (2.4) é reduzida a:

$$\Delta p_E = \Delta p_G(t) + \frac{A}{C}(\dot{x}_h(t) - \dot{x}_p(t)) \quad (2.9)$$

Substituindo a expressão de Δp_E na Eq. (2.3) é obtida:

$$\ddot{x}_p(t) = -\frac{b_1}{m}\dot{x}_p(t) + \frac{A}{m} \left(\Delta p_G(t) + \frac{A}{C}(\dot{x}_h(t) - \dot{x}_p(t)) \right) + \frac{b_1}{m}\dot{x}_h(t) \quad (2.10)$$

A expressão anterior é função de Δp_G que pode ser obtida integrando a Eq. (2.5):

$$\Delta p_G(t) = \frac{rAP_{G0}}{V_{G0}}(x_h(t) - x_c(t)) \quad (2.11)$$

Combinando as duas equações anteriores, obtém-se:

$$\ddot{x}_c(t) = \frac{1}{m} \left(\frac{A^2}{C} + b_1 \right) (\dot{x}_h(t) - \dot{x}_c(t)) + \frac{1}{m} \frac{rA^2P_{G0}}{V_{G0}}(x_h(t) - x_c(t)) \quad (2.12)$$

O inverso da condutividade hidráulica C entre o cilindro e o acumulador, multiplicado pelo quadrado da área do cilindro, é equivalente a um coeficiente de amortecimento viscoso linear b_2 . A soma dele com o coeficiente de amortecimento viscoso do cilindro b_1 é o amortecimento total do PHC b_{phc} . A rigidez do acumulador k_{phc} e o amortecimento total do PHC são dados por:

$$b_2 = A^2 \frac{1}{C}, \quad b_{phc} = b_1 + b_2, \quad k_{phc} = A^2 r \frac{P_{G0}}{V_{G0}} \quad (2.13)$$

Substituindo os parâmetros anteriores na Eq. (2.12)

$$\ddot{x}_c(t) = \frac{b_{phc}}{m}(\dot{x}_h(t) - \dot{x}_c(t)) + \frac{k_{phc}}{m}(x_h(t) - x_c(t)) \quad (2.14)$$

Este modelo pode ser representado por uma função de transferência como é feito em [3], [14], e [32].

$$\frac{X_c(s)}{X_h(s)} = \frac{\frac{b_{phc}}{m}s + \frac{k_{phc}}{m}}{s^2 + \frac{b_{phc}}{m}s + \frac{k_{phc}}{m}} \quad (2.15)$$

2.2 CRITÉRIO PARA ESCOLHER O MODELO COM OU SEM MÓDULO VOLUMÉTRICO

Normalmente se assume que o óleo é incompressível em aplicações hidráulicas. Em sistemas de suspensão hidropneumática, porém, o módulo volumétrico do óleo deve ser considerado nas pressões elevadas, quando o gás é comprimido e a rigidez do sistema é maior. Nesses casos, o módulo volumétrico deve ser adicionado no modelo para calcular a rigidez equivalente [26]. Isso significa que a rigidez do gás domina o desempenho na faixa de baixa frequência, enquanto, a rigidez do óleo afeta a transmissibilidade consideravelmente em frequências de excitação mais elevadas e com altos valores de amortecimento [27] e [28].

Em resumo, o módulo volumétrico é importante em casos de rigidez elevada, altas pressões, perturbação com altas frequências e um sistema de alto amortecimento. Não existe na literatura, no entanto, um critério ou uma condição para decidir se é importante ou não em sistemas de suspensão hidropneumática. Propõe-se, portanto, o seguinte critério para determinar se o módulo pode ser negligenciado:

Critério: O modelo do PHC com módulo volumétrico das Eqs. (2.3-2.5) pode ser simplificado ao modelo sem módulo volumétrico da Eq. (2.14) para as frequências s , tal que $s \leq s_b$. O valor de s_b calcula-se com a Eq. (2.16) e com $n = 0.03$ (a prova está na seguinte subseção).

$$s_b = \frac{1}{b_2} \sqrt{\left(\frac{n\beta A^2}{V_E}\right)^2 - k_{phc}^2} \quad (2.16)$$

Quando o módulo volumétrico aumenta, incrementa-se o valor de s_b , assim como o intervalo de frequência no qual pode ser negligenciado. A suspensão hidráulica exposta em [28] apresenta um comportamento semelhante para valores pequenos de módulo volumétrico. O acréscimo do volume de óleo produz um efeito semelhante ao da redução do módulo volumétrico (ver [33], para um exemplo em sistemas hidráulicos).

O amortecimento da válvula b_2 é muito relevante para o desempenho do PHC: se aumenta, as frequências mais baixas são afetadas pelo módulo volumétrico. Um comportamento parecido é

mostrado em sistemas hidráulicos, por exemplo em [34], projetou-se um sistema de suspensão com um valor alto de b_2 , o qual apresenta um circuito hidráulico de modo de comutação. Isto é baseado em um interruptor *on-off*, quando o sistema está no modo off: aumenta a densidade do fluido armazenando energia na sua compressão. Por analogia, o modo de fora deste sistema é semelhante aos valores elevados de amortecimento b_2 .

A condição é aplicada ao PHC projetado (os detalhes são mostrados na Subseção 2.5.2), determina-se que o módulo volumétrico não tem influência sobre o desempenho do PHC.

2.2.1 Prova do critério para determinar se o módulo volumétrico pode se negligenciar

O procedimento consiste em obter expressão da transmitância e da impedância com e sem módulo volumétrico, mediante o conceito de equivalente elétrico de impedâncias. Finalmente, encontra-se a expressão da frequência s_b que indica a máxima frequência em que as impedâncias dos dois modelos são similares e consequentemente as suas transmitâncias também.

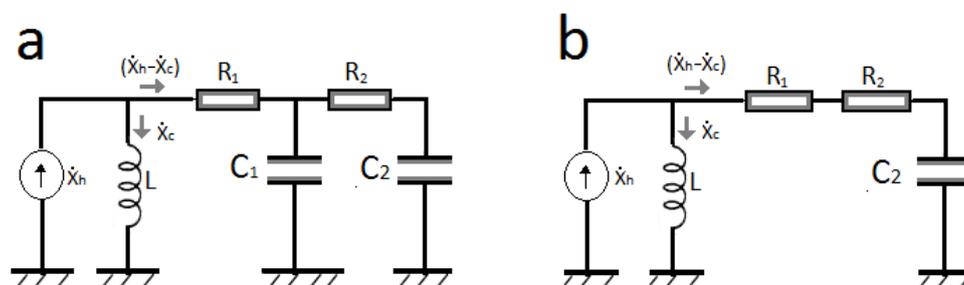


Figura 2.3 – Diagrama do equivalente elétrico (a) Com módulo volumétrico, (b) Sem módulo volumétrico.

O equivalente elétrico do PHC com o módulo volumétrico é mostrado na Figura 2.3A e sem o módulo volumétrico na Figura 2.3B. Os principais componentes são as resistências R_1 , R_2 , as capacitâncias C_1 , C_2 , a indutância da massa suportada L e as velocidades \dot{x}_p e \dot{x}_h que são análogas à corrente.

A resistência R_1 corresponde ao coeficiente de amortecimento viscoso do cilindro b_1 , a resistência R_2 está relacionada com o amortecimento da válvula e a capacitância C_2 representa a capacidade pneumática do acumulador de gás. A única diferença entre os diagramas é que a Figura 2.3B não mostra a capacitância C_1 , pois ela está relacionada com o módulo volumétrico. A equivalência entre os parâmetros do modelo com módulo volumétrico e os parâmetros do equivalente elétrico são:

$$L = m \quad (2.17)$$

$$R_1 = b_1 \quad (2.18)$$

$$R_2 = b_2 \quad (2.19)$$

$$C_1 = V_E/(\beta A^2) \quad (2.20)$$

$$C_2 = 1/k_{phc} \quad (2.21)$$

Os circuitos da Figura 2.3 são equivalentes ao circuito da Figura 2.4. Há uma impedância equivalente I_{eq} para cada caso, com e sem a capacitância C_1 gerada pelo módulo volumétrico (I_{with} e $I_{without}$). A Figura 2.4 expõe a corrente através de cada elemento. A tensão elétrica aplicada na indutância e na impedância equivalente é a mesma, e representa a força de deflexão do sistema de suspensão. A tensão elétrica é descrita por:

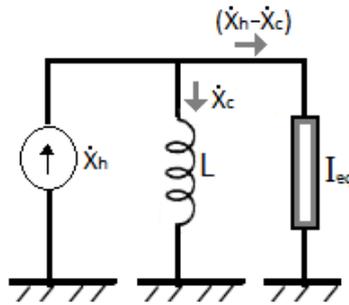


Figura 2.4 – Circuito equivalente do PHC.

$$L \frac{d\dot{x}_h(t)}{dt} = I_{eq}(\dot{x}_p(t) - \dot{x}_h(t)) \quad (2.22)$$

Aplicando a transformada de Laplace é obtida a transmitância do circuito equivalente:

$$T(s) = \frac{x_h(s)}{x_c(s)} = \frac{I_{eq}(s)}{ms + I_{eq}(s)} \quad (2.23)$$

As mesmas expressões da transmitância são obtidas em [35], utilizando uma abordagem de controle para projetar suspensões passivas, o que facilita a análise do sistema de um grau de liberdade [36]. A transmitância requer a impedância equivalente para os dois casos.

A expressão da impedância sem módulo volumétrico $I_{without}(s)$ é fácil de calcular, pois, é um circuito em série ($R_1 + R_2 + C_2$) com impedância:

$$I_{without}(s) = \frac{sC_2(R_1 + R_2) + 1}{sC_2} \quad (2.24)$$

A impedância com módulo volumétrico $I_{with}(s)$ deduz-se da Figura 2.3B, $R_1 + (C_1 // (R_2 + C_2))$. O símbolo + significa em série e o símbolo // em paralelo; portanto, a impedância é:

$$I_{with}(s) = \frac{R_1 s C_1 (s C_2 R_2 + 1) + (s C_2 (R_1 + R_2) + 1)}{s C_1 (s C_2 R_2 + 1) + s C_2} \quad (2.25)$$

Se $\|(C_1 C_2 R_2 s + C_1)\| \ll C_2$, $I_{without} \approx I_{with}$. Para aplicações práticas $\|(C_1 C_2 R_2 s + C_1)\| < n C_2$, uma aproximação aceitável é obtida com $n = 0.03$, foi encontrado numericamente. Isolando a variável s desta simplificação, a frequência no ponto s_b representa o valor máximo da frequência onde a simplificação é válida. A Eq. (2.26) apresenta o cálculo de ω_b .

$$\omega_b = \frac{1}{R_2} \sqrt{\frac{n^2}{C_1^2} - \frac{1}{C_2^2}} \quad (2.26)$$

Os resultados evidenciam que o módulo volumétrico pode ser negligenciado no desempenho do PHC para as frequências de interesse, esta equação é equivalente à Eq. (2.16). A Subseção 2.5.2 mostra a resposta do compensador com e sem módulo volumétrico.

2.3 FATOR ADIMENSIONAL

Proposição. O fator adimensional l relaciona a frequência natural ω_n do PHC à frequência de corte ω_c e depende do valor do coeficiente de amortecimento ζ .

$$\omega_n = l(\zeta)\omega_c \quad (2.27)$$

Prova O comportamento do PHC da Eq. (2.15) é descrito com uma função de transferência de segunda ordem com um zero e expressa-se em função da frequência natural e do amortecimento.

$$\frac{x_c(s)}{x_h(s)} = \frac{\left(\frac{b_1+b_2}{m}s + \frac{k_{phc}}{m}\right)}{\left(s^2 + \frac{b_1+b_2}{m}s + \frac{k_{phc}}{m}\right)} = \frac{2\zeta\omega_n s + \omega_n^2}{(s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2)} \quad (2.28)$$

A frequência natural e o coeficiente de amortecimento estão associados aos parâmetros do compensador da seguinte forma:

$$b_1 + b_2 = 2\zeta\omega_n m \quad (2.29)$$

$$k_{phc} = \omega_n^2 m \quad (2.30)$$

A frequência natural é substituída pela frequência de corte e o fator adimensional da Eq. (2.27).

$$b_2 = 2\zeta m \omega_c l - b_1 \quad (2.31)$$

$$k_{phc} = (\omega_c l)^2 m \quad (2.32)$$

A função de transferência Eq. (2.28) é avaliada na frequência de corte $s = \omega_c i$ e simplifica-se:

$$\frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} = \frac{1 + \frac{2\zeta}{l}i}{(1 - \frac{1}{l^2}) + \frac{2\zeta}{l}i} \quad (2.33)$$

O ganho da expressão anterior é:

$$\left\| \frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} \right\|^2 = \frac{1 + \frac{4\zeta^2}{l^2}}{\frac{1}{l^4} + 2\frac{1}{l^2}(2\zeta^2 - 1) + 1} \quad (2.34)$$

O denominador passa a multiplicar obtendo-se:

$$\left(\frac{1}{l^4} + 2\frac{1}{l^2}(2\zeta^2 - 1) + 1 \right) \left\| \frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} \right\|^2 = 1 + \frac{4\zeta^2}{l^2} \quad (2.35)$$

Ao multiplicar a equação anterior por l^4 e reorganizar, encontra-se a equação que deve ser resolvida para calcular o valor de l em função do amortecimento ζ e apresenta-se na Figura 2.5B um caso particular com $\left\| \frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} \right\| = -3dB$, normalmente considerado como valor para a frequência de corte, porque é equivalente a uma atenuação do sinal transmitido de aproximadamente 70%.

$$\left\| \frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} \right\|^2 + l^2 \left(2(2\zeta^2 - 1) \left\| \frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} \right\|^2 - 4\zeta^2 \right) + l^4 \left(\left\| \frac{x_c(i\omega_c)}{x_h(i\omega_c)} \right\|^2 - 1 \right) = 0 \quad (2.36)$$

Este fator adimensional é utilizado para projetar o compensador na subseção 2.5.1, onde se mostra que o PHC tem o desempenho desejado. Além disso, corresponde ao obtido experimentalmente [37], no protótipo do PHC em escala reduzida desenvolvido no trabalho de conclusão de curso [38]. Baseado na ideia do fator adimensional, propõem-se fatores similares para o projetar suspensões clássicas e CRONEs usando os parâmetros de uma suspensão previamente definida [39]. A suspensão CRONE apresenta robustez de amortecimento à variação de massa suportado, [40]

2.4 PROJETO DO PHC

Apresenta-se um processo simples para projetar um PHC com uma resposta de frequência desejada mediante o uso do modelo sem módulo volumétrico. Esta metodologia também pode ser aplicada para projetar suspensões hidropneumáticas

Em primeiro lugar, foi escolhida a resposta desejada em frequência. Assim, é possível definir o valor do ganho máximo desejado na faixa de passagem, a frequência de corte desejada ω_c e o seu ganho de $-3dB$, o que implica em uma atenuação do sinal transmitido de 30% para esta frequência. Em seguida, com o valor do ganho máximo o coeficiente de amortecimento pode ser deduzido a partir da Figura 2.5A. O amortecimento e a Figura 2.5B são utilizados para encontrar o valor do fator adimensional l .

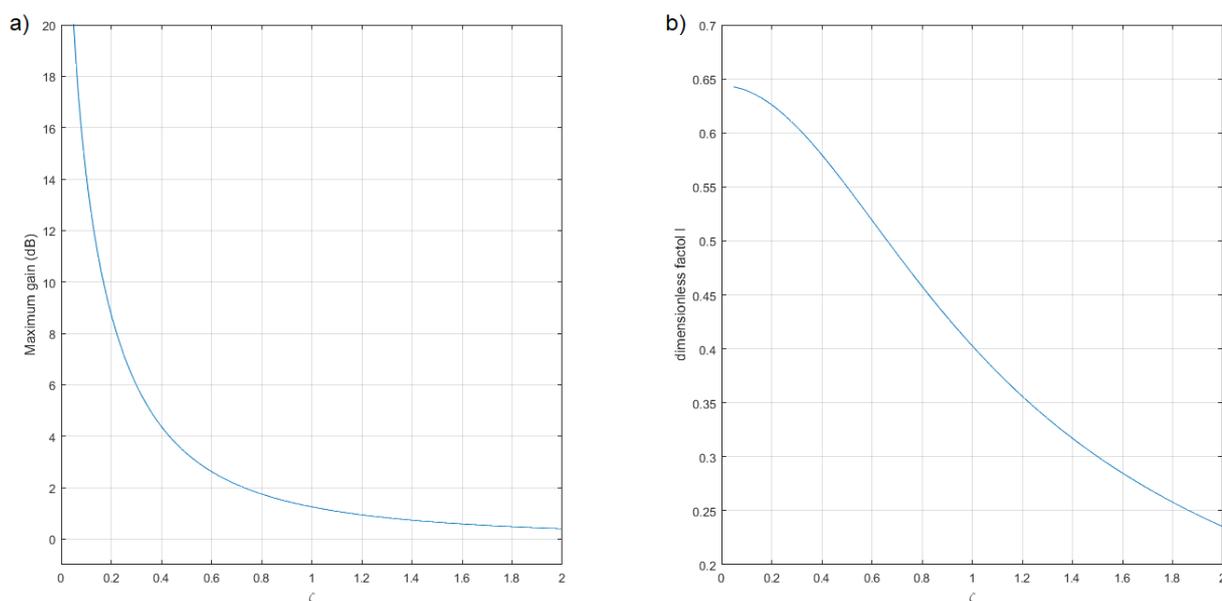


Figura 2.5 – Parâmetros para projetar um PHC. (a) Ganho máximo em função do amortecimento. (b) Factor l em função do amortecimento.

Considerando que os seguintes parâmetros físicos são conhecidos, a máxima massa suportada m_{max} , a máxima pressão permitida P_{max} e o coeficiente de amortecimento do cilindro b_1 , é possível calcular a área do cilindro usando a Eq. (2.37). A área do cilindro é calculada para obter o menor valor possível, atingindo a pressão máxima para a massa máxima. Como o volume do acumulador de gás é proporcional à área do cilindro, ao projetar a área com o mínimo valor de área permitido, consegue-se também minimizar o volume que é um ponto crítico no projeto de PHC, pois geralmente o valor requerido é muito grande para obter o desempenho desejado, fazendo com que o PHC seja inviável [32] e [13].

$$A = \frac{m_{max}g}{P_{max} - P_{atm}} \quad (2.37)$$

Finalmente, como os parâmetros físicos estão relacionados com a resposta em frequência,

calculam-se k_{phc} , b_2 com a Eq. (2.31) e V_{G0} com a Eq. (2.38), obtida ao combinar as Eqs (2.31), (2.8) e (2.13). Sugere-se usar a condição encontrada na subseção 2.2, para avaliar se o módulo volumétrico pode ou não ser negligenciado no modelo do PHC. Esse processo garante que a PHC tenha a resposta em frequência desejada, volume mínimo e valor de pressão aceitável. O processo está resumido na Figura 2.6.

$$V_{G0} = rA^2 \frac{P_{G0}}{k_{phc}} \quad (2.38)$$

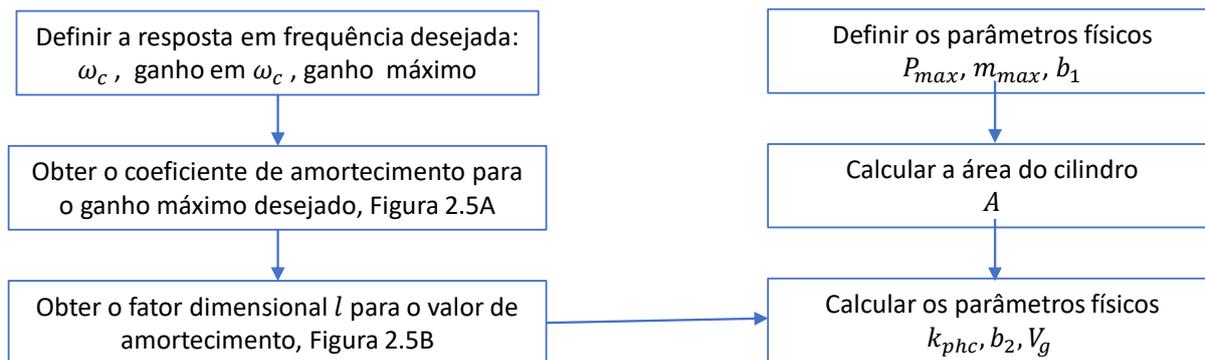


Figura 2.6 – Procedimento para projetar um PHC.

2.5 RESULTADO DO PHC

O PHC é projetado para um processo de perfuração de um poço de petróleo que está localizado na camada do pré-sal. A profundidade máxima é de $8km$ e a profundidade do oceano é de $2km$, conseqüentemente, as massas suportadas variam entre $150t$ e $350t$. A resposta em frequência desejada do compensador tem um ganho máximo de $10dB$ e uma frequência de corte igual ou inferior a $0,056Hz$. O desempenho desejado em [41] e [32] tem um valor de $0,056Hz$ para a frequência de corte e uma faixa de passagem quase plana ($3dB$). No entanto, a resposta com ganho máximo de $10dB$ é escolhida porque apresenta uma alta taxa de atenuação nas frequências das ondas do mar.

2.5.1 Aplicação da metodologia para projetar o PHC e validação do fator l

Usando a metodologia descrita na Figura 2.6, é possível projetar os parâmetros físicos do PHC, obtendo-se a resposta em frequência desejada. Os parâmetros físicos e de frequência são definidos e utilizados para calcular os parâmetros físicos restantes que devem ser projetados.

As condições para a resposta em frequência do PHC são: a frequência de corte de $0,056 Hz$ com um ganho de $-3 dB$ e um ganho máximo de $10dB$. Usa-se a Figura 2.5A para obter o valor do coeficiente de amortecimento de $\zeta = 0,17$, posteriormente, obtém-se o valor do fator adimensional

$l = 0.63$ com a Figura 2.5B.

O compensador é projetado com uma massa máxima m_{max} de $350t$, um atrito viscoso do cilindro b_1 de $1000N/s$, uma pressão atmosférica P_{atm} de $0,1MPa$ e uma pressão máxima de $22,8 MPa$. Este valor de pressão máxima no acumulador P_{max} está no intervalo dos valores encontrados na literatura, $26,6MPa$ em [13] e $21,0MPa$ em [42]. A área do cilindro A é calculada com a Eq. (2.37) e seu valor é aproximadamente $0,15m^2$.

O último passo é usar os parâmetros físicos, de frequência e as Eqs. (2.31) e (2.38) para calcular a rigidez do acumulador $17,2 kN/m$, o amortecimento da válvula $b_2 25,7kN/m$ e o volume do acumulador $42,8m^3$. A resposta em frequência deste compensador apresenta-se na Figura

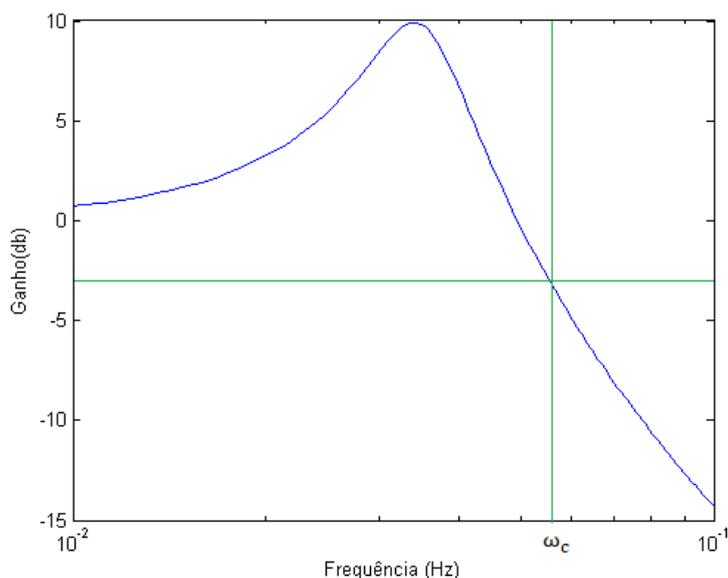


Figura 2.7 – Resposta em frequência do compensador projetado com a metodologia proposta.

2.5.2 Efeito do módulo volumétrico

O PHC foi projetado sem considerar o módulo volumétrico. Neste momento, aborda-se a sua influência na resposta em frequência do PHC. Usa-se na simulação um volume de óleo de $0,153 m^3$ e um módulo volumétrico de $0.3GPa$ com 2% de ar contido, que foi o menor valor encontrado em [31], o qual é baixo, pois o valor normal sem ar no óleo é de $1.7GPa$, como foi explicado na subsubseção 2.1.1. O ar no óleo aumenta o efeito do módulo volumétrico na resposta em frequência.

Testa-se a condição para escolher o modelo com e sem o módulo volumétrico. Em primeiro lugar, calcula-se a frequência s_b com a Eq. (2.26), esta frequência representa o valor máximo em que se garante a validade da simplificação feita na impedância e o módulo volumétrico pode ser negligenciado, este valor é de $6Hz$. A linha vertical da Figura 2.8B representa s_b , o erro relativo de transmitância é de aproximadamente 3% ($-30dB$). A transmitância de erros relativos

é obtida com as Eqs. (2.3) e (2.15). O intervalo de frequências de interesse é de $0,056\text{ Hz}$ até $0,3\text{ Hz}$, neste intervalo distribui-se a maior parte da energia das ondas do mar brasileiras. Assim, a simplificação é válida para frequências menores do que 6 Hz . O módulo volumétrico é, portanto, negligenciado para o PHC.

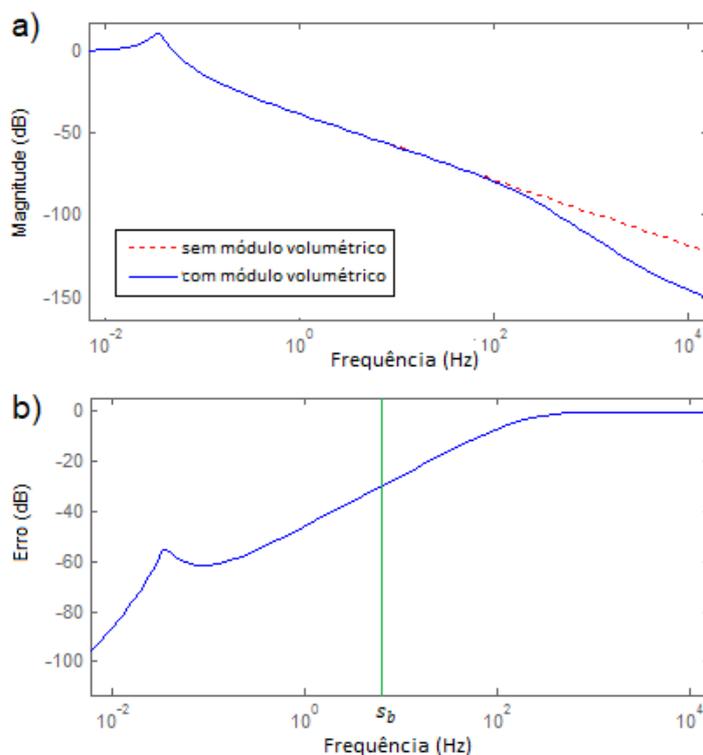


Figura 2.8 – Resultados do módulo volumétrico, $350t$. (a) Resposta em frequência com e sem módulo volumétrico. (b) Erro relativo normalizado da transmitância ao negligenciar o módulo volumétrico.

Para mostrar que a condição é válida, na Figura 2.8A plotam-se as respostas em frequência do PHC com e sem módulo volumétrico, estas são obtidas com as Eqs. (2.3) e (2.15), respectivamente. Evidencia-se que a diferença entre as respostas antes de 6 Hz é imperceptível, portanto, o módulo volumétrico pode ser negligenciado.

Neste capítulo estuda-se o SAHC. Primeiro, apresenta-se brevemente o que acontece no PHC ao mudar a massa suportada. Segundo, propõem-se quatro controladores semiativos, dois que dependem exclusivamente da massa suportada, cujo objetivo é mitigar a variação do comportamento causado pela variação da massa. Os outros dois controladores são o controle balance e o Skyhook, os quais dependem dos parâmetros do PHC e da velocidade relativa entre o bloco de coroamento e a plataforma. Além disso, mostram-se a resposta em frequência do PHC com os controladores semiativos propostos. Finalmente, se faz uma breve análise sobre os atuadores semiativos, usados no controle de vibrações, dos quais algumas características são comparadas com os requerimentos dos atuadores para o compensador de *heave*.

3.1 VARIÇÃO DA MASSA SUPORTADA NO PHC

No começo desta tese foi descrito o processo de perfuração na Seção 1.1. Para atingir uma maior profundidade, adiciona-se um tubo na coluna de perfuração; então, a massa suportada pelo compensador aumenta e novamente continua o processo de perfuração. A variação de massa é aproximadamente o dobro entre o começo e o final da perfuração, 150t para 2km e 350t para 8km.

A variação da massa é relevante no comportamento do PHC, pois, nos sistemas hidropneumáticos, ao modificar a massa suportada diretamente, modifica-se a pressão e o volume do acumulador de gás, conseqüentemente a rigidez k_{phc} e a frequência natural ω_n são também mudadas. O amortecimento viscoso b_{phc} é mantido constante, mas o coeficiente de amortecimento ζ é modificado porque também depende da frequência natural como descreve a Eq. (3.2).

A compressão do gás pela nova massa ocorre bastante devagar e o novo nível de pressão é mantido por um longo período. Portanto, neste caso, assume-se uma mudança isotérmica de estado de acordo com Boyle-Mariotte [43]:

$$V_{G0} = V_0 \frac{m_0}{m} \quad (3.1)$$

onde m_0 e V_0 são o volume do acumulador e da massa suportada antes de acontecer a variação da massa. A pressão estática é calculada com a Eq. (2.8). Combinando as Eqs. (3.1) e (2.8) obtém-se a expressão da frequência natural ω_n e do coeficiente de amortecimento ζ em função da massa.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{mg + P_{atm}A}{V_0 m_0}}$$

$$\zeta = \frac{b_{phc}}{2\omega_n m} \quad (3.2)$$

Assim, a frequência é proporcional à raiz quadrada da massa suportada e o amortecimento é inversamente proporcional à massa.

3.2 CONTROLE SEMIATIVO COM SERVO VÁLVULA

Na Figura 3.1 exibe-se o diagrama do SAHC. O PHC transforma-se num SAHC ao adicionar uma servo válvula entre o acumulador de gás e o cilindro de óleo. O orifício da válvula pode ser modificado para obter o amortecimento desejado, introduzindo a força que permite realizar o controle semiativo. Esta válvula gera um amortecimento b_c (os amortecimentos de cada controle semiativos definem-se ao longo do texto).

As hipóteses do SAHC são as mesmas do PHC, somente se adiciona o amortecimento variável e não se considera a dinâmica da válvula. A única característica que se leva em conta é a sua saturação.

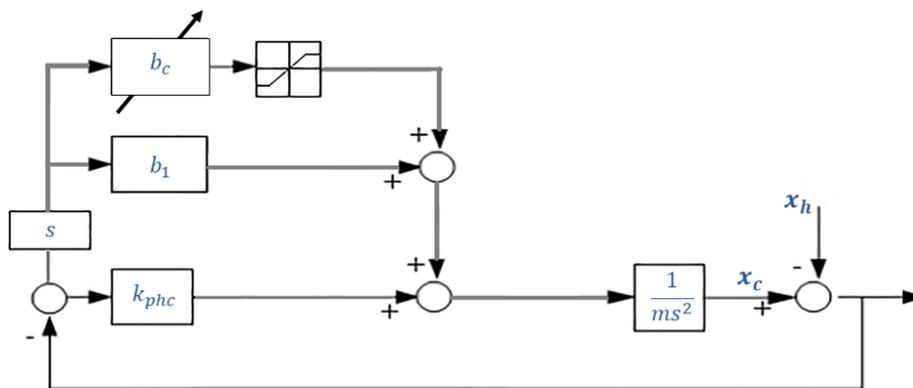


Figura 3.1 – Diagrama de controle do SAHC.

3.2.1 Amortecimento variável em função da massa

O controle semiativo usa uma servo válvula que atua apenas quando há uma variação na massa suportada. Esta solução é simples, robusta e garante a segurança da operação, mesmo no caso de falhas mecânicas ou elétricas, porque a posição da válvula mantém-se no último nível controlado (proporcional à massa), assim, o amortecimento do sistema estará perto do valor requerido.

Para este controle, a servo válvula gera um amortecimento b_{mc} que fornece o coeficiente de

amortecimento desejado ζ para cada valor de massa suportada, o qual se mantém enquanto a massa for constante. Este valor de amortecimento b_{mc} é calculado da mesma maneira que no projeto do PHC com a Eq. (2.29), somente se isola b_2 que será equivalente ao valor do amortecimento gerado pela válvula b_{mc} . A servo válvula permite reprojeter o valor do amortecimento cada vez que a massa se modifica, garantindo assim o coeficiente de amortecimento desejado ζ .

$$b_{mc}(m) = 2\zeta\omega_n m - b_1 \quad (3.3)$$

3.2.2 Amortecimento variando em função do tempo e da massa

O controle semiativo usa uma servo válvula, como o controle anterior, mas o controlador modifica o amortecimento em forma de alta frequência para melhorar o desempenho e reduzir o volume requerido do acumulador do PHC. Esta solução é simples e adiciona robustez através de um sistema redundante em paralelo, o qual permite a continuação do processo de perfuração no caso de uma falha na servo válvula (geralmente, servo válvula fechada).

3.2.2.1 Controle Skyhook

A principal vantagem do skyhook é cancelar o efeito do zero da função de transferência do PHC, Eq. (3.4), o que melhora o comportamento se o amortecimento desejado tem um valor grande (Figura 3.2B). Se o valor é pequeno, no entanto, o desempenho do SAHC com e sem zero é quase igual. A Figura 3.2 ilustra a resposta em frequência do compensador com e sem zeros e dois coeficientes de amortecimento diferentes: $\zeta = 0.17$ na Figura 3.2A e $\zeta = 0.7$ na Figura 3.2B.

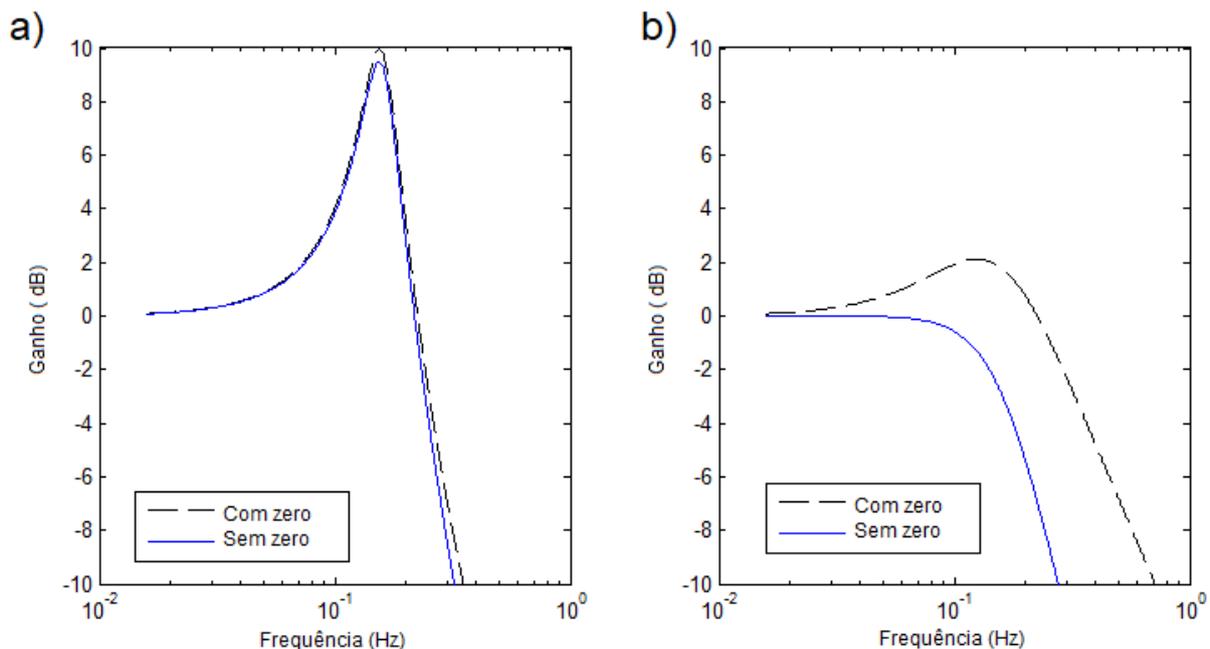


Figura 3.2 – Resposta em frequência do Skyhook. (a) Baixo valor de amortecimento $\zeta = 0.17$. (b) Alto valor de amortecimento $\zeta = 0.7$.

O controle skyhook tem como objetivo gerar a mesma função de transferência do sistema, mas sem o zero. O skyhook proposto é similar, garante o coeficiente de amortecimento $\zeta = 0.7$, ainda que não cancele o zero da função, somente o modifica para ter um valor menor. Assim, objetiva-se obter o comportamento da seguinte função de transferência:

$$\frac{x_c(s)}{x_h(s)} = \frac{\left(\frac{b_{s1}(m)}{m}s + \frac{k_{phc}}{m}\right)}{\left(s^2 + \frac{(b_{s1}(m)+b_{s2}(m))}{m}s + \frac{k_{phc}}{m}\right)} \quad (3.4)$$

Este controle é um skyhook contínuo [44], o único diferente com o Skyhook é o parâmetro b_{s1} [45]. Os parâmetros b_{s1} e b_{s2} definem a função desejada, pois é a parte que a faz diferente da função do PHC. Estes parâmetros são calculados quando existem mudanças na massa, e o amortecimento gerado pelo controle é b_{sc} .

$$\begin{aligned} b_{sc}(t, m) &= b_{s1}(m) + b_{s2}(m) \frac{\dot{x}_p(t)}{\dot{x}_p(t) - \dot{x}_h(t)} \\ b_{s1}(m) &= 2\zeta\omega_n m(1 - 0.85) - b_1 \\ b_{s2}(m) &= 2\zeta\omega_n m(0.85) \end{aligned} \quad (3.5)$$

O valor de 0.85 faz com que o zero da função desejada seja 6 vezes maior do que a parte real dos polos da função desejada. O desempenho é, portanto, determinado pelo denominador da função de transferência. Prova-se diretamente que, com $b_2 = b_{sc}$ na Eq. (2.14), o amortecimento variável transforma o comportamento do PHC no comportamento da função desejada do skyhook Eq. (3.4), isso sem considerar a saturação.

Em [32], a resposta skyhook tem uma banda de passagem plana e uma frequência de corte de $0.056Hz$, porém apresenta baixa atenuação na banda de transição, porque, quando a plataforma é movida pelo oceano, a taxa de atenuação da onda transmitida é de 74%.

A resposta do skyhook atinge a resposta em frequência desejada com o ganho máximo de $10dB$ ao utilizar um amortecimento ζ de 0.17, mas o desempenho entre a função com e sem o zero da função de transferência e o volume requerido do acumulador é similar ao requerido no caso do amortecimento variável em função da massa. O skyhook também requer as medições da velocidade absoluta e relativa, apesar de que a primeira medida é difícil de alcançar.

3.2.2.2 Controle Balance

O controle balance é uma estratégia que mostra uma vantagem na implementação, porque usa diretamente a posição e a velocidade relativa, como na Eq. (3.6).

$$b_{control}(t, M) = b_d(M) + (k_d(M) - k(M)) \frac{x_c(t) - x_h(t)}{\dot{x}_p(t) - \dot{x}_h(t)} \quad (3.6)$$

Os parâmetros desejados b_d e k_d são calculados em função da massa suportada e a frequência de corte. O valor da rigidez k_d é projetado para ser pequeno, calcula-se com 10% do valor da frequência de corte desejada, tendo os melhores resultados em condições de saturação do atuador.

$$\begin{aligned} k_d(M) &= 0.1 \left(\frac{\omega_c}{l} \right)^2 M \\ b_d(M) &= 2\zeta \sqrt{k_d M} - b_1 \end{aligned} \tag{3.7}$$

Um controle semelhante é o balance contínuo proposto em [46], a sua expressão é:

$$b_{control}(t, M) = -k(M) \frac{x_c(t)}{\dot{x}_p(t) - \dot{x}_h(t)}$$

seu objetivo é reduzir a aceleração, igualando a magnitude da força de amortecimento com a força da rigidez, mas com o sinal oposto. Desse modo, a aceleração da massa suportada é zero se o atuador não estiver saturado. O propósito desse controle é, entretanto, atingir a resposta em frequência desejada para atenuar a onda transmitida.

3.3 RESULTADOS DO CONTROLE SEMIATIVO

3.3.1 Critérios para avaliar os controladores semiativos

Os critérios para avaliar a performance do controle semiativo aplicado no PHC são os seguintes:

- **Frequência de corte**, $\omega_c \leq 0.056Hz$. A energia das ondas do mar concentra-se em frequências superiores ao valor da frequência de corte.
- **Ganho máximo na resposta em frequência**. A resposta ideal tem um ganho máximo de zero, o que significa que o SAHC não amplifica a amplitude de entrada. Um ganho maior do que $0dB$ é aceitável para baixas frequências ($\omega \leq 0.056Hz$), pois as ondas têm menos energia nesse intervalo; assim, uma melhor resposta é obtida com um menor ganho máximo.
- **Atenuação para uma onda do mar de condição 4**. Tomada do artigo [13], a frequência significativa da onda encontra-se distribuída em torno de $0.14Hz$, valor aceitável no caso brasileiro. Esta atenuação é um critério relevante, porque representa a atenuação para uma onda do mar caracterizada por muitas ondas com diferentes frequências e amplitudes.
- **O ganho para a frequência ω_a $0.17Hz$ da resposta em frequência**. Este valor de frequência é importante, porque a máxima energia das ondas do mar de condição 4 está distribuída em torno deste valor. Então, o ganho para esta frequência é o valor da atenuação da onda

no ponto que possui maior energia. Em outras palavras, uma alta atenuação é sinônimo de uma melhor resposta.

- **O máximo volume do acumulador do compensador.** O PHC é projetado para que cada controle semiativo consiga atingir a resposta em frequência desejada. Por isso, são projetados quatro compensadores com a mesma pressão máxima, mas com diferentes tamanhos de acumulador de gás, variável física para determinar se o compensador é realizável ou não.

3.3.2 Resultados do controle semiativo em função da massa

Dois controles semiativos em função da massa são aplicados em dois compensadores: o projetado na subseção 2.5.1 e outro PHC projetado da mesma maneira com ganho máximo de $3dB$, uma condição mais rigorosa do que $10dB$. O primeiro controle tem uma resposta em frequência desejada com um ganho máximo de $10dB$ e frequência de corte de $0.056Hz$. O segundo controle tem a mesma resposta em frequência desejada, mas com um ganho diferente, $3dB$.

Os compensadores usam a servo válvula para adaptar o sistema as variações de massa, no intervalo $150t-350t$. O amortecimento b_{mc} é calculado com a Eq. (3.3). A Figura 3.3 evidencia as respostas para o controle com $10dB$ e $3dB$ de ganho máximo, massa máxima sem controle e massa mínima com e sem controle.

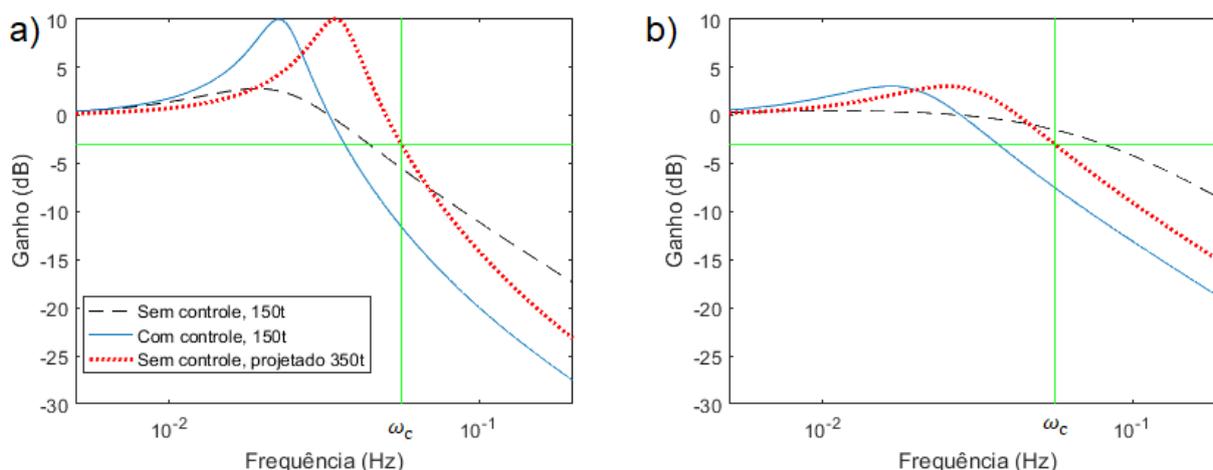


Figura 3.3 – Resposta em frequência do controle semiativo em função da massa. (a) Controle com ganho máximo de $10dB$. (b) Controle com ganho máximo de $3dB$.

A massa máxima não precisa de controle, porque o PHC é projetado para trabalhar com esta massa (Figura 3.3A). O compensador tem um volume máximo de $99m^3$, quando suporta a massa mínima e a sua resposta em frequência é a desejada. O ganho de transmitância para uma senoidal de período $0.17Hz$ (ponto onde as ondas possuem maior energia) é de $-25.9dB$ com controle e $-16dB$ sem controle, de modo que o controle melhora a atenuação de 85% a 95% nesta frequência. O melhor desempenho com controle na faixa de transição é explicado pelo valor do coeficiente de amortecimento, sem controle de 0.41 e com controle de 0.17.

Tabela 3.1 – Resumo da resposta em frequência para o SAHC em função da massa suportada.

Ganho máximo de projeto	10 dB			3dB		
	sem		com	sem		com
Massa (t)	350	150	150	350	150	150
ω_c (Hz)	0.056	0.045	0.038	0.056	0.08	0.037
Ganho máximo (dB)	10	2.5	10	3	0.4	3
Ganho para 0.17Hz (dB)	-21.3	-16	-25.9	-14.1	-7.7	-17.8
V (m^3)	42.8	99.9	99.9	59	138	138

A Figura 3.3B mostra as respostas do controle de $3dB$ de ganho máximo, equivalente a um amortecimento ζ de 0.54. A faixa de passagem é melhor que no caso dos $10dB$, mas a atenuação na faixa de transição é baixa. O controle de máximo ganho de $3dB$ consegue atenuar a onda senoidal com um período de $5.8s$ entre 81% e 88% (máxima e mínima massa), enquanto o controle de ganho de $10dB$ apresenta um valor mínimo de atenuação de 86% na massa mínima para esse período. Além disso, o volume máximo é de $138m^3$ e, com o ganho máximo de $10dB$, o volume sofre uma redução de 29%. Os principais parâmetros da Figura 3.3 estão resumidos na Tabela 3.1.

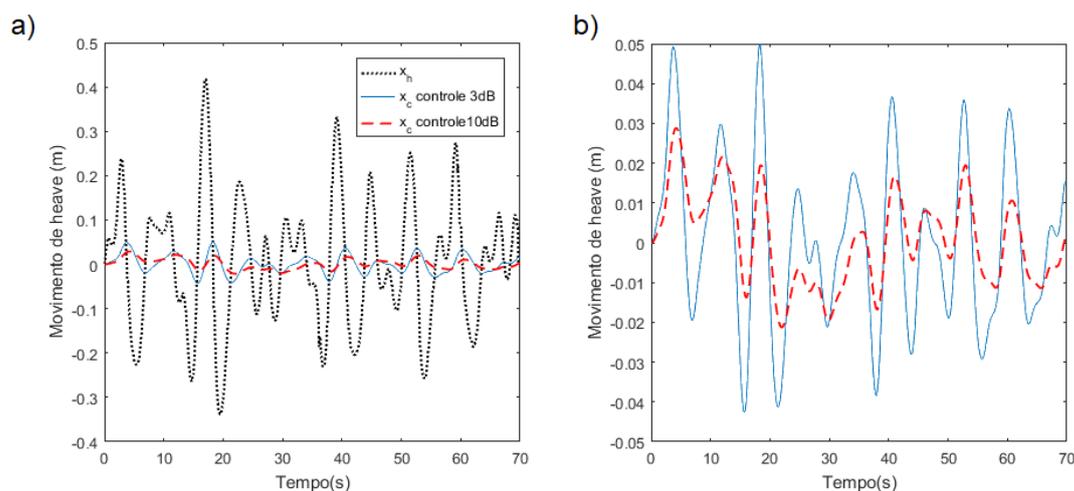


Figura 3.4 – Desempenho do compensador para uma onda do mar. (a) Movimento da plataforma x_h e movimento da massa suportada x_c , com o controle semiativo em função da massa, PHC projetado com $3dB$ e $10dB$. (b) Resposta do controle semiativo para $3dB$ e $10dB$ com mudança de escala.

A Figura 3.4A mostra as respostas do controle para $150t$, quando a plataforma x_h é deslocada por uma onda do oceano. Esse deslocamento encontra-se em [13], a altura significativa e o espectro de frequência da energia da onda correspondente ao estado do mar 4 e é distribuído ao redor de $0.14Hz$, o que é aceitável para o caso brasileiro. A Figura 3.4B também mostra a resposta dos controles de máximos ganhos ($3dB$ e $10dB$) para o movimento da plataforma. A Figura 3.4B concentra-se exclusivamente nas respostas. Para a massa de $150t$, o controle de $3dB$ tem uma atenuação de 88% e o controle de $10dB$ atinge uma atenuação de 95%. Quando a massa suportada é $350t$, as taxas de atenuação são 83% e 88%. Em [13], utiliza-se um PHC com atenuação de 83% e seu desempenho é considerado excelente.

3.3.3 Resultados do controle semiativo em função do tempo e da massa

Os resultados nesta subseção são organizados da seguinte maneira: descrevem-se os resultados para o controle balance e o controle skyhook, os quais comparam-se com os resultados dos controladores da subseção anterior.

No caso do **controle balance**, o compensador é projetado para ter um volume máximo de acumulador de gás de $49m^3$ e uma área do cilindro de $0.16M^2$, então, usa-se a metade do volume requerido pelo controle semiativo em função da massa. O controle balance usa a Eq. (3.6) com um amortecimento ζ de 0.25 (ganho máximo de 7 dB). A válvula tem um diâmetro de $0.016m$ e $0.069m$ em estados abertos e fechados. Em consequência, o valor do coeficiente de amortecimento está entre $2MN s/m$ e $0MN s/m$. Esses valores determinam a saturação do atuador que é utilizada na simulação do controle skyhook e balance.

A Figura 3.5 mostra a resposta em frequência para: o controle balance desejado, o obtido com o controle balance e com a saturação na servo válvula, e o compensador sem controle usando um amortecimento constante para cada massa. O amortecimento é calculado para manter o mesmo ganho máximo da resposta desejada com a mínima e a máxima massa suportada, assim como foi feito no controle em função da massa.

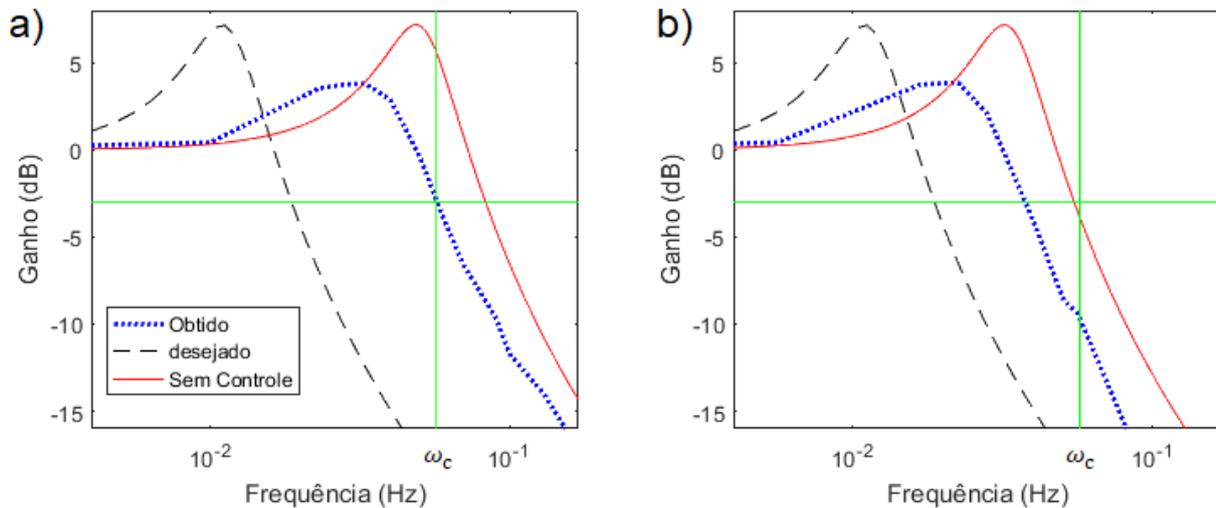


Figura 3.5 – Resposta do controle balance. (a) Massa suportada 350t. (b) Massa suportada 150t.

A resposta em frequência da Figura 3.5 do controle balance com a saturação da válvula foi obtida mediante simulação no Simulink. A onda de entrada (movimento da plataforma x_h) é uma senoidal de amplitude de $1m$ e de valores de frequência entre $0.005Hz$ e $1.1Hz$. Esta frequência foi constante durante cada simulação, a qual foi repetida com valores diferentes de frequência e a mesma amplitude x_h . A amplitude de saída x_c foi registrada para cada frequência e foi plotada a resposta em frequência do controle balance (da mesma maneira é plotada a Figura 3.6 para o controle skyhook).

A resposta em frequência desejada é diferente da resposta em frequência obtida com o con-

trole balance, porque apresentam ganhos máximos de $7dB$ e $3.9dB$, as frequências naturais e os amortecimentos são maiores do que os valores desejados. Ainda assim, o valor da frequência de corte do controle é respeitado ($0.056Hz$, linha que corta o ganho em $-3dB$ Figura 3.5), a atenuação em $0.17Hz$ está entre 84% e 83% , o qual é um valor pequeno, porque a atenuação desejada nesta frequência é de 97% . O compensador com $150t$ poderia ser usado sem o controle balance, mas, quando a massa suspensa aumenta, o compensador tem uma frequência maior do que $0.056Hz$, e as ondas do mar são amplificadas. Os dados das respostas em frequência são resumidos na Tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Resumo da resposta em frequência para o controle balance.

Controle semiativo	Sem		Desejado	Balance obtido	
Massa (t)	150	350	150	150	350
Volume acumulador de gás (m^3)	49	21	49	49	21
ω_c (Hz)	0.055	0.091	0.018	0.039	0.056
Ganho máximo (dB)	3	3	7	3.9	3.9
Ganho em ω_a (dB)	14	-19	-29	-23	-16

O controle skyhook da Eq. (3.5) foi usado em [32]. O compensador foi projetado com um volume de acumulador máximo de $18.2m^3$ e um cilindro de área $0.16m^2$. A saturação é a mesma saturação considerada no controle balance, desde $2MN_s/m$ até $0MN_s/m$. A Figura 3.6 representa a massa máxima e mínima de três respostas em frequência do skyhook para cada massa: desejada, sem controle e com controle ao simular a saturação.

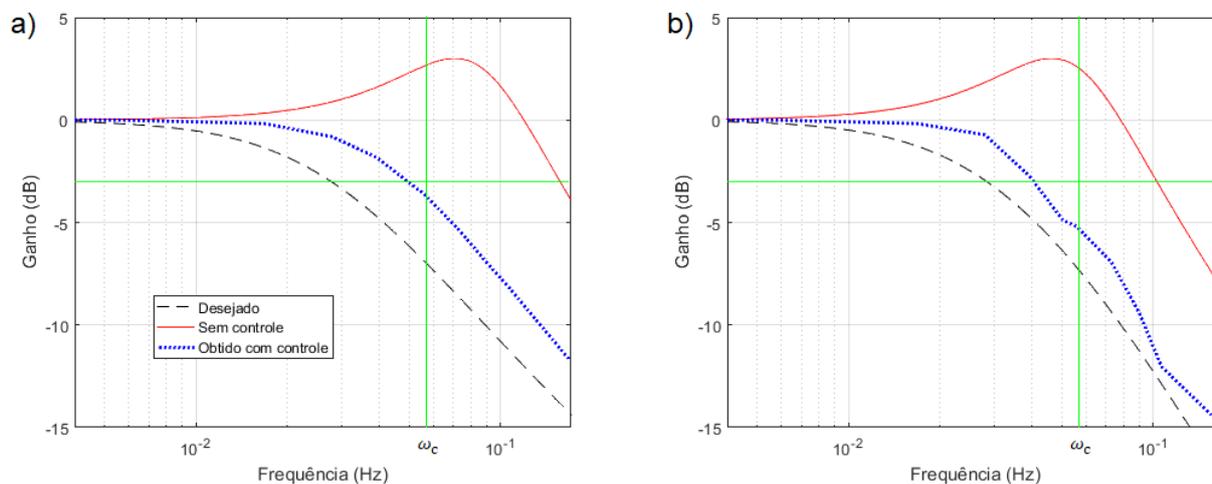


Figura 3.6 – Resposta do controle skyhook. (a) Massa suportada 350t. (b) Massa suportada 150t.

As respostas em frequência obtidas e as desejadas têm uma banda de passagem plana e o mesmo valor de frequência de corte $0.056Hz$. A atenuação é diferente na faixa de transição, no entanto, a atenuação das respostas obtidas está entre 74% e 80% para uma frequência de $0.17Hz$, mas a desejada está entre 75% e 83% (massa máxima e mínima). A resposta sem controle amplifica o movimento da massa suportada e tem uma frequência de corte de $0.09Hz$ a $0.15Hz$,

de modo que a vantagem do controle é assegurar que o movimento nunca seja amplificado e sempre seja reduzido, a redução é de apenas 80%. Esta diferença na faixa de transição é causada pela saturação e o alto amortecimento do skyhook, mas, ao diminuir o amortecimento, a resposta não é melhorada, pois o skyhook deve ter um alto amortecimento para atingir resultados que sejam consideravelmente melhores que os do sistema passivo, como foi visto na Figura 3.2. A Tabela 3.3 resume os dados da resposta de frequência do controle skyhook.

Tabela 3.3 – Resumo da resposta em frequência do controle Skyhook.

Controle semiativo	Sem		Skyhook desejado		Skyhook obtido	
Massa (t)	150	350	150	350	150	350
Volume acumulador de gás (m^3)	18.4	7.9	18.4	7.9	18.4	7.9
ω_c (Hz)	0.098	0.151	0.028	0.02	0.039	0.050
Ganho máximo (dB)	3	3	0	0	0	0
Ganho para ω_a (dB)	-8.7	-4.0	-17.5	-13.4	-14.5	-11.7

A Tabela 3.4 tem os valores para comparar o desempenho e os requisitos físicos dos quatro SAHC estudados e do AHC comercial [42]. Esse AHC tem uma atenuação maior do que 95% para qualquer onda do mar e o seu volume do acumulador está entre $7m^3$ e $13.5m^3$ dependendo da massa suspensa.

O controle de $10dB$ tem uma taxa de atenuação aceitável (93%), mas o volume do acumulador é de $99m^3$ e deve ser utilizado em casos de onda do mar com frequências maiores do que $0.056Hz$, pois tem um ganho máximo de $10dB$ na faixa de passagem. O compensador de $3dB$ tem o maior volume ($138m^3$) com atenuação de 83% e nunca amplifica o deslocamento de entrada.

O skyhook e o balance têm a atenuação similar para uma onda do mar (87%-90%). Este é mostrado na Figura 3.7 que utiliza a onda do mar da Figura 3.4A como entrada. Em teoria, o controle balance tem um desempenho levemente melhor, mas o skyhook usa um acumulador de volume 4 vezes menor.

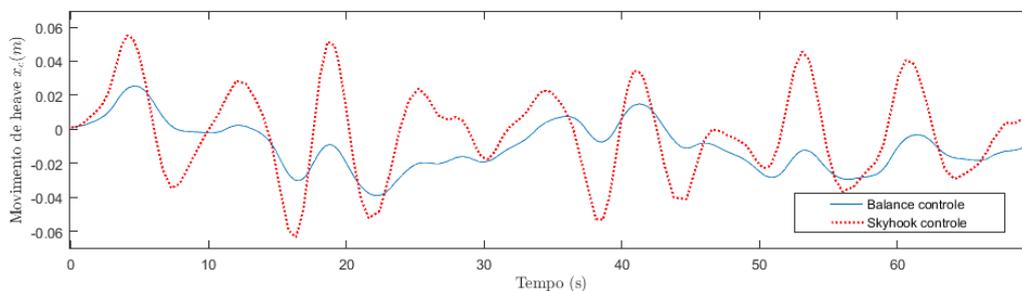


Figura 3.7 – Desempenho do SHC para a onda do oceano com o controle skyhook e controle de balance.

Tabela 3.4 – Comparação dos compensadores.

Control	Skyhook	Balance	10dB	3dB	AHC
Atenuação da onda de mar (%)	87	90	95	83	95
Frequência de corte (Hz)	0.056	0.056	0.056	0.056	-
Ganho máximo (dB)	0	7	10	3	-
Atenuação mínima em $0.17Hz$ (%)	80	93	86	81	95
Volume máximo (m^3)	18	49	99	138	13

O SAHC proposto tem um consumo de energia insignificante. Como não foi feita a modelagem do atuador, não é possível determinar o valor exato da energia consumida. Pode-se fazer, no entanto, a analogia com os atuadores semiativos usados na proteção de estruturas (ver apêndice), em que o atuador deve ter um consumo de energia na ordem de dezenas de watts e os SAHC da literatura apresentam um consumo de energia na ordem das dezenas de kilowatts ([10] e [47]). De todo modo, a sua atenuação deve ser melhorada.

4 DISCUSSÃO DE RESULTADOS PHC LINEAR E SAHC

(a) Descrição do efeito do módulo volumétrico no comportamento do PHC e apresentação de uma condição para determinar se pode ou não ser negligenciado.

O módulo volumétrico do óleo é um parâmetro relevante na dinâmica de sistemas hidráulicos e hidropneumáticos. A literatura descreve que a sua influência é maior quando os sistemas têm alta frequência [27], alta pressão [26] e no caso dos sistemas de suspensão, quando o atrito viscoso entre o cilindro e o acumulador é alto [28].

Os PHCs são sistemas que trabalham com pressões altas (dezenas de kPa), o que faz com que o efeito do módulo volumétrico do óleo do cilindro do PHC seja considerado na sua dinâmica, adicionando uma equação diferencial [13] e [48].

Na literatura, não encontrou-se um critério para determinar quando considerar o módulo volumétrico no modelo do sistema de suspensão, somente se encontrou a descrição qualitativa de quando é importante. Por isso, foi proposto nesta tese, um critério para avaliar a relevância deste parâmetro na dinâmica do PHC, o qual consiste em calcular uma frequência ω_b e mostra-se que para as frequências menores do que ω_b , os modelos apresentam comportamento similar. Este critério foi validado mediante simulação numérica.

A equação o critério descreve quantitativamente as condições descritas qualitativamente na literatura, sobre os casos nos quais o módulo volumétrico é importante, tais como: sistemas com alta rigidez no acumulador de gás (associado a altas pressões), alta resistência entre o acumulador e o cilindro e altas frequências.

Para os PHC analisados nesta parte da tese, o resultado foi que nas frequências de trabalho do PHC (intervalo de frequências das ondas do mar), o módulo volumétrico pode ser negligenciado. Este resultado é fundamental, porque o modelo sem módulo volumétrico é menos complexo, assim, o projeto do PHC e de controladores semiativos também simplifica-se.

(b) Apresentação de uma metodologia para projetar diretamente um PHC linear com a resposta em frequência desejada (frequência de corte e amortecimento) para a máxima massa suportada e a máxima pressão permitida

A resposta em frequência do PHC é um filtro passa baixas, cujo objetivo é filtrar as ondas do mar no intervalo de frequências que possuem maior energia (subseção 1.1.1). Portanto, o projeto do PHC objetiva obter uma resposta em frequência para filtrar essas ondas. O PHC foi projetado heurísticamente em [13], identificaram qualitativamente a relação entre os parâmetros da resposta em frequência e os parâmetros físicos do PHC.

No mestrado [29], os parâmetros físicos do PHC relacionaram-se com os parâmetros em frequência, coeficiente de amortecimento e frequência natural. O parâmetro mais relevante da resposta em frequência é, porém, a frequência de corte, porque determina e garante que as ondas

do mar sejam filtradas. Para obter esta frequência de corte, o PHC foi projetado varias vezes até obter o valor de frequência desejado.

Nesta tese, foi proposto um fator que relaciona a frequência de corte com a frequência natural do sistema, provou-se que este fator depende do valor de ganho que define a frequência de corte e do amortecimento do sistema. Baseado neste fator, foi proposta uma metodologia que permitiu projetar diretamente o PHC com resposta em frequência desejada, amortecimento (máximo ganho na faixa de passagem) e a frequência de corte desejada. Além disso, a metodologia considera limitantes físicos como a pressão e massa máxima que podem ser suportadas pelo compensador.

Apesar do compensador ter a resposta em frequência desejada e garantir as limitantes físicas de massa máxima e pressão máxima. O volume obtido de gás é $99m^3$, quatro vezes maior do que o volume típico utilizado na indústria offshore $25m^3$. Por este motivo, o PHC com a resposta ideal não é implementável na prática.

Além da simulação, foi projetado um modelo em escala do PHC (implementado em [38]), o qual apresentou a resposta em frequência desejada e mostrou também a existência do fator proposto [37].

(c) Simulação e comparação de quatro SAHCs, para determinar qual tem o melhor desempenho

Escolheu-se uma servo válvula como atuador semiativo que se posiciona entre o acumulador de gás do PHC e o cilindro para mudar o valor do amortecimento do sistema. Comenta-se em [20], a variação da abertura servo válvula mediante controles complexos em função da posição de outros componentes do sistema e do tempo, mas o trabalho não desenvolve esta ideia e considera como zero o valor do do amortecimento gerado por esta válvula. A ideia de usar uma servo válvula como atuador semiativo é inovadora, pois somente encontrou-se um SAHC com um atuador magneto-reológico [30] e um SAHC com uma servo válvula como atuador em [41] e [29].

Quatro controladores semiativos, dois em função da massa e dois em função da massa e o tempo são aplicados em quatro compensadores diferentes (simulação numérica). Os compensadores têm todos os mesmos parâmetros, com exceção do volume de gás, diferente para cada um deles. O PHC com o controle semiativo deve garantir que a resposta em frequência do sistema terá a frequência de corte desejada, inclusive se a massa suportada for modificada.

Os controladores em função da massa conseguem reajustar o amortecimento do sistema quando há variação na massa suportada, causada ao adicionar um novo tubo para atingir uma maior profundidade. O controle foi proposto em [49] com os seguintes requerimentos para a resposta em frequência: ganho máximo de $3dB$ que amplifica o sinal transmitido à coluna por um fator 1.4 e uma frequência de corte de $0.056Hz$ com ganho de $-3dB$ que atenua o sinal transmitido num 70%. O ganho máximo de $3dB$ garante que na faixa passagem o PHC amplifica levemente o sinal transmitido à coluna, atingi-se este ganho com um coeficiente de amortecimento de aproximadamente $\zeta=0.5$, o que diminui o desempenho na faixa de transição (onde as ondas do mar

têm maior energia). Para garantir a frequência de corte com este coeficiente de amortecimento, o acumulador foi de $140m^3$, mais de cinco vezes o valor dos PHC usados na indústria ($25m^3$).

Objetivando um sistema com um menor volume de gás e um desempenho aceitável. Foi estudada nesta tese, um SAHC com requerimento menos conservador na resposta em frequência, aumentando-se o valor do ganho máximo na frequência de passagem para $10dB$ e deixando os mesmos requerimentos para a frequência de corte. O ganho máximo gera amplificação de 3.2 vezes o sinal na faixa de passagem, o que é permitido para este caso, pois nesse intervalo a energia das ondas considera-se quase nula. Para obter o valor de ganho, o coeficiente de amortecimento é diminuído $\zeta=0.17$, assim, a atenuação na faixa de transição é melhorada e o volume é diminuído em relação ao controle de ganho máximo de $3dB$ em 30%. Ainda com esta redução o volume é quatro vezes maior do que o volume usado na indústria.

Para diminuir ainda mais o volume e manter o desempenho do PHC são propostos controles semiativos em função da massa e do tempo. Estes controles são o skyhook e o balance, controles bem estabelecidos na literatura, os quais são modificados para garantir o reajuste para a variação de massa e para gerar um desempenho mais similar ao desempenho do PHC (em relação aos controladores originalmente propostos), o que gera um menor requerimento no atuador. Nestes dois controladores, o único parâmetro na modelagem da coluna que se considera é a saturação da servo válvula. Por este motivo, as respostas desejadas são diferentes das obtidas, que são sempre melhores do que as respostas do PHC.

No desempenho, os dois controladores conseguem garantir a frequência de corte para uma onda senoidal de amplitude $1m$ com a massa máxima e mínima. O desempenho do balance é levemente melhor, 3% maior atenuação do que o skyhook para uma onda de mar, mas o volume do acumulador é $49m^3$, duas vezes o valor usado na indústria. Enquanto, o valor do volume do PHC do compensador passivo é $18m^3$. Determina-se portanto que o SAHC com maior viabilidade para ser implementado é o skyhook, porque tem uma atenuação aceitável e seu volume de acumulador está no intervalo usado pela indústria.

Parte II

HHC, PHC NÃO LINEAR COM BROCA EM CONTATO E AHC

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Matriz de estados do sistema coluna e PHC linear	
a	Área do cilindro	$[m^2]$
B	Matriz de entrada da coluna e o PHC linear	
b	Coefficiente de amortecimento viscoso	$[Ns/m]$
C	Matriz de saída do sistema coluna e PHC linear	
Co	Controlador FB	
CS	Função de sensibilidade de entrada	
D	Diâmetro externo da coluna	$[m]$
es	Espessura da coluna	$[m]$
E	Módulo de elasticidade do material da coluna	$[Pa]$
Er	Erro	$[\%]$
F	Força	$[N]$
G	Planta	
GS	função de sensibilidade de perturbação de entrada, controle FB	
g	Gravidade	$[m/s^2]$
k	Rigidez	N/m
L	Comprimento da coluna	
M	Matriz massa e pressões estáticas	
m	Massa suportada,	$[kg]$
P	Pressão,	$[Pa]$
s	Domínio de Laplace domain variable,	rad/s
S	Sensibilidad com controle FB,	
t	Tempo,	$[s]$
T	Matriz modal	
Tr	Função de sensibilidade complementar	
TF	Transformada de Fourier	
V	Volume	$[m^3]$
v	Autovetores	$[m^3]$
x_c	Movimento de <i>heave</i>	$[m]$
y	Saída do sistema coluna e PHC linear,	$[m]$

Solos Gregos

α	Mudane variável, para a simplificar modelo linear	$[m^2/s]$
Δ	Variação entre duas grandezas similares	
ω	Frequência	$[rad/s]$
ω_r	Frequência de ressonância	$[rad/s]$
β	Função de transferência da malha aberta	$[Pa]$
ζ	Amortecimento	$[Pa]$
μ	Coefficiente de atrito seco	$[N]$
ρ	Densidade	$[Kg/m^3]$

Grupos Adimensionais

r	Coefficiente politrópico	
Bu	Fator de flutuação	
Z	Coordenada axial adimensional	
f_{Br}	Fator para garantir o ganho estático da redução modal	
h	Parâmetro de escala da tangente hiperbólica do atrito seco	
f_{fc}	Fator para subestimar as forças do controle FFNL	
f_h	Fator para modificar a velocidade da variação da tangente hiperbólica	
f_{CIV}	Fator para avaliar a atenuação do CIV com controle	
f_{x_h}	Fator para avaliar a atenuação do CIV na onda de entrada senoidal com controle	
f_w	Fator para avaliar o controle em altas e baixas frequências para onda do mar	

Subscritos

<i>cm</i>	Bloco de coramento modificado com a mudança de variável
<i>G</i>	Gás no acumulador
<i>phc</i>	Total do compensador passivo
<i>h</i>	Heave do navio
<i>c</i>	Bloco de coroamento
<i>t</i>	Catarina
<i>n</i>	Natural
<i>as</i>	Força do gás do acumulador
<i>sf</i>	Atrito seco do cilindro
<i>ff</i>	Fricção viscosa do fluido com a tubulação
<i>Dphc</i>	Dinamica do compensador passivo
<i>i</i>	Numero do elemento da coluna
<i>i_m</i>	Ultimo elemento da coluna, equivalente ao elemento da broca
<i>ai</i>	Numero da massa adicional da coluna
<i>wel</i>	Poço
<i>w</i>	Cabo
<i>h_{min}</i>	Movimento de heave mínimo
<i>h_{ope}</i>	Movimento de heave operação
<i>h_{max}</i>	Movimento de heave máximo
<i>x_h</i>	Movimento de heave do navio
<i>M</i>	Modal
<i>R</i>	Redução modal
<i>rat</i>	Racional
<i>frac</i>	Fracionário
<i>CIV</i>	Fenômeno de CIV
<i>high</i>	Frequência maior do que a frequência do movimento de heave da plataforma
<i>low</i>	Frequência menor do que a frequência do movimento de heave da plataforma

5 PHC NÃO LINEAR

5.1 PHC E COLUNA DE PERFURAÇÃO

Apresenta-se o modelo do PHC para perfuração *offshore* em três partes: forças desenvolvidas pelo PHC, equações dos parâmetros da coluna e equações do modelo dinâmico com base nos parâmetros anteriores da força do PHC e da coluna de perfuração.

5.1.1 Hipótese PHC não linear com broca em contato

As diferenças com as hipóteses da primeira parte deste trabalho são consequência de considerar o PHC não linear e fazer a modelagem da coluna.

- O modelo do compensador trabalha em operações com broca em contato ao considerar a rigidez da formação k_{well} e com broca livre ao considerá-la zero.
- Consideram-se a coluna de perfuração, o bloco de coroamento e a catarina corpos independentes, não somente a massa total como na primeira parte da tese.
- Modela-se a coluna com n sistemas massa-mola-amortecedor, com massa adicional gerada pelo fluido de perfuração e efeito de flutuação pela coluna estar submersa no fluido de perfuração (subseção 5.1.3). As configurações da coluna apresentam-se na subseção 5.2.2 e contém os dados de comprimento, raio e espessura de cada seção da coluna.
- O volume do gás do acumulador hidropneumático do PHC é constante, mantida por um sistema de pressão externo. O caso sem sistema externo apresentou-se na Seção 3.1, ao considerar que, ao variar a massa suportada, o volume do acumulador modifica-se.
- Consideram-se as mesmas forças do PHC da primeira parte, mas não lineares. As três forças são: atrito seco do cilindro, fricção viscosa do gás na tubulação e a força de reconstituição do gás do acumulador, as quais definem-se na subseção 5.1.2.
- O coeficiente politrópico do gás do acumulador r para os casos típicos dos PHCs tem valor igual a 1.33 [15].
- A posição horizontal da plataforma é mantida constante por um sistema DP e considera-se exclusivamente o deslocamento de *heave* da plataforma em $x_h(t)$.
- A área do cilindro do PHC considera-se igual na câmara com e sem haste a .
- O óleo hidráulico não é compressível.

5.1.2 Modelo do PHC

As três forças principais desenvolvidas pelo PHC são: força de reconstituição do gás F_{as} produzida pelos acumuladores de gás, fricção viscosa do gás F_{ff} ao passar pela tubulação e atrito seco do cilindro F_{sf} . Estas forças mostram-se e explicam-se resumidamente. Para maior informação consultar [15] e [20]. Um modelo do PHC mais completo e complexo é deduzido em [50], este contém a variação da temperatura, a fricção, o comportamento do gás não ideal e compõe-se de 23 equações diferenciais.

O acumulador do gás do PHC atua como mola de baixa rigidez e desenvolve a força F_{as} , que é dada pela Eq. (5.1). Esta representa a mudança da pressão do acumulador em torno da pressão média P_0 , devido ao deslocamento relativo entre o navio x_h e o bloco de coroamento x_c , isso descreve-se em [15] e [43]. Nesta equação, o parâmetro a é a área do cilindro do PHC, V_0 é o volume de gás do acumulador do PHC e r é o coeficiente politrópico do gás.

$$F_{as}(t) = aP_0 \left[1 + \frac{a}{V_0}(x_c(t) - x_h(t)) \right]^{-r} \quad (5.1)$$

A força do atrito do cilindro F_{sf} é modelada de maneira simplificada com a Eq. (5.2). A aproximação com a função tangente hiperbólica é utilizada para tratar a descontinuidade e os problemas associados à modelagem da fricção como uma constante com alterações de sinal [20]. O seu parâmetro de escala h determina a velocidade da mudança da fricção de uma direção a outra e o coeficiente de atrito seco do cilindro μ_{sf} considera-se constante.

$$F_{sf}(t) = -\mu_{sf} \tanh[h(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))] \quad (5.2)$$

O gás que flui do cilindro do PHC ao acumulador através da tubulação é altamente turbulento [15] e provoca uma força de fricção viscosa também chamada força hidrodinâmica, que tem um coeficiente μ_{ff} .

$$F_{ff}(t) = -\mu_{ff} \operatorname{sign}(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))^2 \quad (5.3)$$

A soma dessas forças é a força total do PHC, que é não-linear:

$$F_{phc} = F_{as} + F_{ff} + F_{sf} \quad (5.4)$$

A força dinâmica do PHC não inclui a força estática do gás, a qual suporta o peso do bloco de coroamento, a catarina e a coluna de perfuração:

$$F_{Dphc} = F_{phc} - aP_0 \quad (5.5)$$

5.1.3 Parâmetros da coluna de perfuração

Uma variedade de modelos para investigar a vibração axial da coluna de perfuração sem compensadores de *heave* são apresentados no trabalho de revisão [51]. No caso da coluna com PHC e com a broca em contato, o modelo mais comum é de massa concentrada, no qual a coluna de perfuração decompõe-se em duas seções, superior e inferior [15–19]. De maneira similar, discretiza-se a coluna em n seções [20] e [5].

A configuração da coluna de perfuração representa-se como um modelo de massa concentrada, no qual o bloco de coroamento e a catarina são os primeiros elementos (Figura 5.1). A rigidez da coluna do elemento k_i é função do seu diâmetro D_i , da sua espessura es_i e do seu comprimento L_i (Eq. (5.6)). O coeficiente de amortecimento do elemento b_i da coluna estima-se com a Eq. (5.7), em termos da relação do amortecimento ζ , do elemento de massa m_i e da massa do fluido de perfuração dentro da coluna m_{ai} , a qual se calcula com a Eq. (5.8). A massa deste fluido move-se junto com a coluna, ainda que não adiciona nenhum peso [15].

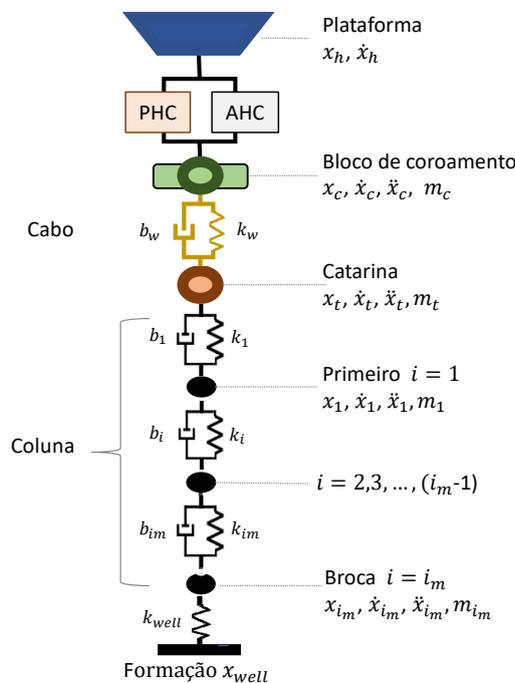


Figura 5.1 – Esquema da coluna com massa discreta.

O peso da coluna modifica-se ao estar submersa no fluido de perfuração, conhece-se como peso molhado e calcula-se ao multiplicar o peso pelo fator B_u , que é indicado na Eq. (5.9), e relaciona-se com a diferença entre a densidade do fluido de perfuração ρ_3 e a densidade do tubo de perfuração ρ_2 .

A força do fundo do poço F_{wel} ou WOB aplica-se no último elemento da coluna de perfuração quando há contato entre a broca e a formação, mas esta força não existe quando a broca é levantada do fundo [15]. Este fenômeno negligencia-se e considera-se uma rigidez simples como descreve a Eq. (5.10), x_{wel} é a posição do fundo do poço e o k_{wel} é a rigidez.

$$k_i = 2E\pi \frac{D_i^2 - (D_i - 2es_i)^2}{4L_i} \quad (5.6)$$

$$b_i = 2\zeta_i \sqrt{k_i(m_i + m_{ai})} \quad (5.7)$$

$$m_{ai} = \rho_3 L_i \pi \left(\frac{D_i}{2} - es_i \right)^2 \quad (5.8)$$

$$B_u = \frac{\rho_2 - \rho_3}{\rho_2} \quad (5.9)$$

$$F_{wel} = k_{wel} (x_{wel} - x_{i_m}) \quad (5.10)$$

As expressões acima foram extraídas de [15], exceto a Eq. (5.7), que foi encontrada em [5].

5.1.4 Modelo da coluna de perfuração com PHC

O conjunto das Eqs (5.11-5.14) resume o modelo e a Figura 5.1 mostra seu esquema, que está composto pelo bloco de coroamento, a catarina e os elementos i da coluna.

As forças aplicadas no bloco de coroamento na Eq. (5.11) são: seu próprio peso $m_c g$, a força do PHC F_{phc} , a força de AHC F_{ahc} e a força do cabo de aço, que se deriva da lei de Hooke e tem uma rigidez k_w e um amortecimento b_w . As forças aplicadas sobre a catarina na Eq. (5.12) são seu próprio peso, a força do cabo de aço e a força da parte superior da coluna superior.

Um modelo de massa discreta com n graus de liberdade desenvolve-se para a coluna de perfuração. Utilizando-se o método de diferenças finitas, escreve-se uma equação para cada elemento como a Eq. (5.13), desde $i = 2$ até $i = i_m - 1$ com incrementos de um, ($i = 1$ faz referência à catarina). A mesma considera o fator B_{uo} , a massa adicional do fluido interno m_{ai} , a rigidez k_i e o amortecimento b_i da coluna. As expressões desses parâmetros já foram definidas na subseção anterior. A massa do último elemento que contém a broca m_{i_m} tem uma dinâmica diferente (Eq. (5.14)), porque seu peso é parcialmente suportado pela formação F_{well} .

$$\ddot{x}_c = [F_{phc} + k_w(x_t - x_c) + b_w(\dot{x}_t - \dot{x}_c) - m_c g + F_{ahc}] / m_c \quad (5.11)$$

$$\ddot{x}_t = [b_w(\dot{x}_c - \dot{x}_t) + b_i(\dot{x}_i - \dot{x}_t) - k_w(x_t - x_c) + k_i(x_i - x_t) - m_t g] / m_t \quad (5.12)$$

$$\ddot{x}_i = [b_i(\dot{x}_{i-1} - \dot{x}_i) + b_{i+1}(\dot{x}_{i+1} - \dot{x}_i) - k_i(x_i - x_{i-1}) + k_{i+1}(x_{i+1} - x_i) - B_u m_i g] / (m_i + m_{ai}) \quad (5.13)$$

$$\ddot{x}_{i_m} = [b_{i_m}(\dot{x}_{i_m-1} - \dot{x}_{i_m}) - k_{i_m}(x_{i_m} - x_{i_m-1}) + F_{well} - B_u m_{i_m} g] / (m_{i_m} + m_{ai_m}) \quad (5.14)$$

5.2 CONSIDERAÇÕES

Esta seção apresenta os principais pontos para simular o sistema; primeiro, o distúrbio senoidal de *heave*; segundo, a configuração da coluna de perfuração; finalmente, os parâmetros de simulação no tempo.

5.2.1 Distúrbio de *heave* senoidal

Como distúrbios de oscilação de *heave* da plataforma, usam-se três sinais sinusoidais, os dois primeiros são os limites (mínimo e máximo) e o terceiro é o de operação. Todos têm o mesmo período de 7s (frequency $\omega = 0.9\text{ras/s}$), e as amplitudes são $x_{h_{min}} = 0.5m$, $x_{h_{ope}} = 1m$ e $x_{h_{max}} = 1.5m$. Além disso, estas amplitudes representam o estado do mar número 1, 2 e 3 respectivamente [52].

5.2.2 Configuração da coluna de perfuração

As configurações são proporcionadas na Tabela 5.1 que tem os dados de [5], o comprimento de cada seção da coluna de perfuração aproxima-se por um múltiplo de 100m para simplificar as especificações do modelo. Existem três componentes para a coluna de 4km e cinco componentes para a de 8km. Os parâmetros para cada componente são: comprimento, diâmetro externo e espessura.

Os comprimentos de 8km e 4km são redimensionados por fatores iguais a 1.5 e 0.5, para obter assim os de 12km e 2km, como é feito em [5]. O comprimento do BHA é de 0.3km e permanece constante. Os parâmetros da coluna são calculados com as Eqs. (5.6-5.9).

Tabela 5.1 – Configuração da coluna de perfuração para 4 km e 8 km.

	Comprimento L_i (km)	Diâmetro externo D_i (mm)	Espessura t_i (mm)
L_{4km}	2.0	140	12.9
	1.7	127	9.2
	0.3	216	5.6
L_{8km}	0.9	163	19.1
	2.7	140	12.6
	1.4	140	10.6
	2.7	127	9.2
	0.3	216	55.6

5.2.3 Simulação no tempo

A configuração da coluna de perfuração descreveu-se na subseção prévia. O modelo linear simula-se com as Eqs. (5.23-5.26) e o não-linear com o conjunto das Eqs. (5.11-5.14). Estas são resolvidas usando um Runge-Kutta de quarta ordem para as simulações temporais, e seus parâmetros de simulação são uma amostra do tempo de $0.01s$, para o comprimento do elemento de perfuração de $100m$ para a coluna de $4km$ e $2km$. No caso de $8km$ e $12km$, a amostra de $0.001s$, e o mesmo valor do comprimento do elemento de perfuração para $4km$. A Tabela 5.2 tem os valores dos parâmetros da coluna e do PHC, tomado do [15] e [5].

Tabela 5.2 – Parâmetros da coluna e do PHC.

		Description
a	$0.31m^2$	Área do cilindro do PHC
V_0	$26m^3$	Volume total de gás do PHC
r	1.3	Coefficiente politrópico do gás
h	250	Parâmetro de escala da tanh
μ_{sf}	$21.4kN$	Coefficiente de fricção do cilindro do PHC
μ_{ff}	$1.0kN$	Coefficiente de fricção viscosa do gás na tubulação
E	$140GPa$	Módulo de elasticidade da coluna
ζ	0.1	Coefficiente de amortecimento
B_{uo}	0.77	Fator de flutuação
ρ_3	$1760kg/m^3$	Densidade do fluido de perfuração
ρ_2	$7870kg/m^3$	Densidade da coluna
F_{wel}	$80kN$	Força sobre a broca
k_{wel}	$5000kN/m$	Rigidez da formação
k_w	$3GN/m$	Rigidez do cabo
b_w	$11.5kNs/m$	Amortecimento do cabo
m_c	20tonnes	Massa do bloco de coroamento
m_t	70tonnes	Massa da catarina

5.3 FORÇAS DINÂMICAS DO PHC

Esta seção mostra a força dinâmica do PHC com o atrito seco do cilindro, assim como sua forma e seu espectro de frequência, para duas massas suportadas e para os distúrbios dos navios com diversas amplitudes definidos na subseção 5.2.1. Também, se exhibe a linearização das forças do PHC e o seu intervalo de validade.

Os resultados mostrados nesta seção têm a seguinte aproximação:

$$x_c \approx \dot{x}_c \approx 0; \text{ porque } x_h \gg x_c$$

o que se suporta pela atenuação da amplitude do *heave* transmitido do PHC e do AHC, devido ao fato de que é maior do que 85% e 95% [21]; o que é mais válido no caso do AHC, porque a

atenuação é maior do que no PHC, então a força dinâmica do PHC depende principalmente do movimento de *heave* do navio.

5.3.1 Análise da força dinâmica do PHC

A força de perturbação principal no bloco de coroamento é fornecida pelo movimento de *heave* do navio através do PHC, que funciona como um transdutor que converte este movimento de *heave* em uma força, o que é muito importante para entender melhor a dinâmica da perfuração *offshore* com PHC e para poder projetar controladores AHC eficientes.

As forças das componentes do PHC e a força dinâmica mostram-se na Figura 5.2 para as três amplitudes do navio da subseção 5.2.1 e para os dois comprimentos da coluna de perfuração de 2km e 12km, com as configurações da subseção 5.2.2.

A força de fricção viscosa do gás e do atrito seco não dependem da massa da coluna, como é mostrado na Figura 5.2. Somente a força de reconstituição do gás depende da massa suportada, porque está associada ao comprimento da coluna de perfuração, o que é evidente nas Eqs. (5.1-5.3) e na Figura 5.2. A força de fricção viscosa do gás tem a menor magnitude nos seis casos e aumenta com a amplitude do navio. Seu valor máximo é $4kN$ e ocorre na amplitude máxima do *heave* do navio, mas sua maior influência na força dinâmica é apenas 10%, quando o comprimento mínimo da coluna de perfuração é suportado na Figura 5.2E.

A força da mola do gás é proporcional à amplitude do movimento e à massa suportada, de modo que o caso mais importante ocorre no comprimento máximo da coluna de perfuração e na amplitude máxima (Figura 5.2F). A força do atrito seco é uma onda quadrada de amplitude constante, porque sua magnitude não depende da amplitude do movimento de *heave* ou da massa suportada, como se assumiu aqui.

A forma da força dinâmica é determinada principalmente pela força do atrito seco do cilindro e pela força da mola pneumática. No caso do menor comprimento da coluna e da menor amplitude de *heave*, o atrito seco é a força mais importante porque tem a maior magnitude e define a forma da força dinâmica, que é quase uma onda quadrada (Figura 5.2A). A influência do atrito seco na força dinâmica diminui quando o comprimento da coluna ou a amplitude do movimento de *heave* aumentam, já que a força de reconstituição do gás também aumenta e torna-se fundamental.

Mesmo assim, uma mudança abrupta acontece sempre no máximo da força dinâmica, que é produzida pela força do atrito seco do cilindro, o qual se adiciona sempre ao valor máximo da força dinâmica, isto significa que a força dinâmica é o valor de F_{sf} maior do que sem atrito seco. A força dinâmica tem uma forma semelhante à variação do WOB com PHC mostrada em [15], onde aparece que é altamente afetada pela força do PHC.

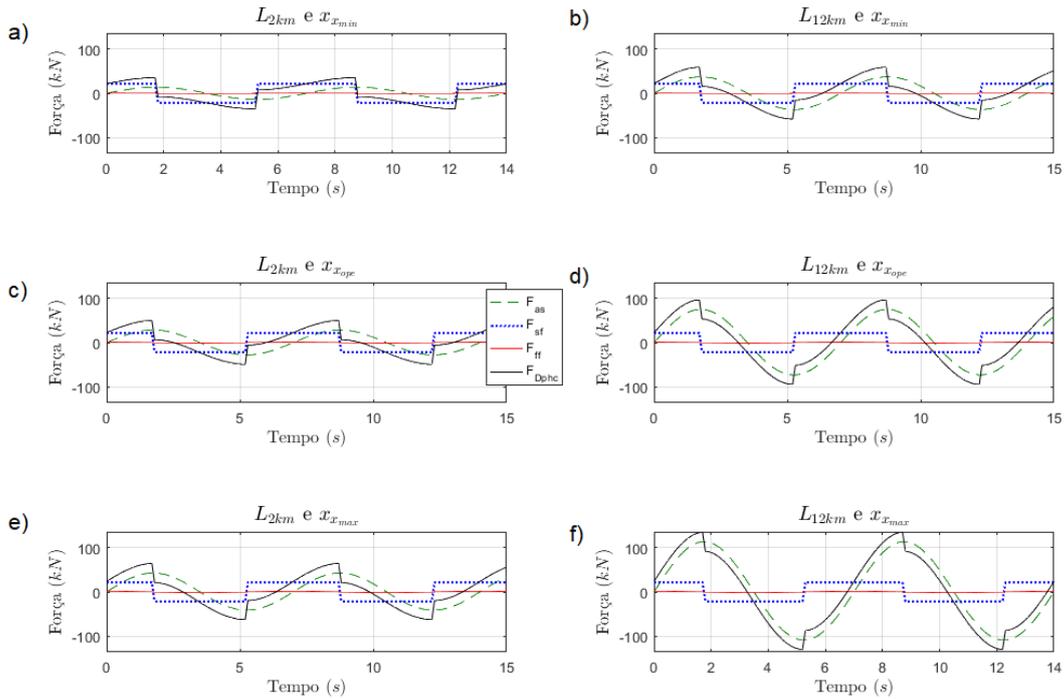


Figura 5.2 – Forças do PHC causadas pelas três movimentos de *heave* da subseção 5.2.1 ($x_{h_{ope}} = 0.5m$; $x_{h_{ope}} = 1m$; $x_{h_{max}} = 1.5m$); a coluna direita para uma coluna de $2km$ e a esquerda de $12km$. As forças força do atrito do cilindro F_{sf} , de fricção viscosa do gás F_{ff} , e de atrito seco do cilindro F_{sf} .

Os espectros da transformada de Fourier das forças do PHC estão na Figura 5.3, para o comprimento da coluna de perfuração de $2km$ e $12km$, de acordo com a amplitude do navio de operação $x_{h_{ope}}$. O valor máximo da força dinâmica ocorre na mesma frequência da perturbação da oscilação do navio $0.9rad/s$. Este é o resultado da soma do atrito seco do cilindro e das forças da mola do gás, porque a força da fricção do fluido tem uma magnitude insignificante.

O espectro da força dinâmica do PHC da Figura 5.3 tem picos com frequências ($0.9, 2.7, 4.5, 6.3, \dots$) rad/s , que são maiores que a frequência de entrada do movimento do navio, $0.9rad/s$. Essas frequências mais altas são causadas pelo atrito seco do cilindro, que tem picos nas frequências $n\omega$ com n ímpares ($1, 3, 5, 7, \dots$), e sua amplitude é inversamente proporcional ao número n , o que será explicado na próxima subseção com a transformada de Fourier de uma onda quadrada (Eq. (5.19)).

A figura mostra que o ganho do segundo pico ($2.7rad/s$) é aproximadamente 20% do primeiro modo da coluna de perfuração de $2km$, enquanto que o de $12km$ é apenas 10%. Isso encaixa com a observação da força dinâmica do PHC, que é menos linear para pequenos comprimentos da coluna.

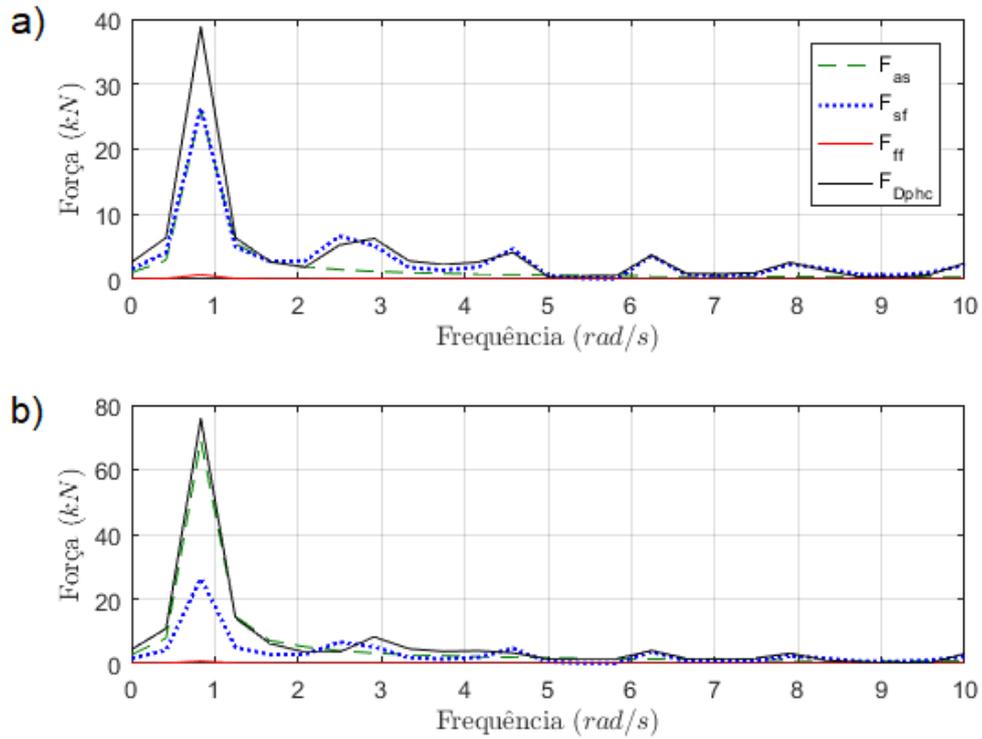


Figura 5.3 – Transformada de Fourier das forças do PHC com um movimento de *heave* $x_{h_{ope}}$ para duas profundidades. (a) Coluna de $2km$. (b) Coluna de $12km$. As forças força do atrito do cilindro F_{sf} , de fricção viscosa do gás F_{ff} , e de atrito seco do cilindro F_{as} .

5.3.2 Linearização das forças do PHC

As forças do PHC não são lineares, tornando a análise e o controle mais complexos do que no caso linear. Uma linearização do PHC com broca livre é brevemente apresentada em [14] e coincide com o comportamento não linear do PHC. Nesta subseção, a linearização de cada componente do PHC é exposta, e analisam-se os efeitos quando o comprimento da coluna e a amplitude do movimento de *heave* da embarcação mudam.

A **força de reconstituição do gás** da Eq. (5.1) é linearizada pela aplicação da expansão de Taylor no ponto $(x_c - x_h) = 0$. Seu significado físico consiste em que a variação do volume do gás causada pelo movimento de *heave* é pequena quando se comparam com o volume total do acumulador, o que se assume em [53] e [14], obtendo:

$$P_0 a \left[1 + \frac{a}{V_0} (x_c - x_h) \right]^{-r} = k_{phc} (x_h - x_c) \quad (5.15)$$

O parâmetro k_{phc} é a rigidez linear do acumulador de gás.

$$k_{phc} = r a^2 \frac{P_0}{V_0} \quad (5.16)$$

O erro percentual é descrito pela próxima equação (sem o ponto $(x_c - x_h) = 0$).

$$Er(F_{as}) = 100\% \left| \frac{\frac{ra}{V_0}(x_h - x_c) - \left[1 + \frac{a}{V_0}(x_c - x_h)\right]^{-r} + 1}{\left[1 + \frac{a}{V_0}(x_c - x_h)\right]^{-r} - 1} \right| \quad (5.17)$$

A Figura 5.4A indica as respostas dos sistemas lineares e não lineares de uma perturbação sinoidal (sem força estática). Estas diferenciam-se nas partes superiores e inferiores, na compressão e na expansão, pois os pontos estão mais distantes do ponto da linearização.

O erro percentual é proporcional à amplitude do movimento de *heave* do navio (Figura 5.4B) e não depende do valor da massa suportada, mas o erro absoluto sim tem relação: $1.3kN$ com o comprimento da coluna de $12 km$ e a amplitude de *heave* máxima, e $0.5kN$ com a coluna de $2km$ e a mesma amplitude.

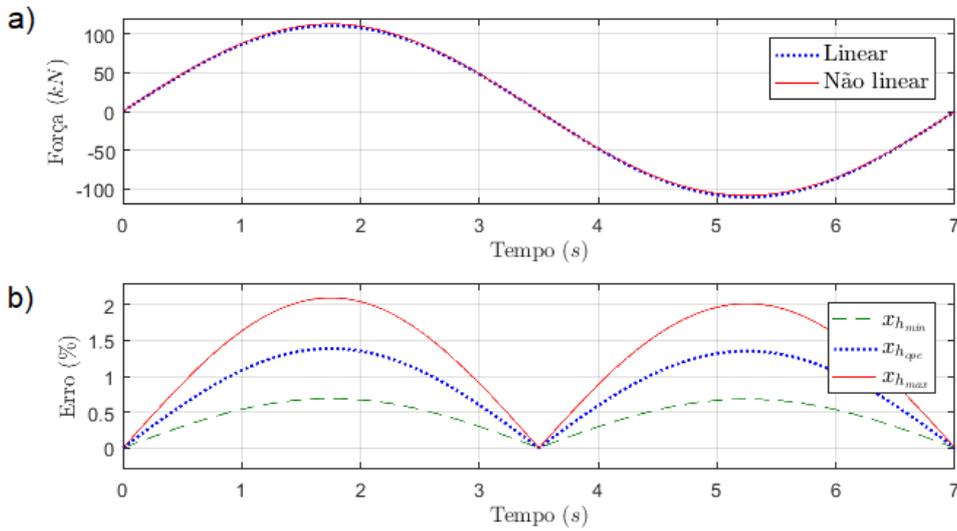


Figura 5.4 – Força de reconstituição do gás do PHC. (a) Linear e não linear, coluna de $12km$ e movimento de *heave* $x_{h_{max}}$. (b) Erro percentual da aproximação linear com $12km$ para os três movimentos de *heave* da subseção 5.2.1.

A força da fricção viscosa do gás tem uma expressão quadrática da Eq. (5.3) e é linearizada em torno de um ponto intermediário $max(\dot{x}_c - \dot{x}_{h_{ope}})/2$, por meio da expansão de Taylor:

$$\mu_{ff} \text{sign}(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))^2 \approx b_{ff}(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))$$

$$b_{ff} = \mu_{ff} \text{max}(\dot{x}_c - \dot{x}_{h_{ope}}) \quad (5.18)$$

Esta linearização não garante robustez ao ter variações na amplitude, porque seu ganho é uma função da amplitude máxima do navio de subida e este parâmetro não é constante. O erro não alcança grandes valores (o máximo é $1,3kN$), mas seu erro atinge valores maiores de $0.7kN$

aproximadamente 58%. Como foi mencionado na subseção precedente, no entanto, essa força tem uma magnitude pequena comparada com as outras forças desenvolvidas pelo PHC.

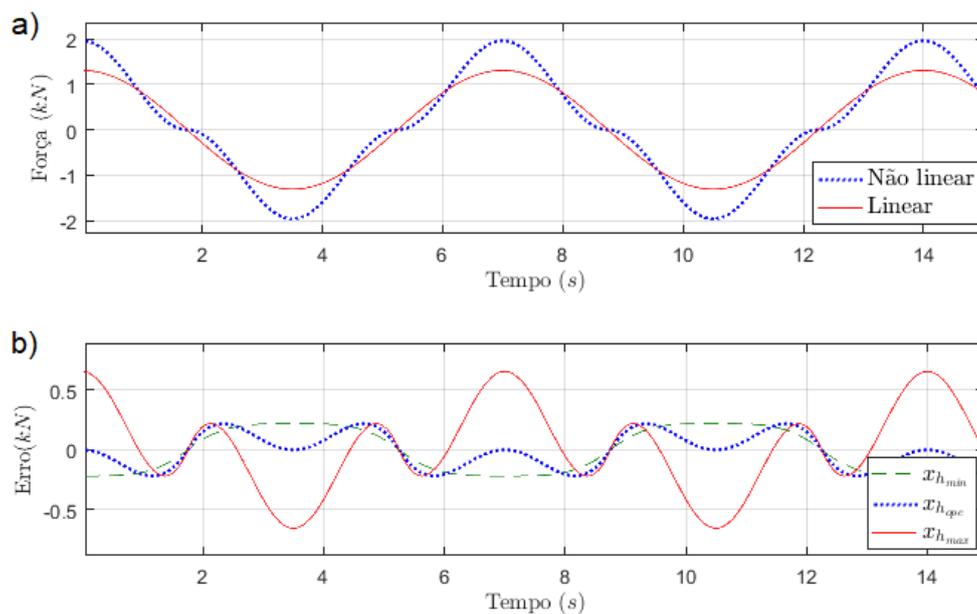


Figura 5.5 – Força de fricção viscosa do gás do PHC. (a) Linear e não linear com o movimento de *heave* $x_{h_{ope}}$. (b) Erro da aproximação linear para as os três movimentos de *heave* da subseção 5.2.1.

A **força do atrito seco do cilindro** da Eq. (5.2), tem o comportamento de uma onda quadrada para uma onda de *heave* senoidal. Esta onda quadrada pode ser representada com a expansão de Fourier como a soma infinita de ondas senoidais.

$$f(x) = \frac{4}{\pi} \sum_{n=1,3,5,\dots}^{\infty} \frac{1}{n} \sin(n\omega t) \quad (5.19)$$

O primeiro harmônico tem a mesma frequência do sinal senoidal de entrada e tem uma magnitude maior. Os outros harmônicos têm uma frequência $n\omega$, com n ímpar, e a sua amplitude diminui em função do parâmetro n , como se mostrou na Figura 5.3. Somente se considera o primeiro harmônico para obter um amortecimento viscoso equivalente, desconsiderando a discontinuidade da força do atrito seco.

A velocidade do navio \dot{x}_h tem um comportamento senoidal que pode ser normalizado com $\max(\dot{x}_c - \dot{x}_{h_{ope}})$, para conseguir uma força de amplitude máxima de $4\mu_{sf}/\pi$.

$$\mu_{sf} \tanh[h(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t))] = b_{sf}(\dot{x}_c(t) - \dot{x}_h(t)) \quad (5.20)$$

$$b_{sf} = \frac{4\mu_{sf}}{\pi \max(\dot{x}_c - \dot{x}_{h_{ope}})} \quad (5.21)$$

As forças lineares e não lineares do atrito seco são mostradas na Figura 5.6A; para as três

amplitudes dos navios, a força não linear é a mesma, e as forças lineares são diferentes, o que se explica pela dependência da força linear do valor máximo da velocidade relativa ($\dot{x}_c - \dot{x}_{h_{ope}}$), a qual é variável. Se este valor fosse atualizado para cada onda em cada instante de tempo, uma melhor aproximação da força linear poderia ser alcançada. Apesar disso, não é muito simples porque a previsão do sinal de entrada é necessária.

O erro percentual da força linear atinge o valor de 100% quando há uma mudança do sinal do atrito seco não linear (Figura 5.6B). Nesse ponto, o erro mantém-se constante ao variar a amplitude do movimento, mas no ponto de máxima amplitude da velocidade do navio, o erro aumenta consideravelmente ao mudar a amplitude da onda de *heave*, atingindo um erro de 90% para a $x_{h_{max}}$ e para onda de *heave* é de apenas 30%.

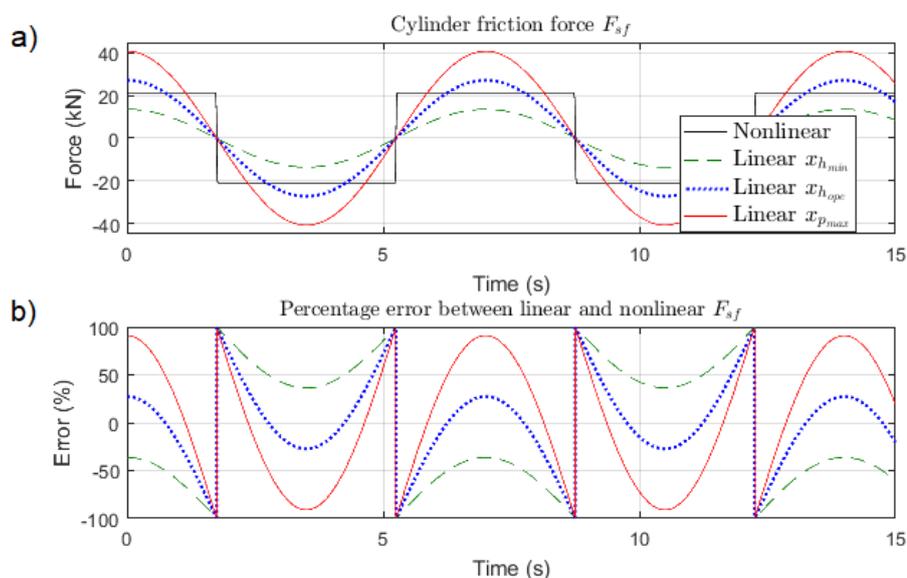


Figura 5.6 – Força de atrito seco do cilindro do PHC para os três movimentos de *heave* da subseção 5.2.1. (a) Linear e não linear. (b) Erro percentual da aproximação linear.

Finalmente, o coeficiente de fricção total do PHC b_{phc} é a soma dos coeficientes b_{sf} e b_{ff} .

$$b_{phc} = b_{sf} + b_{ff} \quad (5.22)$$

A variação da frequência do movimento de *heave* não é analisada, pois sua variação tem consequências semelhantes à variação da amplitude do *heave*, como se mostra nas Eqs. (5.18) e (5.21).

5.4 ANÁLISE DO SISTEMA LINEAR

Nesta seção, apresenta-se o modelo linear do PHC com a broca em contato, faz-se uma análise modal do sistema linear da coluna de perfuração com o PHC e realiza-se uma redução modal.

5.4.1 Modelo linear da coluna, catarina e bloco de coroamento

O modelo dinâmico não linear expõe-se nas Eqs. (5.11-5.14). Não existem não linearidades nas equações da coluna, nem da catarina; encontram-se apenas no comportamento do PHC que afeta a dinâmica do bloco de coroamento na Eq. (5.11). O modelo linear, portanto, utiliza as forças lineares do PHC da seção anterior.

Dois modelos lineares são definidos em função da entrada. No primeiro (Eq. (5.23)), a entrada é a força F_{x_h} da Eq. (5.24), que é causada pelo movimento e a velocidade de *heave* da embarcação.

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_F F_{x_h} + M \\ y = Cx \end{cases} \quad (5.23)$$

$$F_{x_h} = k_{phc}x_h + b_{phc}\dot{x}_h \quad (5.24)$$

onde x é o vetor de estado definido na Eq. (5.25). A matriz B_F indica que a força F_{x_h} se aplica na segunda equação de estados, que representa a aceleração do bloco de coroamento. Define-se a posição do bloco de coroamento como a saída do sistema com a matriz C da Eq. (5.27). A matriz M tem as massas e os parâmetros estáticos, como, por exemplo, a pressão estática e a força causadas pela formação. As matrizes A e M são exibidas nas Eqs (5.4.1) e (5.25) para o caso de coluna de dois graus de liberdade e ter uma ideia da estrutura das matrizes com a coluna discretizada. Para simplificar a notação das matrizes A e M , definem-se:

$$m_{di} = m_i + m_{ai}$$

$$m_{di_m} = m_{i_m} + m_{ai_m}$$

$$A = \begin{pmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{-k_w - k_{phc}}{m_c} & \frac{-b_w - b_{phc}}{m_c} & \frac{k_w}{m_c} & \frac{b_w}{m_c} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_w}{m_t} & \frac{b_w}{m_t} & \frac{-k_w - k_i}{m_t} & \frac{-b_w - b_i}{m_t} & \frac{k_i}{m_t} & \frac{b_i}{m_t} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_i}{m_{di}} & \frac{b_i}{m_{di}} & \frac{-2k_i}{m_{di}} & \frac{-2b_i}{m_{di}} & \frac{k_i}{m_{di}} & \frac{b_i}{m_{di}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{i_m}}{m_{di_m}} & \frac{b_{i_m}}{m_{di_m}} & \frac{-k_{well} - k_{i_m}}{m_{di_m}} & \frac{-b_{i_m}}{m_{di_m}} \end{pmatrix};$$

$$x = \begin{bmatrix} x_c & \dot{x}_c & x_t & \dot{x}_t & x_i & \dot{x}_i & x_{i_m} & \dot{x}_{i_m} \end{bmatrix}' \quad (5.25)$$

$$B_F = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{m_c} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}' \quad (5.26)$$

$$C = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

$$M = \begin{bmatrix} 0 & \frac{P_0 a - m_c g}{m_c} & 0 & 1 & 0 & \frac{-B_u m_i g}{m_{di}} & 0 & \frac{-B_u m_{i_m} g - x_{wel} k_{wel}}{m_{di_m}} \end{bmatrix}' \quad (5.28)$$

No segundo modelo da Eq. (5.29), a entrada é o movimento de *heave* do navio, em vez da força. As forças estáticas são negligenciadas (sem a matriz M). Para garantir a implementação do Single Input Single Output (SISO), especifica-se um novo estado \dot{x}_c na Eq. (5.30) e um novo vetor de estado x_{x_h} na Eq. (5.31), como foi feito em [14] e [54]. Por último, a matriz B_{x_h} da Eq. (5.33) permite que o distúrbio de entrada seja o movimento de *heave* do navio.

$$\begin{cases} \dot{x}_{x_h} = Ax_{x_h} + B_{x_h} x_h + M \\ y_{x_h} = Cx_{x_h} \end{cases} \quad (5.29)$$

$$\dot{x}_{cm} = \dot{x}_c - \frac{k_{phc}}{m_c} \dot{x}_h \quad (5.30)$$

$$x_{x_h} = \begin{bmatrix} x_c & \dot{x}_{cm} & x_t & \dot{x}_t & x_i & \dot{x}_i & x_{i_m} & \dot{x}_{i_m} \end{bmatrix}' \quad (5.31)$$

$$\sigma = \frac{k_{phc}}{m_c} - \left(\frac{b_{phc}^2 + b_w b_{phc}}{m_c^2} \right); \quad (5.32)$$

$$B_{x_h} = \begin{bmatrix} \frac{b_{phc}}{m_c} & \sigma & 0 & \frac{b_w b_{phc}}{m_t m_c} & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}' \quad (5.33)$$

5.4.2 Decomposição modal

O sistema de autovalores da Eq. (5.23), encontra-se para o sistema linearizado com a amplitude $x_{h_{ope}}$ do navio e a frequência $\omega = 0.9 \text{ rad/s}$. Esses autovalores são distintos entre si, então o autovetor i é a coluna i da matriz modal T .

$$T = (v_1 | v_2 | \dots | v_{2N}) \quad (5.34)$$

O sistema original é transformado com a matriz modal em:

$$\begin{cases} \dot{x}_M = A_M x_M + B_M x_M \\ y_M = C_M x_M \end{cases}, \quad (5.35)$$

As matrizes dessa transformação são: $A_M = T^{-1}AT$, $x_M = T^{-1}x$, $B_M = T^{-1}B_F$ e $C_M = CT$.

O sistema modal é denotado pelo subscrito M . A matriz A_M é diagonal e torna explícitos seus autovalores, desacoplando o sistema original em N subsistemas de segunda ordem que possuem pares de autovalores reais ou complexos.

Os autovetores são normalizados e representados graficamente na Figura 5.7. A normalização é feita com a maior magnitude do autovetor, que ocorre sempre no topo da coluna e no primeiro modo de vibração. Esses valores são $[132, 118, 102]mm$ para as profundidades de $[4, 8, 12]km$, então a amplitude da coluna do topo, diminuiu em 23% quando as profundidades aumentaram de $4km$ a $12km$, e aumentou aproximadamente 50% para o segundo e o terceiro modo de vibração, por esta razão o topo na maior profundidade é mais livre para esses dois modos. A deflexão inferior da coluna, entretanto, diminuiu aproximadamente em 70% desde $4km$ a $12km$, o que significa que o fundo é mais fixo com o aumento da profundidade.

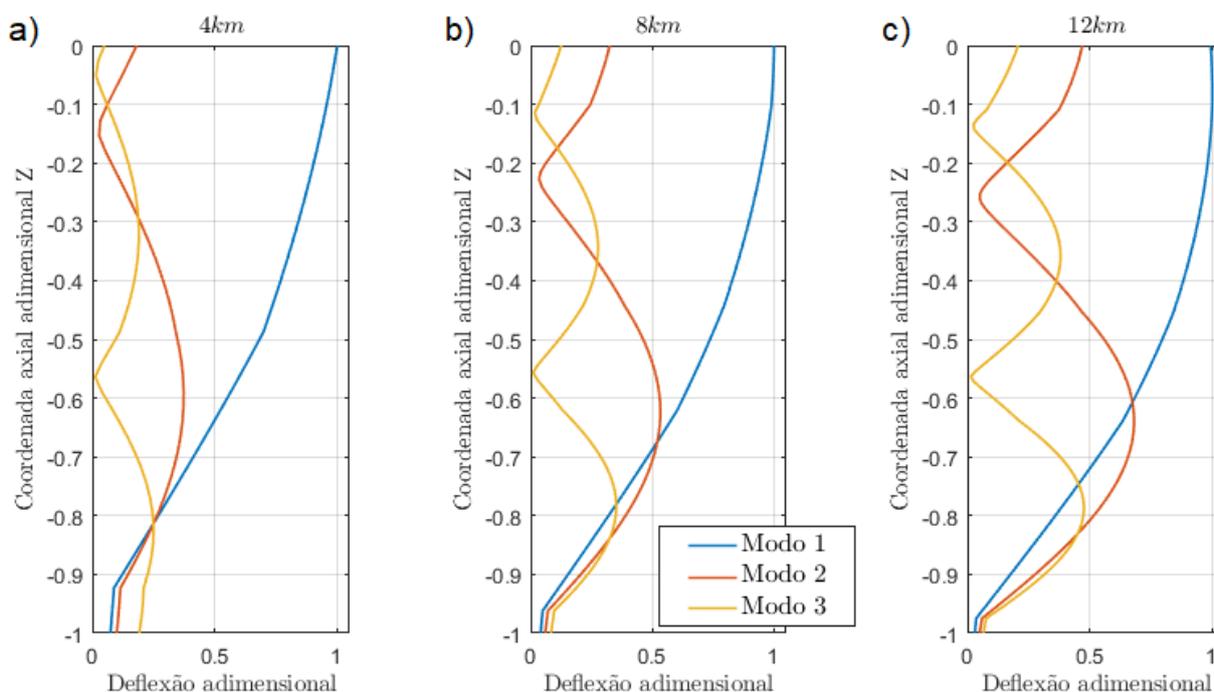


Figura 5.7 – As formas dos três primeiros modos de vibração para as três profundidades. (a) $4km$. (b) $8km$. (c) $12km$.

As formas dos modos mudam com o comprimento da coluna, os nós e os máximos não ocorrem nos mesmos locais, as deflexões máximas de cada modo são diferentes e aumentam em função do comprimento da coluna (terceiro e o segundo modo). A deflexão superior do segundo e do terceiro modo amplificam-se ao redor de $Z = 0.7$ por $8km$ e $12km$ e são maiores que a deflexão do primeiro modo neste ponto, o que é primordial porque esses modos são excitados pelo CIV, e a deflexão máxima produz a aceleração máxima que pode causar a fadiga na coluna.

A Figura 5.8 contém o gráfico 3-D da deflexão axial e a parte do autovetor real e imaginário. Os autovetores foram girados para ter uma fase zero no topo; desta forma, é melhor comparar os modos de cada profundidade entre si. A forma do modo é extremamente similar ao modo de

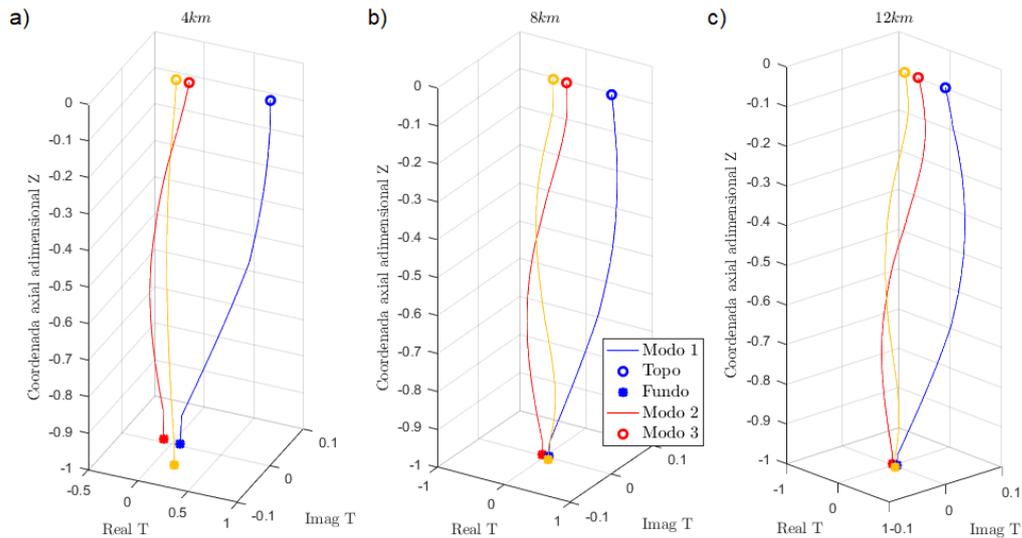


Figura 5.8 – Autovetor real e imaginário em função da profundidade da coluna, para os três primeiros modos de vibração. (a) 4km. (b) 8km. (c) 12km.

vibração livre no topo e fixo no fundo, como a solução analítica de uma barra com uma extremidade superior livre e uma inferior fixa. Esta condição de contorno do primeiro modo já foi observada em [5], devido ao fato de que a broca está em contato com o solo e este tem uma rigidez muito maior do que a coluna, além de seu topo estar conectado ao PHC, que tem uma rigidez significativamente menor.

A Figura 5.9 tem as mesmas deflexões da Figura 5.8, quando as olhando para baixo a partir da extremidade superior da coluna de perfuração: as partes imaginárias dos autovetores indicam que todos os pontos da coluna vibram fora de fase em cada contribuição modal, o que evita que os deslocamentos em todos os pontos alcancem seus máximos ao mesmo tempo [55]. A deflexão máxima na parte superior e inferior, porém, ocorre quase ao mesmo tempo no primeiro e no terceiro modo, mas em direções opostas para o segundo modo. A fase dos modos altos está mais afetada pelo amortecimento, como é visto no terceiro modo, enquanto que o primeiro tem a menor variação de fase.

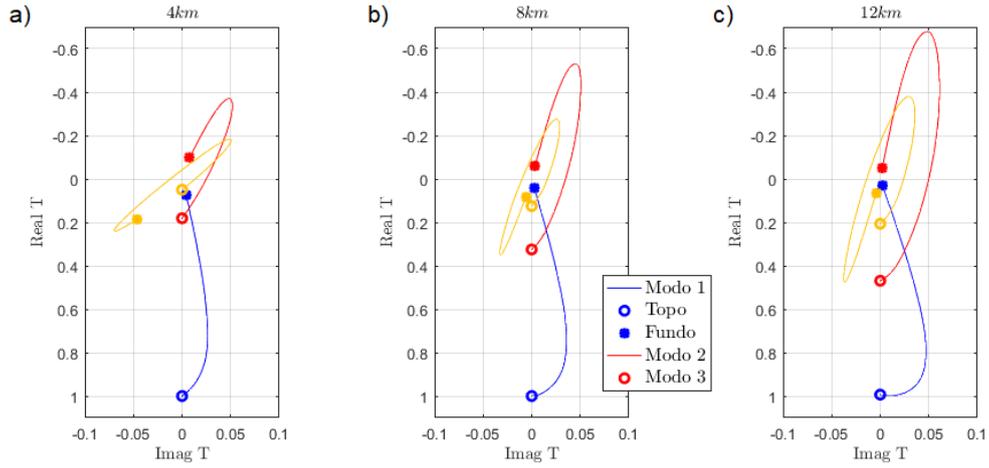


Figura 5.9 – Visão vertical das deflexões axiais para os três primeiros modos de vibração com as suas três profundidades. (a) 4km. (b) 8km. (c) 12km.

A análise modal foi feita utilizando a matriz A , que é uma função da amplitude do navio de operação $x_{h_{ope}}$, e a sua frequência $\omega = 0.9rad/s$ (ver subsecção acima). Ao mudar a amplitude da nave, a matriz A também é modificada, então os resultados variam. A resposta, no entanto, entre o intervalo $x_{h_{min}}$ e $x_{h_{max}}$, e a frequência entre $0.35rad/s$ e $1rad/s$, tem pequenas variações. Os resultados apresentados, portanto, são típicos para os casos estudados.

5.4.3 Redução modal

A redução modal consiste em manter os modos com os maiores ganhos estáticos entre a entrada e a saída, uma vez que as frequências mais altas são atenuadas. A metodologia para obter o sistema modal com a redução é bem detalhada em [56]; as matrizes e os vetores A_R , B_R , e C_R são uma pequena parte do sistema original e podem-se aproximar ao comportamento dinâmico para os autovalores escolhidos.

Normalmente, o ganho estático do modelo reduzido sofre perdas ao negligenciar os autovalores. O fator f_{B_R} introduz-se para garantir que o sistema modal original reduzido tenha o mesmo ganho estático, no caso SISO [57].

$$\begin{cases} \dot{x}_R &= A_R x_R + f_{B_R} B_R u \\ y &= C'_R x_R \\ f_{B_R} &= (C'_R A_R^{-1} B_R) / (C'_M A_M^{-1} B_M) \end{cases} \quad (5.36)$$

Os três primeiros modos são escolhidos para representar o modelo original, com base no número dos modos de vibração excitados pelo CIV [5]. Os três primeiros modos da coluna também são consideradas em [22] e utilizadas para simular o sistema e projetar o AHC. A resposta em frequência com e sem redução modal está na Figura 5.10 para 12km com a as três ondas da subsecção 5.2.1. O sistema linear sem redução da Eq. (5.23) tem uma força como entrada e o

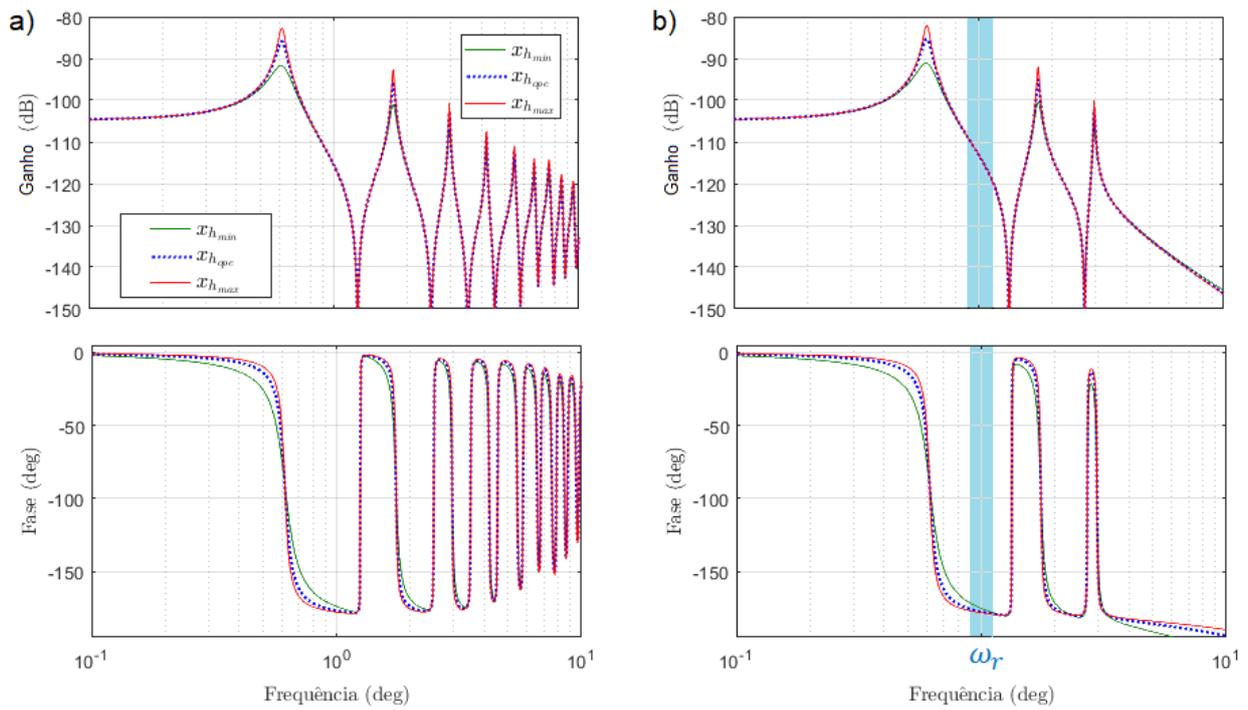


Figura 5.10 – Resposta em frequência x_c/F_{x_h} para coluna de $12km$ com os três movimentos de *heave* da subseção 5.2.1. Esquerda sem redução. Direita com redução.

modelo de ordem reduzido calcula-se com a Eq. (5.36), as respostas em frequência dos modelos são similares e o erro de estado estacionário foi adequadamente compensado com o fator f_{BR} .

É importante destacar que a planta é usada para projetar o controlador na subseção 6.2; esta tem um comportamento particular porque mostra uma inversão de fase de $0deg$ a $180deg$, em intervalos de frequência menores a $1rad/s$ (Figura 5.10).

5.5 EFEITO DO ATRITO SECO DO CILINDRO NO DESEMPENHO DO PHC

Os efeitos do atrito seco do cilindro do PHC, as variações da atenuação em função da amplitude do navio [21] e dos fenômenos CIV [5] são analisados para a coluna de $2km$ e $12km$ com broca em contato e livre. Estes dois efeitos foram introduzidos na subseção 1.1.3.

5.5.1 Variação da atenuação do PHC em função da amplitude do navio

5.5.1.1 $2km$ com broca livre e em contato

A Figura 5.11 apresenta o movimento do bloco de coroamento x_c em quatro casos: com broca livre e em contato, com as ondas de *heave* mínima e de operação, x_{h_ope} e $x_{h_{min}}$. Estas figuras têm a resposta com PHCs: não linear, linear $b_{sf}(x_{h_ope})$ e linear $b_{sf}(x_{h_{min}})$.

Nos casos lineares, a rigidez k_{phc} é linearizada em torno de 0 e o coeficiente de fricção viscosa

do fluido b_{ff} é obtido com a amplitude de operação do navio $x_{h_{ope}}$; a diferença entre estes casos é o valor do coeficiente do atrito seco b_{sf} , o qual se atualiza com a amplitude de entrada. Assim, cada caso linear é chamado de $b_{sf}(x_{h_{ope}})$ e $b_{sf}(x_{h_{min}})$.

O caso linear $b_{sf}(x_{h_{ope}})$ e o não-linear têm quase a mesma resposta para amplitude de operação do navio na Figura 5.11 A e B (broca livre e em contato), mesmo que a linearização da força do atrito seco do cilindro não represente totalmente seu comportamento não linear, como foi mostrado na Figura 5.6. Com esta abordagem, o PHC linear pode se ajustar ao desempenho não linear do PHC para uma onda senoidal com broca livre e em contato.

Uma linearização aceitável aparece em [14] para PHC com broca livre. Há uma advertência, porém, com a broca em contato: a linearização é válida se a broca é mantida em contato com a formação, porque, se é retirada da parte inferior do poço, a dinâmica é altamente modificada [15].

O caso linear $b_{sf}(x_{h_{ope}})$ tem uma atenuação do movimento transmitido do navio de 77% com broca livre (Figura 5.11 A e C) e de 84% com broca em contato (Figura 5.11 (b) e (d)). Esses valores de atenuação são mantidos constantes quando há uma alteração de amplitude de *heave* do navio, o que não coincide com o comportamento não linear, o qual tem uma atenuação variável em função da amplitude.

Um comportamento semelhante foi relatado em [21]: a atenuação diminui aproximadamente de 85% a 40% ou menos, quando a amplitude do navio diminui de 3.7m a 1.8m (a frequência não é mostrada). Esta redução da atenuação é produzida pela força do atrito seco não linear.

Outro exemplo da variação da atenuação do PHC em função da amplitude da embarcação é apresentado em [58], quando um pacote grande é anexado à coluna de perfuração e seu arrasto considera-se não linear. A atenuação diminui em função da amplitude do navio, o que é oposto ao efeito encontrado aqui, porque a força dominante do PHC é o atrito seco do cilindro em vez da fricção viscosa do gás. A Eq. (5.21) mostra que, se for considerada apenas a fricção viscosa, a variação da atenuação também seria proporcional à amplitude do navio na frequência analisada.

Na Figura 5.11, reproduz-se a redução da atenuação do PHC não linear, a qual muda de 79% ($x_{h_{ope}}$) para 70% ($x_{h_{min}}$) com broca livre, e desde 90% ($x_{h_{ope}}$) a 84% ($x_{h_{min}}$) com broca em contato. Esse comportamento aproxima-se ao do PHC linear $b_{sf}(x_{h_{min}})$. Seu coeficiente de atrito seco linear é atualizado com a nova amplitude máxima do navio $x_{h_{min}}$; um efeito similar resulta da variação da frequência (Eq. (5.21)).

A força linear do PHC permite ter a resposta em frequência com broca livre e em contato, para cada amplitude do navio (Figura 5.12). Estas figuras plotaram-se com a hipótese de que os coeficientes de fricção linear do PHC são função da amplitude do navio $b_{phc}(x_h)$ com a Eq. (5.22), o que significa que cada amplitude tem seu próprio coeficiente b_{phc} . Portanto, a atenuação da frequência estudada $\omega = 0.9rad/s$ também se modifica e é inversamente proporcional à amplitude do navio, ver linha azul vertical da Figura 5.12. Os dados da atenuação e do coeficiente de amortecimento são condensados na Tabela 5.3.

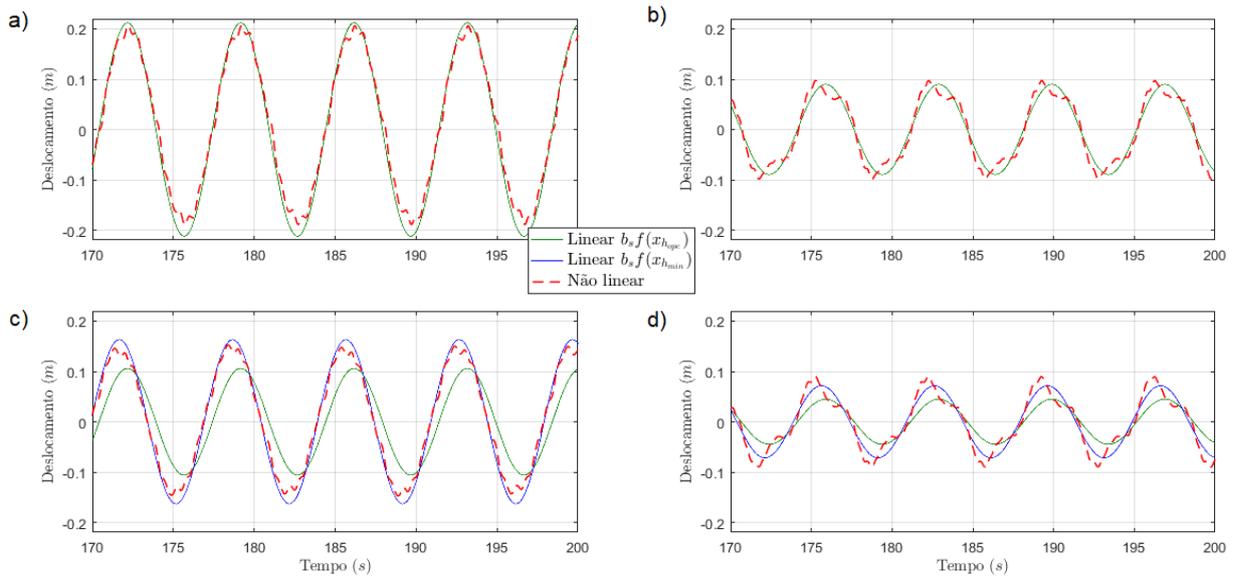


Figura 5.11 – Movimento do bloco de coroamento, com atrito seco linear e não linear, para movimentos de *heave* de duas amplitudes. (a) x_{hope} e broca livre. (b) x_{hope} e broca em contato com o fundo do poço. (c) x_{hmin} e broca livre. (d) x_{hmin} e broca em contato.

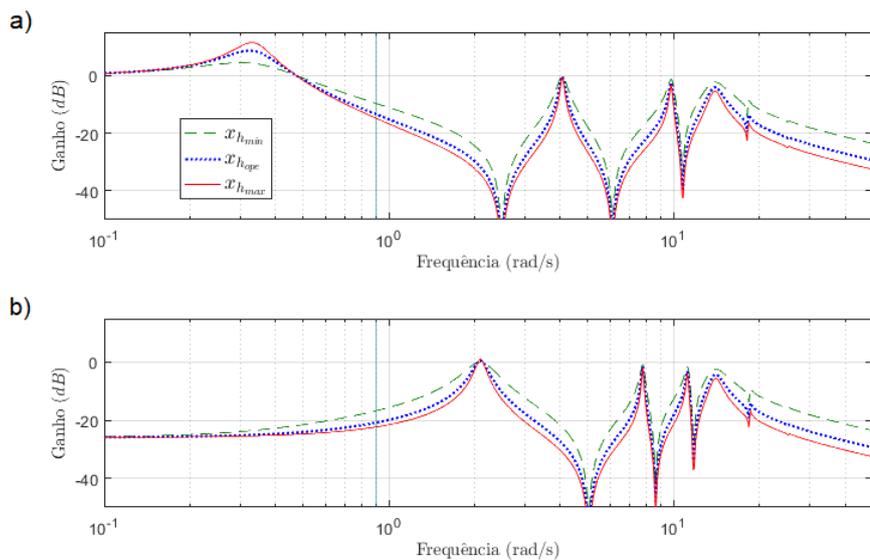


Figura 5.12 – Resposta em frequência de x_c/x_h , com atrito seco do cilindro linear para os três movimentos de *heave* da subseção 5.2.1. (a) Broca livre. (b) Broca em contato.

5.5.1.2 12km com broca em contato

O caso de 12km estudado em [5] tem uma onda oceânica de entrada com uma amplitude de aproximadamente 0.1m, e o PHC tem um sistema de polia que não é considerado neste artigo. Para esse comprimento de coluna com PHC e sem sistema de polia, o primeiro modo ocorre

Tabela 5.3 – Resumo do coeficiente de fricção linear do PHC e a sua taxa de atenuação do movimento da nave transmitida ao bloco de coroamento, em função da amplitude da embarcação com a frequência $0.9rad/s$

	x_h (m)	b_{phc} (kNs/m)	x_c/x_h broca livre (%)	x_c/x_h broca em contato (%)
$x_{h_{min}}$	0.5	62.5	70	84
$x_{h_{ope}}$	1	31.9	79	90
$x_{h_{max}}$	1.5	22.1	82	92

no espectro da onda oceânica, mas o PHC nunca amplifica o sinal de entrada com esta amplitude (Figura 5.13). Quando o sinal de entrada é de $1m$, porém, o primeiro modo de vibração do sistema cai numa zona de energia significativa de onda (parte sombreada da Figura 5.13) e produz uma amplificação nessa frequência de ressonância.

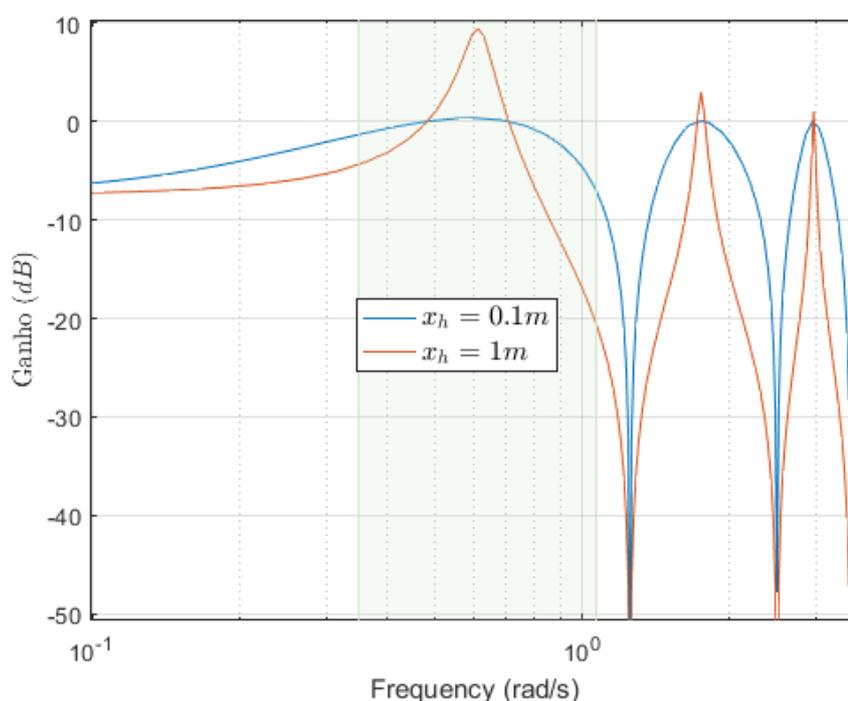


Figura 5.13 – Resposta em frequência de x_c/x_h com atrito seco do cilindro linear e Broca em contato, para dois movimentos de *heave* senoidal do navio com diferentes amplitudes.

A explicação é que o coeficiente do atrito seco linear do PHC b_{sf} diminui 10 vezes com essa amplitude (Eq. (5.21)). Esta amplificação fornecida pelo sistema linear é corroborada pelo modelo não linear da Figura 5.14B. O ganho de amplificação é maior no modelo linear, pois a linearização foi calculada exclusivamente com a velocidade da perturbação da entrada, desprezando a velocidade do bloco de coroamento, que neste caso é maior do que a velocidade da perturbação de *heave*. Mesmo assim, o modelo linear é capaz de prever a amplificação nessa frequência.

Uma possível solução para evitar essa amplificação é usar um sistema semiativo como uma servo válvula, porque dá um amortecimento extra; esta foi estudada em um PHC com broca livre

e sem atrito seco [37] e, como resultado, a atenuação do PHC foi melhorada com um consumo de energia insignificante.

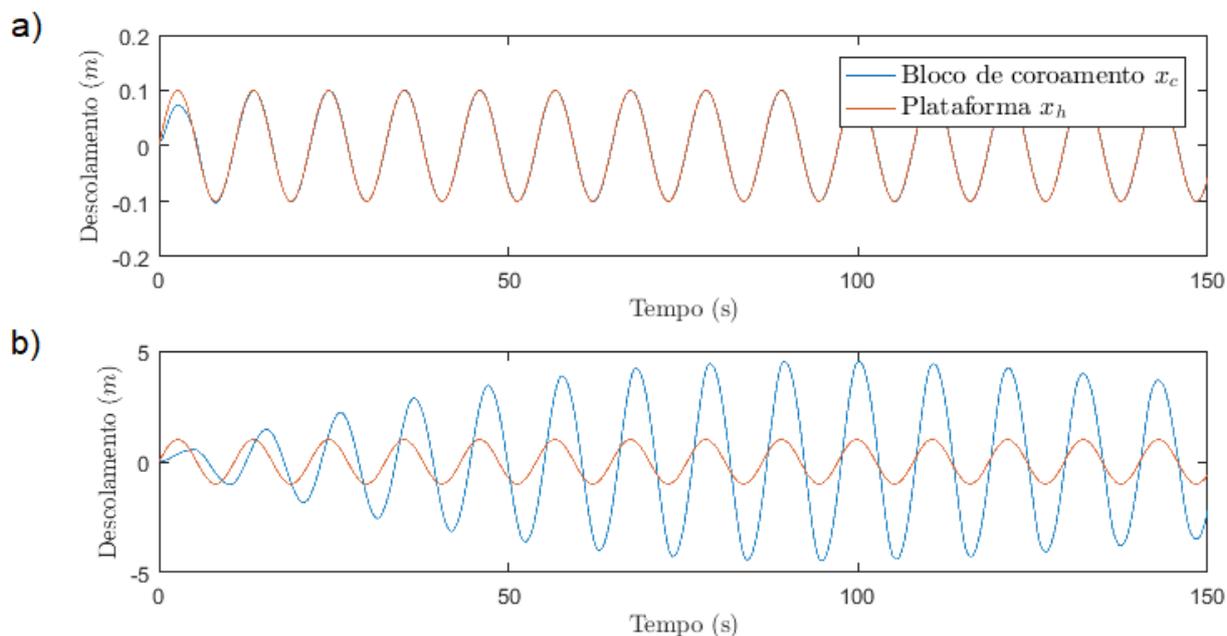


Figura 5.14 – Movimento do bloco de coroamento para uma coluna de $12km$ com broca em contato para um movimento senoidal de *heave* do navio com frequência $0.6rad/s$ e com duas amplitudes. (a) Amplitude $0.1m$. (b) Amplitude $1m$.

5.5.2 Vibração induzida pelo compensador (CIV)

5.5.2.1 $12km$ com broca em contato

A frequência de $0.66rad/s$ não excita os modos de alta frequência para $12km$. Ainda assim, os modos elevados do sistema podem ser excitados escolhendo uma frequência adequada, por exemplo, a frequência de $1rad/s$ em conjunto com uma amplitude de $0.1m$ e $1m$, excitando as altas frequências do sistema, como está nas Figuras 5.15 e 5.16.

O movimento do bloco de coroamento da Figura 5.15 é dominado pelas altas frequências quando a amplitude do navio é de $0.1m$; de outra forma, quando a amplitude do navio é de $1m$, as altas frequências parecem ser ruído à primeira vista, mas estão bem definidas no WOB (Figura 5.16). O WOB para $0.1m$ sempre garante que a broca esteja em contato com a formação, mas o WOB para $1m$ tem períodos sem contato (WOB maior do que 0). Confirma-se assim que a broca é levantada da formação pelo efeito do atrito seco [18].

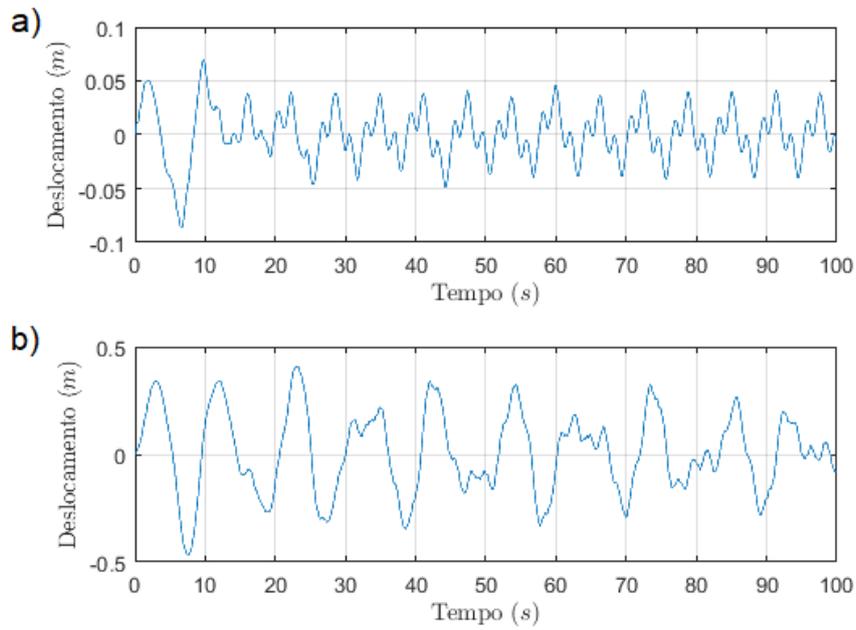


Figura 5.15 – Movimento do bloco de coroamento com CIV, coluna de $12km$ e broca em contato, para dois movimentos de *heave* senoidal do navio com frequência $1rad/s$ e diferentes amplitudes. (a) Amplitude $x_h = 0.1m$. (b) Amplitude $x_h = 1m$.

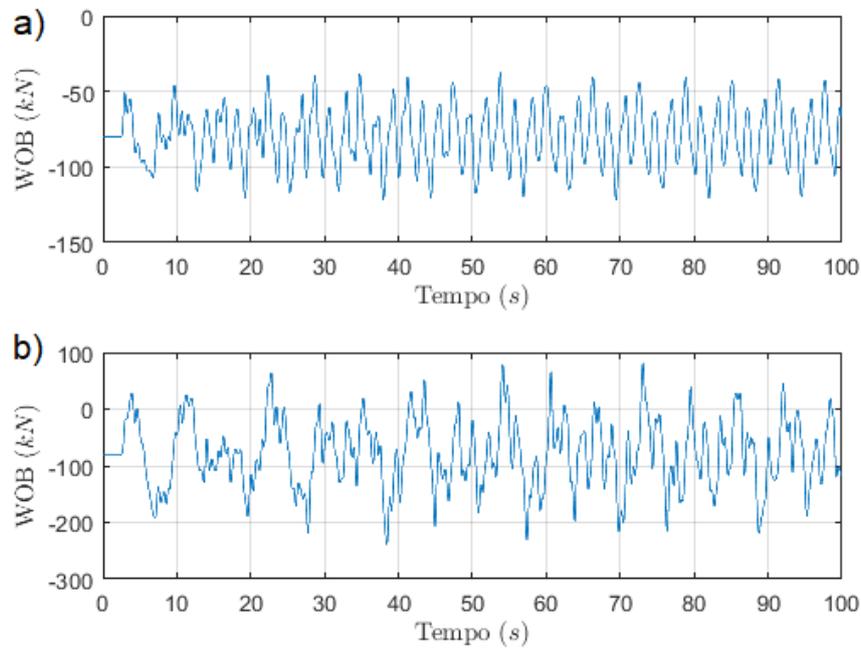


Figura 5.16 – WOB com CIV, coluna de $12 km$ em contato, para dois movimentos de *heave* senoidais do navio com frequência $1rad/s$ e diferentes amplitudes. (a) Amplitude $x_h = 0.1m$. (b) Amplitude $x_h = 1m$.

As oscilações de altas frequências são mostradas no WOB, mas, se o atrito seco não-linear é desprezado, as altas frequências desaparecem da resposta do WOB [5]. A questão é como saber qual é a alta frequência que gera o CIV e como isso acontece. A chave para responder essa pergunta é considerar o PHC como um transdutor do movimento numa força com frequências

altas (Figura 5.17), que são características do atrito seco (Figura 5.3). Seu segundo harmônico tem uma frequência de 3ω , que é exatamente $3rad/s$. Este segundo harmônico corresponde ao terceiro modo de vibração do sistema da Figura 5.13, o qual é excitado e seu WOB na Figura 5.17 evidencia uma ressonância nesta frequência. Uma frequência de $0.63rad/s$ excita o modo de vibração da frequência $1.89rad/s$ para uma coluna de $8km$, exatamente três vezes o valor da frequência de entrada [5].

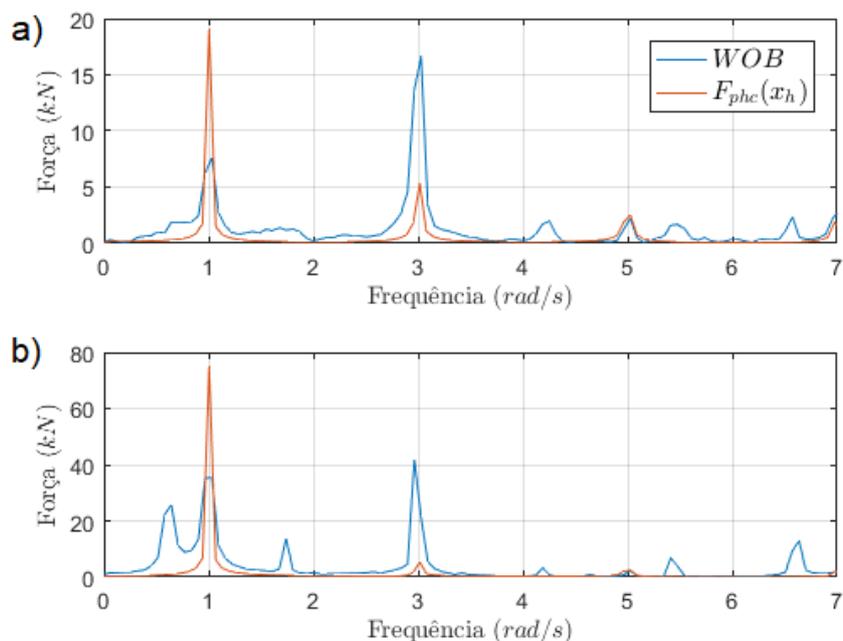


Figura 5.17 – Espectro da transformada de Fourier do WOB e da força dinâmica do PHC F_{phc} , coluna $12km$ e broca em contato, para duas amplitudes de onda do navio de $1rad/s$. (a) $x_h = 0.1m$. (b) $x_h = 1m$.

O quarto modo de vibração do sistema tem uma frequência de $4.2rad/s$ e é acionado pelo terceiro harmônico do atrito seco do cilindro 5ω com a frequência do movimento de *heave* $\omega = 0.8rad/s$ (Figura 5.18). Outros modos de alta frequência poderiam ser disparados de maneira similar, quando o harmônico do atrito seco $n\omega$ (n ímpar) coincidissem com um modo de vibração do sistema.

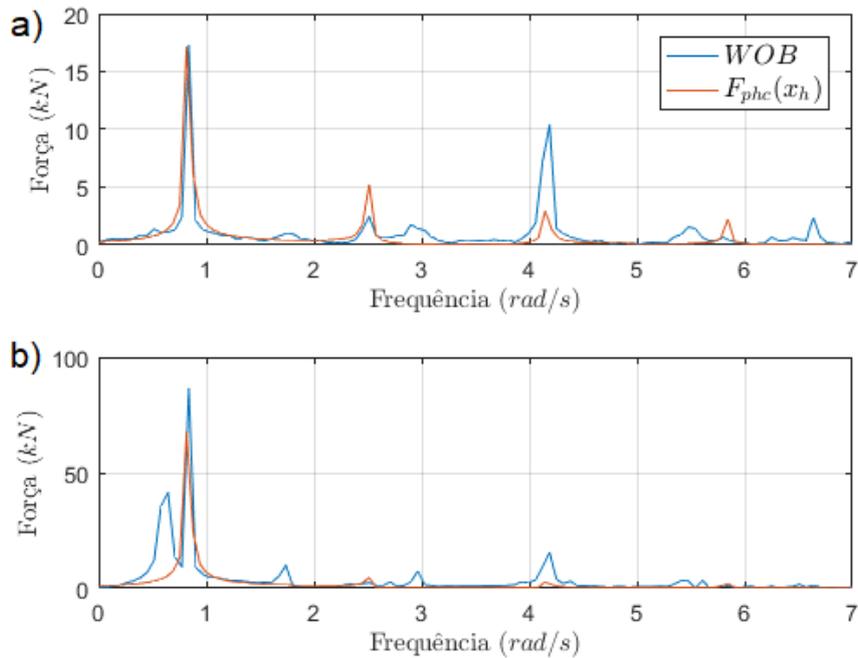


Figura 5.18 – Transformada de Fourier do WOB e da força dinâmica do PHC F_{phc} , coluna de $12km$, para dois movimentos de *heave* senoidais do navio com frequência $0.8rad/s$ e diferentes amplitudes. (a) Amplitude $x_h = 0.1m$. (b) Amplitude $x_h = 1m$.

Todos os modos do sistema podem ser energizados pela força do atrito seco, mas a energia dos seus harmônicos é inversamente proporcional ao número do harmônico (Eq. 5.19), diminuindo a energia transmitida aos modos altos. Por exemplo, o terceiro modo de vibração da Figura 5.17 tem a maior magnitude, inclusive maior do que a magnitude do primeiro modo, de $16kN$ para uma amplitude do navio de $0.1m$ e $40kN$ para $1m$. Essas magnitudes diminuem quando o quarto modo de vibração da Figura 5.17 excita-se com o terceiro harmônico do atrito seco do cilindro, $10kN$ com $0.1m$ e $14kN$ com $1m$.

A transformada de Fourier permite observar que o CIV é mais importante quando a amplitude do navio é menor. No caso da amplitude do navio de $0.1m$ da Figura 5.17, o terceiro modo de vibração do sistema é quase duas vezes o valor do primeiro. No caso da amplitude do navio de $1m$, o terceiro e o primeiro modo têm quase o mesmo valor. O quarto modo é mais relevante para a amplitude do navio de $0.1m$, do que para a amplitude do navio de $1m$, especialmente ao ser comparado com o primeiro modo da Figura 5.18.

5.5.2.2 $2km$ com broca em contato

O CIV não é somente um fenômeno que ocorre em colunas ultra longas [15], há CIV com coluna de $2.7km$. A Figura 5.19 indica os fenômenos do CIV com uma coluna de $2km$, o primeiro modo de vibração do sistema tem uma frequência de $2rad/s$ (Figure 5.12), que é excitado por uma onda oceânica de entrada de um terço da sua frequência, como é mostrado na Figura 5.19A. Este caso explica-se da mesma forma que o CIV da longa coluna, o segundo harmônico da força

do atrito seco do cilindro, energiza o primeiro modo de vibração (Figura 5.19B).

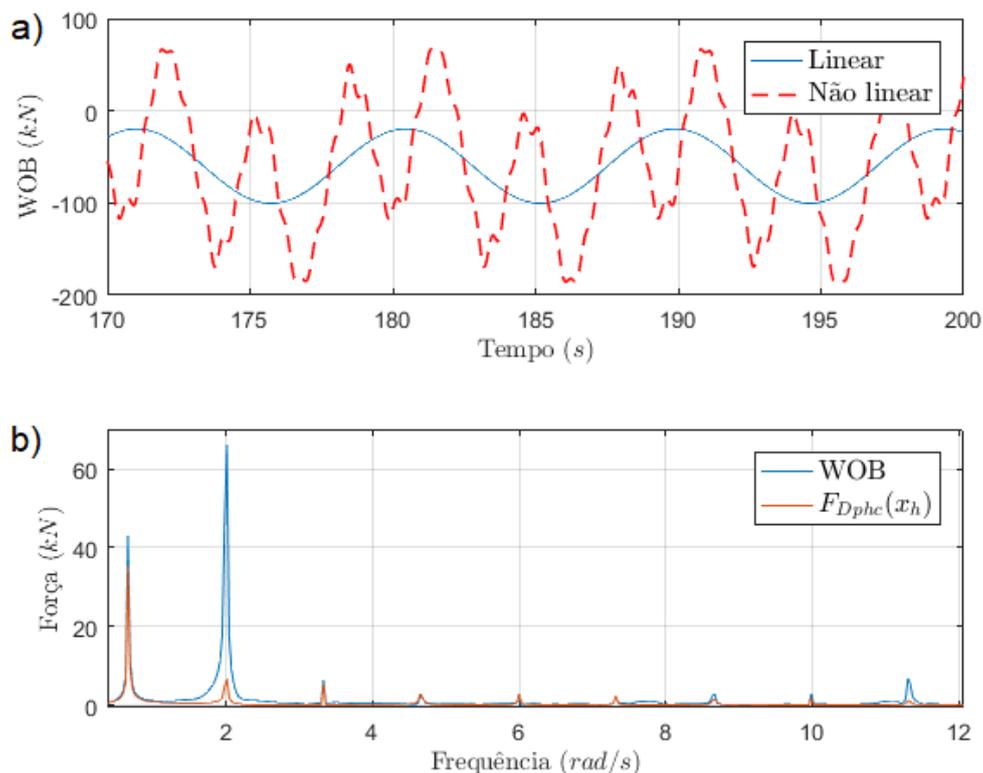


Figura 5.19 – WOB com CIV, coluna $2km$ e broca em contato, para um movimento de *heave* senoidal do navio com frequência $0.66rad/s$ e amplitude x_{hope} . (a) Movimento do bloco de coroamento. (b) Transformada de Fourier do WOB e da força dinâmica do PHC.

5.5.2.3 $12km$ com broca livre

O CIV só foi relatado quando há WOB em [15] e em [5]. A Figura 5.20 mostra que o fenômeno do CIV pode ocorrer com broca livre. A Figura 5.20A oferece a resposta da frequência do sistema linear e seu terceiro modo é $2.09rad/s$. A Figura 5.20B tem a resposta linear e não linear do bloco de coroamento para uma onda senoidal de frequência $0.69rad/s$ e amplitude x_{hope} . O CIV com broca livre explica-se com o mesmo raciocínio usado para o CIV com broca em contato, então, o segundo harmônico do atrito seco do cilindro excita o terceiro modo do sistema. A Figura 5.20C expõe a transformada de Fourier do sinal de posição do bloco de coroamento, que tem um pico na frequência de $2.09rad/s$, o que é exatamente três vezes a frequência de entrada.

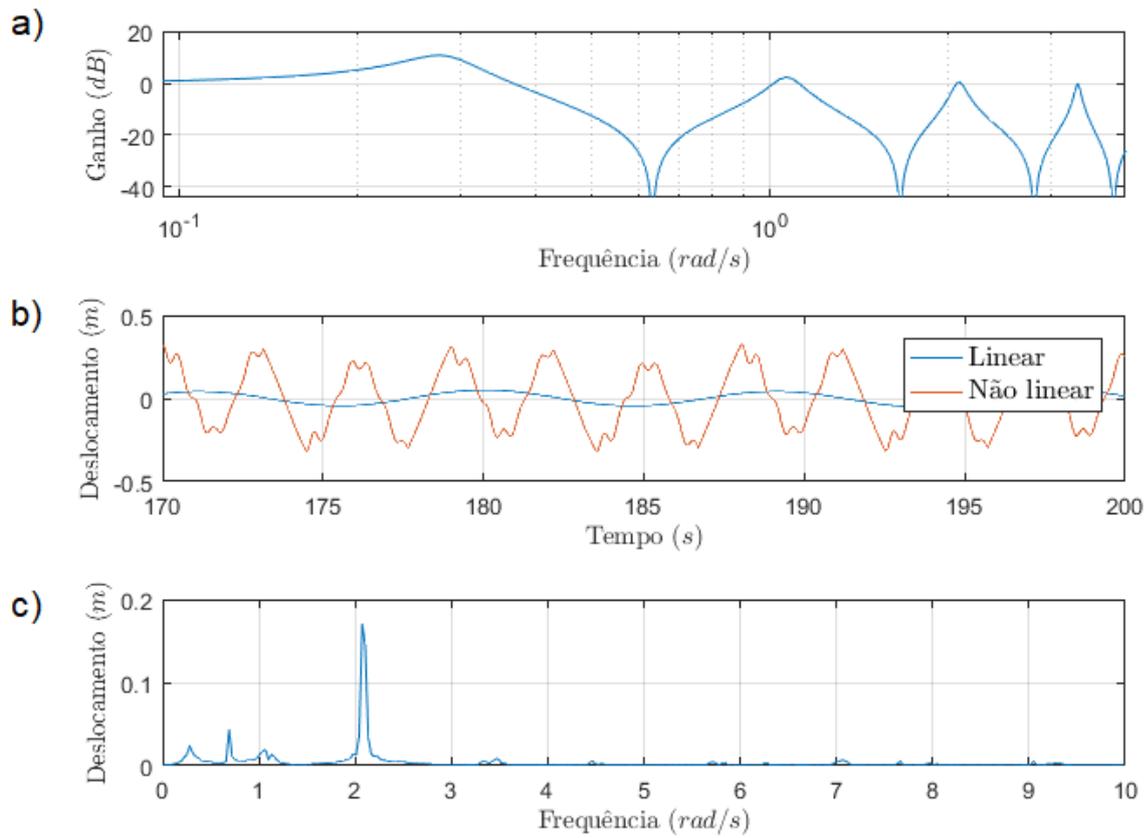


Figura 5.20 – CIV, coluna de $12km$ e broca livre, com amplitude do navio de x_{hope} . (a) Resposta em frequência x_c/x_h . (b) Movimento do bloco de coroamento x_c com modelo linear e não linear para uma frequência de $0.66rad/s$. (c) Transformada de Fourier de x_c .

6 CONTROLE ATIVO

Neste capítulo, analisam-se dois controladores para o HHC: o típico *feedforward* (FFL), normalmente utilizado pela indústria e o controle proposto, que é composto por um *feedback* CRONE e um *feedforward* não linear (FFNL-FB). O *feedforward* não linear (FFNL) contorna as não linearidades do PHC. O *feedback* CRONE (FB) projeta-se baseado na dinâmica da coluna e do PHC linearizado.

O esquema básico dos controles *feedforwards* e do *feedback* apresenta-se na Figura 6.1. Utilizam-se dois sensores, o MRU, do inglês Motion Reference Unit, que determina posição, velocidade do navio em tempo real, e um sensor de posição que mede o deslocamento do cilindro do PHC [18]. Considera-se que com esses sensores é obtido o movimento do bloco de coroa. Outra hipótese é que se negligencia a dinâmica do atuador, o qual normalmente é um cilindro hidráulico de duas vias [3].

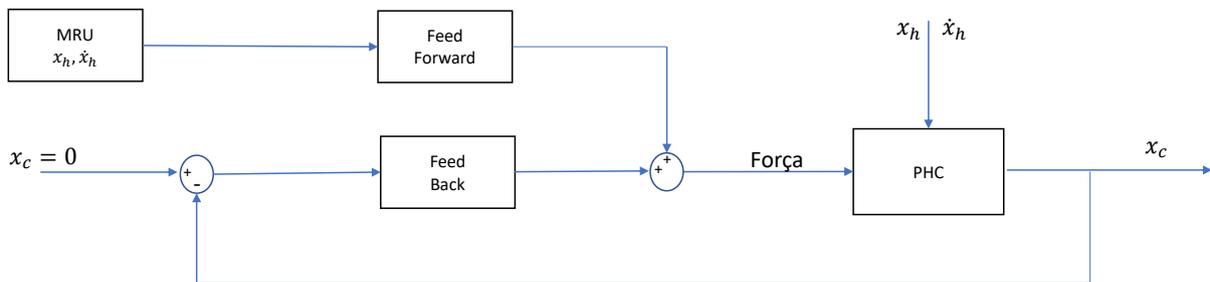


Figura 6.1 – Esquema de controle.

O capítulo organiza-se da seguinte maneira. Primeiro, apresentam-se os controladores, depois, os resultados dos controladores mostram-se para dois diferentes movimentos de *heave* do navio, o senoidal que gera o CIV e um causado por uma onda do mar. Para conhecer melhor o funcionamento do controlador proposto, analisam-se separadamente as respostas do FB e do FFNL, para entender qual é o aporte de cada controlador e identificar as suas vantagens. A seguinte equação define o controle e os seus parâmetros são definidos nas seguintes seções.

$$U = FFLN(x_h, \dot{x}_h) + FB(x_c)$$

6.1 CONTROLADOR *FEEDFORWARD*

6.1.1 Controlador *feedforward* linear (FFL)

O FFL é o controle utilizado para mitigar o distúrbio causado pelo movimento da plataforma [16–18,20]. Estes parâmetros dos controladores são ajustados, ao fazer várias simulações e escolher os parâmetros do controlador que proporcionam a maior atenuação [18] e [17]. O projeto do FFL é feito analiticamente, baseado na análise física e na linearização da força dinâmica do PHC desenvolvida na subseção 5.3.2.

$$FFL(x_h, \dot{x}_h) = -k_{phc}x_h - b_{phc}\dot{x}_h \quad (6.1)$$

O FFL objetiva cancelar a força que produz o movimento da plataforma através do PHC no bloco de coroamento. Essas forças, porém, são altamente não lineares e a sua linearização tem um alto erro, provocado especialmente pela força do atrito seco, como foi mostrado na subseção 5.3. Devido a isso, um FFL não consegue atenuar totalmente as forças do PHC. Outro ponto negativo gera-se pela relação da linearização com a velocidade do movimento de *heave*. Dessa maneira, um controlador projetado para um determinado movimento de *heave* não terá o mesmo desempenho para outros movimentos, provavelmente será inferior, porque o erro da linearização aumenta, como se explica na subseção 5.3.2.

6.1.2 Controlador *feedforward* não linear (FFNL)

Para contornar os problemas do FFL, propõe-se um FFNL. Na teoria, a força do PHC poderia ser perfeitamente cancelada ao usar a sua expressão negativa da Eq. (5.4) como lei de controle. Seria um caso ideal que requer o perfeito conhecimento do modelo do PHC, da posição relativa e da velocidade entre o navio e o bloco de coroamento. No caso real, uma compensação perfeita não é possível devido às imprecisões dos sensores, ao ruído, às limitações do atuador [59] e os erros de modelagem. Além disso, o modelo usado aqui é simplificado, porque o PHC é complexo, por exemplo, seu comportamento descreve-se com 21 equações [50].

Pelas razões acima expostas, propõe-se um FFNL com a expressão das forças do PHC da Eq. (5.4), a diferença é que a força de cada componente do PHC é subestimada e a tangente hiperbólica é suavizada. As forças são subestimadas com o fator f_{fc} , que multiplica a magnitude de cada força. Essa abordagem assegura que o AHC sempre diminua a força transmitida do PHC, porque, se a força do PHC for superestimada, a energia do AHC adicionará uma força extra à perturbação.

$$FFNL(x_h, \dot{x}_h) = -f_{fc}k_{phc}x_h - f_{fc}u_{sf} \tanh(f_h h \hat{x}_h) - \mu_{ff} \text{sign}(\dot{x}_h(t)) \dot{x}_h(t)^2 \quad (6.2)$$

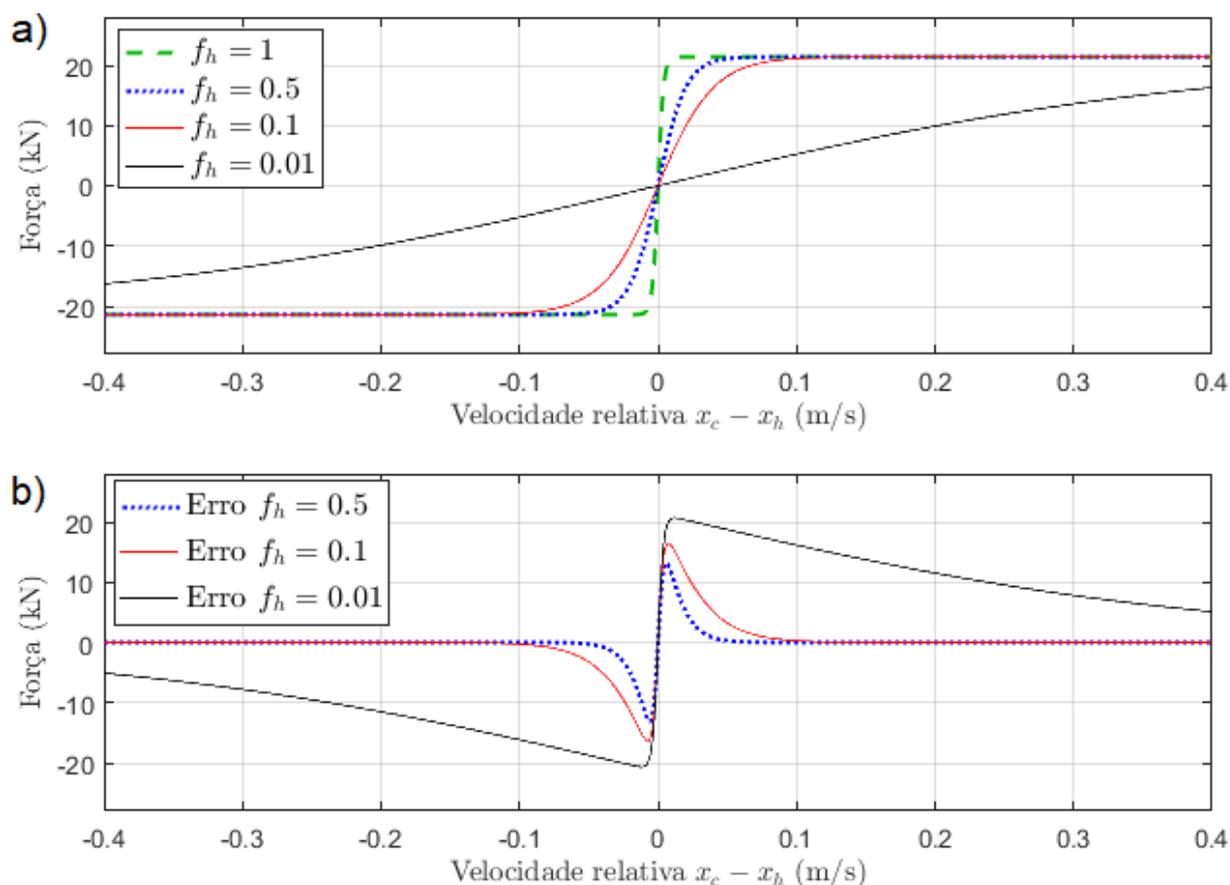


Figura 6.2 – (a) Aproximação do atrito seco para o controle com diferentes fatores $f_h=[1, 0.5, 0.1, 0.01]$. (b) Erro de aproximação do fator.

O fator f_h modifica o parâmetro da escala da tangente hiperbólica h e tem um valor menor do que um, fazendo com que a força do atrito seco do cilindro do controle mude mais lentamente que a força da fricção do PHC, já que esta muda de zero ao seu valor máximo ($21kN$) com uma pequena variação da velocidade relativa, na ordem de milímetros por segundo, $2mm/s$ com $h = 1000$ em [17], e aqui $5mm/s$ com $h = 250$.

A Figura 6.2 representa essa força $f_h=1$ e a sua aproximação com três valores diferentes $f_h=(0.5, 0.1, 0.01)$. Quando o fator diminui, a força de controle é mais lenta e menos reativa, mas o erro aumenta. O trade-off entre o erro crescente e a resposta mais lenta foi gerenciado pela escolha $h = 0.1$, que obteve, em simulação numérica, um bom compromisso entre o erro de aproximação e o erro de estimação de estados. Apesar desse erro, o fator f_h , é realmente um parâmetro de controle importante para evitar a variação do sinal do controle, porque os sensores têm imprecisões e ruído; o atuador tem suas limitações físicas [60] e o modelo do atrito seco não descreve a histerese dessa força [19].

6.2 CONTROLADOR *FEEDBACK* CRONE (FB)

Três gerações de controle CRONE são encontradas em [61–63]. A resposta em frequência do PHC na Figura 5.10 tem incertezas de fase e ganho, o que implica o uso da terceira geração. Este controlador é capaz de minimizar a variação do pico da ressonância da malha fechada, devido às incertezas da planta, e de garantir o grau de estabilidade.

O controle CRONE é baseado na função de malha aberta:

$$\beta(s) = Co(s)G(s) \quad (6.3)$$

A planta é $G(s)$ e o controlador CRONE é $Co(s)$. A planta $G(s)$ é o PHC e a coluna depois de aplicar a redução modal da subseção 5.4.3. A metodologia do projeto normal do controle da terceira geração obtém uma função de transferência desejada $\beta(s)$ em malha aberta com o controlador fracionário Co_{frac} ; respeitando as restrições impostas nas seguintes funções de sensibilidade:

$$S(s) = \frac{1}{1 + \beta(s)} \quad (6.4)$$

$$Tr(s) = 1 - S(s) \quad (6.5)$$

$$GS(s) = G(s)S(s) \quad (6.6)$$

$$CS(s) = Co(s)S(s) \quad (6.7)$$

Função de sensibilidade $S(s)$, função de sensibilidade complementar $Tr(s)$, função de sensibilidade de perturbação de entrada $GS(s)$ e função de sensibilidade de entrada $CS(s)$. O controlador CRONE é sintetizado como uma função de transferência racional.

No controle CRONE da terceira geração, as restrições mais relevantes são impostas à função da sensibilidade complementar. No caso do AHC, o objetivo é projetar um regulador com um alto nível de rejeição da perturbação de entrada e garantir o grau de estabilidade. Em consequência, o projeto do controlador é baseado na função da transferência de malha aberta β e na função de sensibilidade da perturbação de entrada $GS(s)$.

O controlador projeta-se com a caixa de ferramentas CRONE, compila-se em Matlab e Simulink [64]. A metodologia do projeto foi semelhante ao controle do CRONE da terceira geração e resume-se em três etapas.

Primeiro, a frequência da ressonância do controle ω_r é um parâmetro da malha aberta estável da terceira geração da caixa de ferramentas CRONE, que se escolhe no intervalo especificado na Figura 5.10B. Como esse intervalo de frequência é colocado antes da inversão da primeira fase, uma malha aberta estável é encontrada de maneira mais fácil e um nível de rejeição aceitável da perturbação de entrada pode ser obtido. O valor da frequência de ressonância escolhido foi

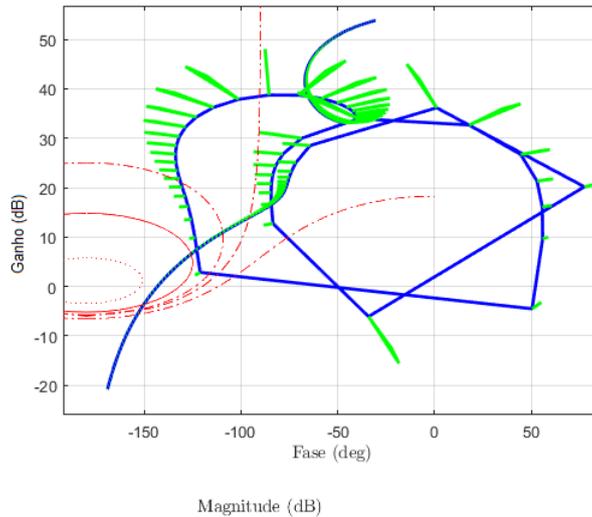


Figura 6.3 – Nichols da malha aberta β , coluna de 12km. A Linha azul é obtida com a planta de operação, e as linhas verdes são as incertezas.

1.1rad/s.

Segundo, o controlador projeta-se para ter a malha aberta da Figura 6.3, estável para a variação da fase e o ganho do PHC com diferente amplitude de perturbação de entrada. A fase de inversão do segundo e terceiro modo é colocada entre -5dB e 35dB, o que poderia ser considerado como um valor alto para a malha aberta, mas é fundamental para melhorar a função da sensibilidade da perturbação da entrada $GS(s)$, porque é inversamente proporcional ao ganho de malha aberta β , como é mostrado nas Eqs (6.6) e (6.8).

Terceiro, o controlador racional do controlador fracionário é achado e tem uma função de transferência de quarta ordem.

$$C_{O_{rat}}(s) = 1.855 \cdot 10^7 \frac{(s+5.20)(s+0.439)(s+0.365)(s+0.322)}{(s+29.5)(s+2.21)(s+0.544)(s+0.028)} \quad (6.8)$$

A Figura 6.4 tem a função da sensibilidade da perturbação da entrada $GS(s)$ e a resposta em frequência do PHC sem controle (três amplitudes diferentes: $x_{h_{min}}$, $x_{h_{ope}}$ e $x_{h_{max}}$). O controle tem uma excelente resposta, o primeiro pico da ressonância que está entre -95dB e -105dB para a movimento de *heave* de amplitude máxima e mínima atenuou-se ao valor de -136dB. O segundo pico entre -105dB e -116dB atenuou-se a -148dB. Todos os picos de frequência do PHC atenuam-se nesse intervalo de frequência e sua taxa de atenuação tem uma pequena variação em função do distúrbio da amplitude.

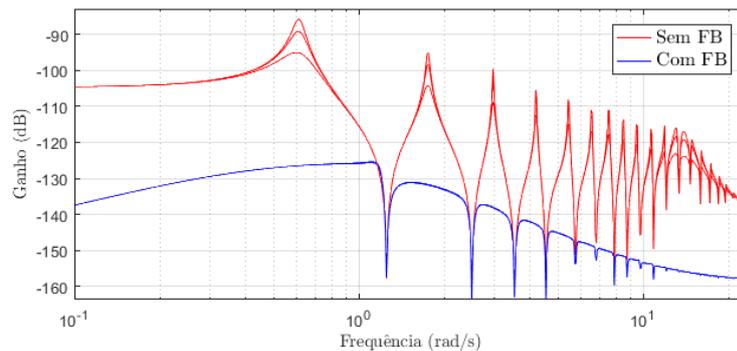


Figura 6.4 – Resposta em frequência do sistema linear com e sem controle CRONE, com uma coluna de 12km e diferentes níveis de amortecimento.

A pesar do ótimo comportamento nas altas frequências o FB tem algumas frequências para as quais não gera atenuação em relação ao PHC (partes inferiores do diagrama de Bode), o que não gera problema, pois nessas frequências o PHC tem a maior atenuação. Dessa maneira, o controle FB trabalha especialmente nas regiões que o PHC teria pouca atenuação.

Para terminar, duas vantagens desta metodologia são apontadas: a primeira é que mais modos de vibração podem ser levados em conta para o projeto do controlador sem aumentar a sua ordem nem a sua complexidade. Um controlador com três modos apresentou-se aqui, enquanto que um controlador CRONE projetou-se para mesma planta com dez modos e obteve-se quase o mesmo controlador que foi obtido no caso dos três modos. E a segunda é que esta metodologia do projeto funciona como se um controlador tivesse sido projetado para cada frequência de ressonância com o amortecimento desejado. Na Figura 6.3, o primeiro modo tem um amortecimento diferente do segundo e do terceiro modo, mas é possível projetar um controle para ter o mesmo amortecimento ou algumas combinações diferentes. As respostas do FB e do FFNL mostram-se separadamente para entender melhor a função de cada controle no desempenho do controle proposto FFNL-FB.

6.3 RESULTADOS DOS CONTROLADORES

Nesta seção, apresentam-se as respostas dos controles propostos e do PHC sem controle. As respostas são: o movimento do bloco de coroamento, o WOB, a transformada de Fourier do WOB e as forças desenvolvidas por cada controle. Para as três primeiras respostas plotam-se duas gráficas por questão de semelhança de magnitude. Na Figura A, encontram-se as respostas do PHC e do FB; na Figura B, estão o FFL, o FFNL e o FFNL-FB.

6.3.1 Resultados dos controladores para o CIV

Com a intenção de responder um dos objetivos específicos desta tese, exibe-se a resposta dos controladores em um caso de CIV, o qual é produzido por um movimento de *heave* do navio

senoidal de frequência $1rad/s$, como se explicou na subsubseção 5.5.2.1. Os parâmetros para avaliar o desempenho dos controles ativos com o PHC durante o CIV são:

Atenuação do movimento do bloco de coroamento em relação à amplitude da onda de entrada, este parâmetro utiliza-se comumente para descrever o desempenho do PHC, usa-se o valor máximo de cada resposta.

Variação do WOB ΔWOB é um parâmetro relevante e normalmente usado para avaliar o desempenho do PHC com broca em contato, pois a eficiência da perfuração é fortemente dependente deste parâmetro.

Fator T_{CIV} define a força obtida com a transformada de Fourier para a frequência de CIV.

Fator f_{CIV} define a atenuação do controle para o WOB na frequência de CIV ($3rad/s$) em relação à atenuação com PHC sem controle, calcula-se com transformada de Fourier do WOB.

Fator TF_{xh} define a força obtida com a transformada de Fourier para a frequência a frequência de entrada.

Fator f_{xh} define a atenuação do controle para o WOB na frequência de entrada do navio ($1rad/s$) em relação à atenuação do PHC sem controle e também calcula-se com a transformada de Fourier do WOB.

A Figura 6.5 apresenta o movimento do bloco de coroamento para os quatro controladores e o PHC sem controle. O fenômeno de CIV é levemente percebido no movimento do bloco de coroamento com o PHC sem controle, já que se observam algumas oscilações de alta frequência. A atenuação do PHC é 53%. O controle FB possui a menor atenuação dos controladores, apenas 92.5%, mas se percebe como a resposta é uma senoidal com a mesma frequência do movimento do navio, sem altas frequências. As atenuações dos controladores *feedforwards* são similares, 94.7% e 95.7%, a diferença está no fato das altas frequências serem bem definidas, especialmente no FFL. O FFNL-FB tem a melhor atenuação dos controladores 99.3% e a mesma frequência do movimento do navio.

O WOB exibe-se na Figura 6.6 com um delay de aproximadamente 2.5s. O WOB do PHC sem controle tem uma variação de até $150kN$, e o fenômeno do CIV é bem definido. O PHC não consegue garantir que a broca esteja sempre em contato com formação, pois existem intervalos de tempo com o WOB maior que zero. Fisicamente significa que a coluna estaria pulando [15], contato intermitente, negligenciado no modelo utilizado. Enquanto isso, todos os controladores conseguem manter o peso sobre a broca.

O FB tem uma variação do WOB de $35kN$ e é quase uma onda senoidal perfeita, o que se comprova mediante a sua transformada de Fourier na Figura 6.7 que mostra que a sua principal componente é a frequência do movimento do navio $1rad/s$. Assim, o fator f_{xh} tem um valor de 37.9%, é o menor valor obtido pelos controladores. Isso se explica com a Figura 6.4, na qual, a

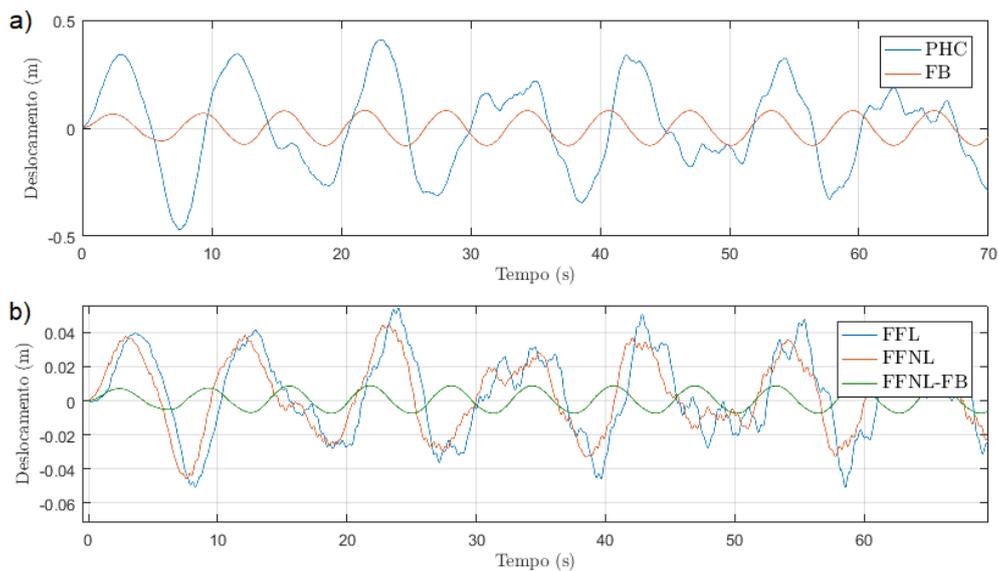


Figura 6.5 – Movimento do bloco de coroamento para uma onda senoidal de *heave* do navio de amplitude $1m$ e frequência $1rad/s$, com os quatro controles e o PHC sem controle.

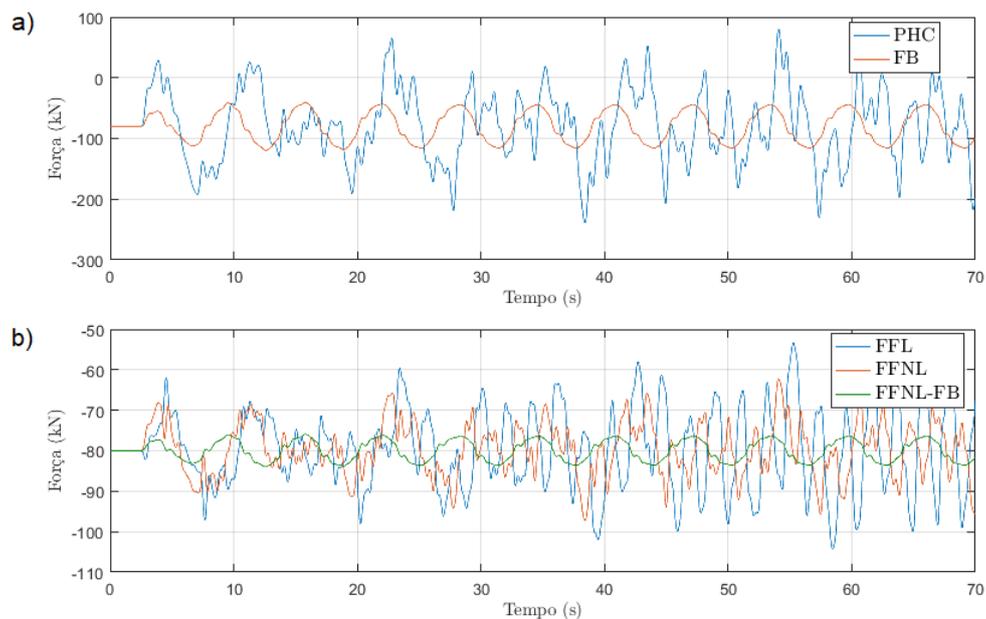


Figura 6.6 – WOB de coroamento para uma onda senoidal de *heave* do navio de amplitude $1m$ e frequência $1rad/s$, com os controladores e o PHC sem controle.

atenuação do controle e do PHC são similares perto dessa frequência e iguais em $1.25rad/s$. O fator f_{CIV} é de 94.7%, indicando que o CIV é altamente atenuado com este controlador. Outro ponto favorável deste controlador é que tem alta atenuação nos pontos de ressonância do compensador (Figura 6.4), não somente para altas frequências, pois, no caso do primeiro modo do sistema ($0.6rad/s$), a atenuação é de 98% e o controlador tem melhor atenuação que os dois *feedforwards* nesta frequência.

O FFL apresenta uma atenuação de 94%, um fator f_{x_h} de 88% e uma variação de WOB de

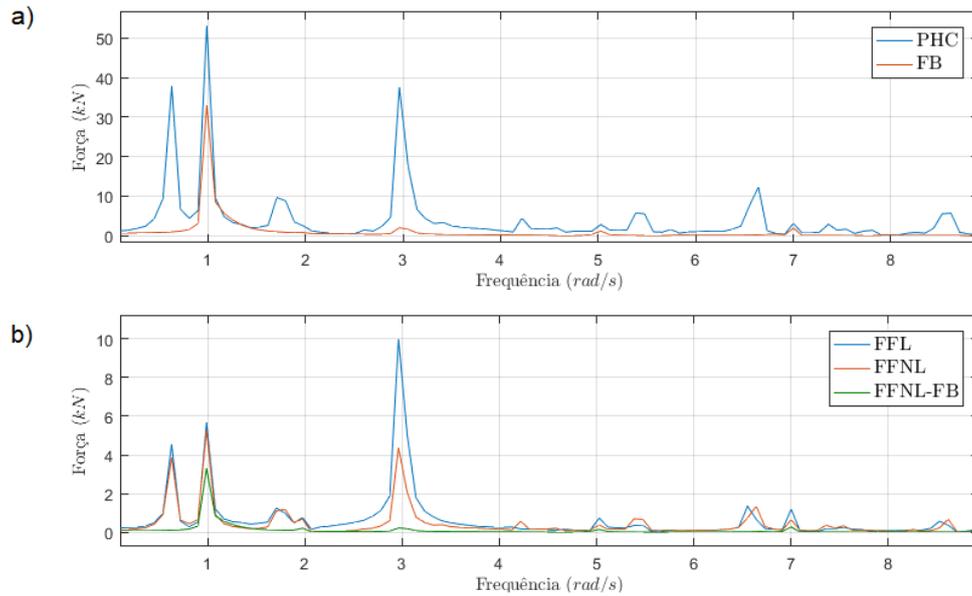


Figura 6.7 – Transformada de Fourier do WOB para uma onda sinoidal de *heave* do navio de amplitude $1m$ e frequência $1rad/s$, com os controladores e PHC sem controle.

$23kN$ que apresenta altas frequências causadas pelo CIV, o qual se evidencia pelo baixo valor do fator f_{CIV} de 73%, que é o menor valor entre os controladores propostos. Isso significa que o controle FFL tem uma resposta aceitável para as baixas frequências, mas que, no caso das altas frequências, o desempenho deteriora-se 16% em relação as altas, acentuando-se ainda mais a percepção do CIV. No único trabalho encontrado sobre controle ativo para CIV [16], a resposta do FFL também apresenta o CIV, com variação do WOB de $14kN$. Atribui-se uma atenuação da variação do WOB em relação ao caso do PHC sem controle de 90%.

Ainda que as atenuações do movimento do bloco de coroamento sejam similares para os dois controles *feedforwards* 94% e 95%, o FFNL tem uma menor variação do WOB $16kN$ e seu desempenho é similar para baixas e altas frequências como indicam os valores dos fatores f_{CIV} 88.4% e f_{x_h} 89.8%. Dessa maneira, a resposta do FFNL para o CIV é 17% melhor do que o FFL, ou seja, este controle mitiga, mas não cancela o efeito do CIV. Lembra-se de que se assumiu um FFNL imperfeito com os fatores $f_{fc} = 0.9$ e $f_h = 0.1$ da subseção 6.1, pois, no caso do *feedforward* ideal, todas as forças seriam perfeitamente atenuadas. Pelo contrário, o FFL foi o melhor possível ao encontrar os valores de k_{phc} e b_{phc} representativos da onda de *heave* usada.

O FFNL-FB apresenta a melhor resposta, pois tem uma atenuação de 99.3%, uma variação do WOB de $4kN$ e um fator f_{x_h} de 93.8%. Os valores destes três parâmetros são melhores que os obtidos com os outros controladores e o CIV foi quase eliminado com um fator f_{CIV} de 99.5%. Assim, as frequências do CIV são levemente perceptíveis no WOB que é dominado pela frequência do movimento de *heave* do navio. Os dados dos quatro controladores propostos e do PHC sem controle resumem-se na Tabela .

Na Figura 6.8, observa-se que o sinal de controle é bem comportado e similar à força dinâmica

Tabela 6.1 – Respostas dos HHC para o CIV. Parâmetros definidos no começo desta subseção.

Controle	Atenuação (%)	ΔWOB (kN)	TF_{CIV} (kN)	f_{CIV} (%)	TF_{x_h} (kN)	f_{x_h} (%)
PHC sem controle	53.0	150	37.6	0	53.1	0
<i>Feedback</i>	92.5	35	2.0	94.7	33.0	37.9
<i>Feedforward linear</i>	94.7	23	10.0	73.4	5.7	89.3
<i>Feedforward não linear</i>	95.7	16	4.4	88.4	5.4	89.8
<i>Feedforward não linear e feedback</i>	99.3	4	0.2	99.5	3.3	93.8

desenvolvida pelo PHC na Figura 5.2(d). Este sinal tem mudanças rápidas somente no ponto de variação do sinal do atrito seco e não apresenta as oscilações de frequências altas do CIV. Este é um resultado importante, porque existia a possibilidade de eliminar o CIV no WOB, mas, em consequência, ter as suas frequências altas no sinal de controle.

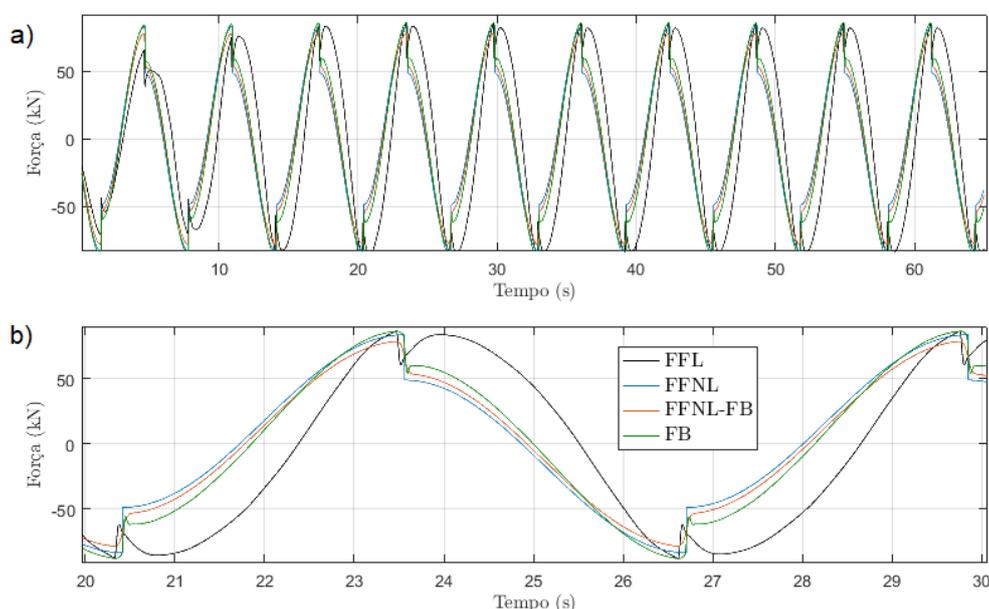


Figura 6.8 – Força de controle para o *feedforward* linear, o *feedforward* não linear, o *feedforward* não linear e *feedback*, e *feedback*.

6.3.2 Resultados do controladores para uma onda do mar

A mesma análise feita para o movimento que gera o CIV realiza-se para o movimento de *heave* do navio causado por uma onda do mar. Este movimento apresentado na Figura 6.9 é composto por diferentes frequências e amplitudes como este indica a sua transformada de Fourier.

Para avaliar o desempenho dos controladores, mantém-se os dois primeiros parâmetros da subseção anterior, a atenuação e a variação de WOB. Os outros dois parâmetros (f_{x_h} e f_{CIV}) substituem-se pelos fatores $f_{w_{low}}$ e $f_{w_{high}}$, porque, como a onda do navio compõe-se por muitas frequências, não existe somente uma frequência de CIV. Estes parâmetros são baseados no fator f_w da Eq. 6.9 que se define como: a atenuação percentual da área abaixo a curva da variação

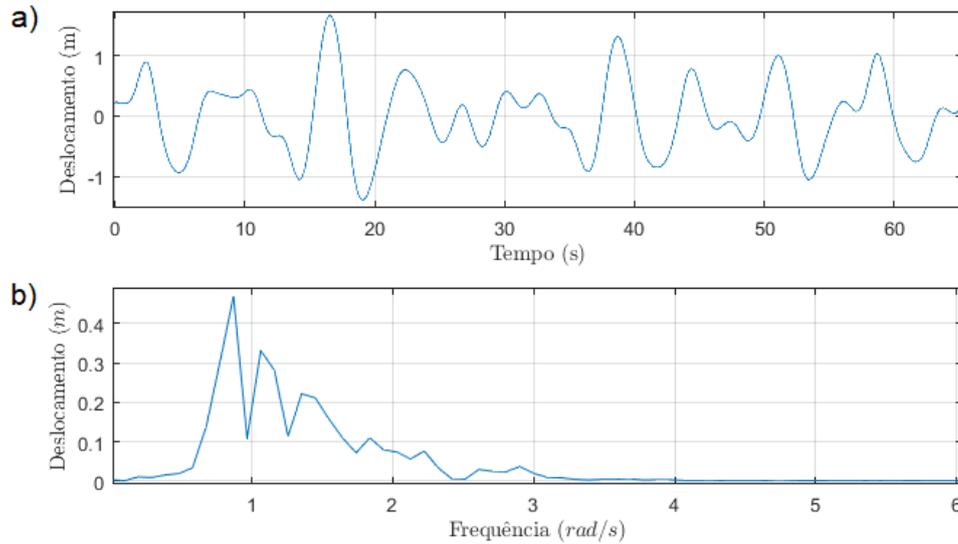


Figura 6.9 – Movimento de *heave* do navio gerado pelo movimento das ondas do mar e a sua transformada de Fourier.

de WOB entre as frequências w_1 e w_2 obtidas com controle em relação ao PHC sem controle. Usa-se a figura da transformada de Fourier da variação do WOB para calcular numericamente o valor dessa integral.

Fator $f_{w_{low}}$ para as frequências $\omega_1 = 0$ e a máxima frequência do movimento da plataforma $\omega_2 = 3.5rad/s$.

Fator $f_{w_{high}}$ equivalente ao fator f_{CIV} da subsecção anterior, que avalia as altas frequências, desde $3.5rad/s$ até $10rad/s$.

$$fw = 100\% \left(1 - \frac{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \Delta WOB_{control}(\omega) d\omega}{\int_{\omega_1}^{\omega_2} \Delta WOB_{phc}(\omega) d\omega} \right) \quad (6.9)$$

A Figura 6.10 apresenta o movimento do bloco de coroamento para os quatro controladores e o PHC. O fenômeno de CIV nota-se ligeiramente no movimento do bloco de coroamento com o PHC sem controle. A sua atenuação do PHC é 57%. O FFL tem a menor atenuação dos controladores, 94.8%, mas a diferença com o FFNL e FB é de menos de 1%, esses valores encontram-se no intervalo esperado para um HHC, ao redor de 95.% [60] e [21]. Enquanto isso, o FFL-FB é evidentemente melhor, com uma atenuação de 99.4%, similar ao valor de 99.9% do HHC não linear com broca em contato [18]. Um perfeito desacople reporta-se para um HHC linear com broca em contato, sua parte passiva é um absorvedor [22]. Estes trabalhos desconsideram o efeito do ruído de medida, que, para um PHC com broca livre diminui a atenuação consideravelmente 91.4% em [65] e 85.4% em [66].

Na Figura 6.11, observa-se que o PHC sem controle não consegue manter a condição de broca em contato e a broca fica livre em cinco ocasiões. Como resultado as variações de WOB são de

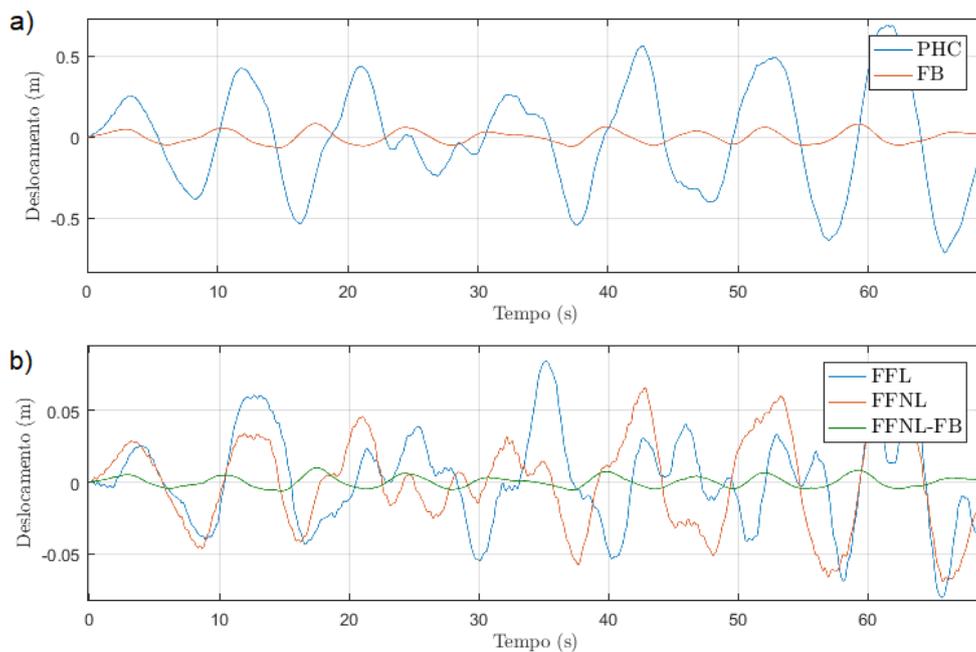


Figura 6.10 – Movimento do bloco de coroamento com o movimento do navio da Figura 6.9 para os quatro controladores e o PHC.

140kN, quase o dobro do valor do WOB. Além disso, as oscilações da variação do WOB têm altas frequências (maiores do que $3.5rad/s$) e corrobora-se com a transformada de Fourier na Figura 6.12. Essas frequências apresenta picos entre $8kN$ e $10kN$, pois, como a onda constituir-se por um espectro rico em frequências, acontece o fenômeno do CIV para diferentes modos da coluna com diferentes harmônicos da onda do atrito seco.

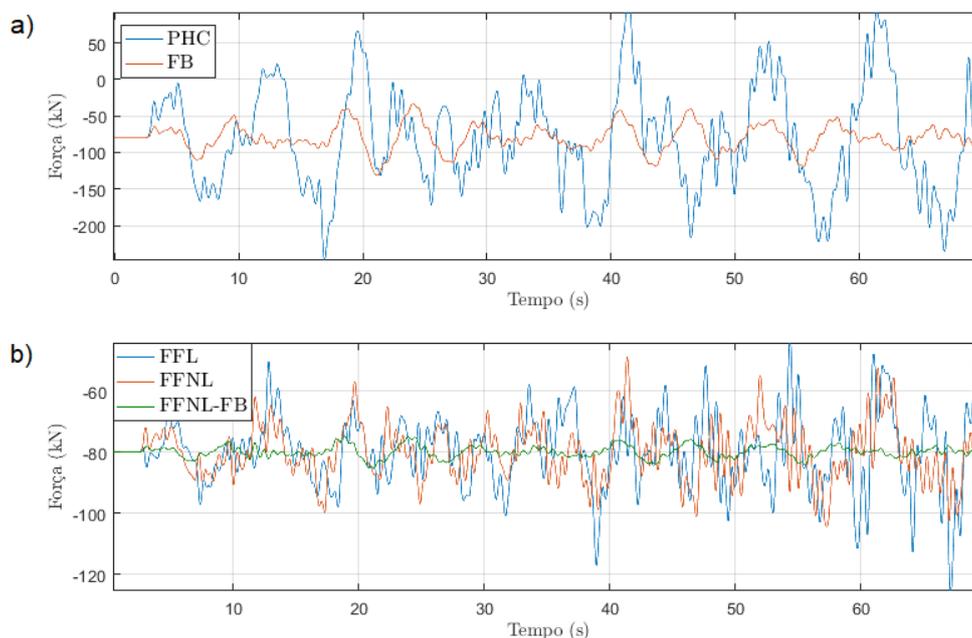


Figura 6.11 – WOB com o movimento do navio da Figura 6.9 para os quatro controladores e o PHC.

O FB tem uma grande variação do WOB $51kN$, mas apresenta a melhor resposta que os *feedforwards* para as frequências altas, o fator $f_{w_{high}}$ é 80% e dos *feedforwards* 69% e 77%. Seu maior valor dos picos de frequência alta da transformada de Fourier é $1.8kN$, enquanto os *feedforwards* apresentam $3.9kN$ $2.8kN$, linear e não linear, respectivamente. A sua resposta em baixa frequência, porém, tem o desempenho inferior, seu fator $f_{w_{low}}$ é 62%. Os *feedforwards* são melhores nas baixas frequências $f_{w_{low}}$ é 69% e 72%. Além disso, apresentam uma menor variação do WOB. A desvantagem para este controle é que as frequências altas do CIV são bem definidas no WOB.

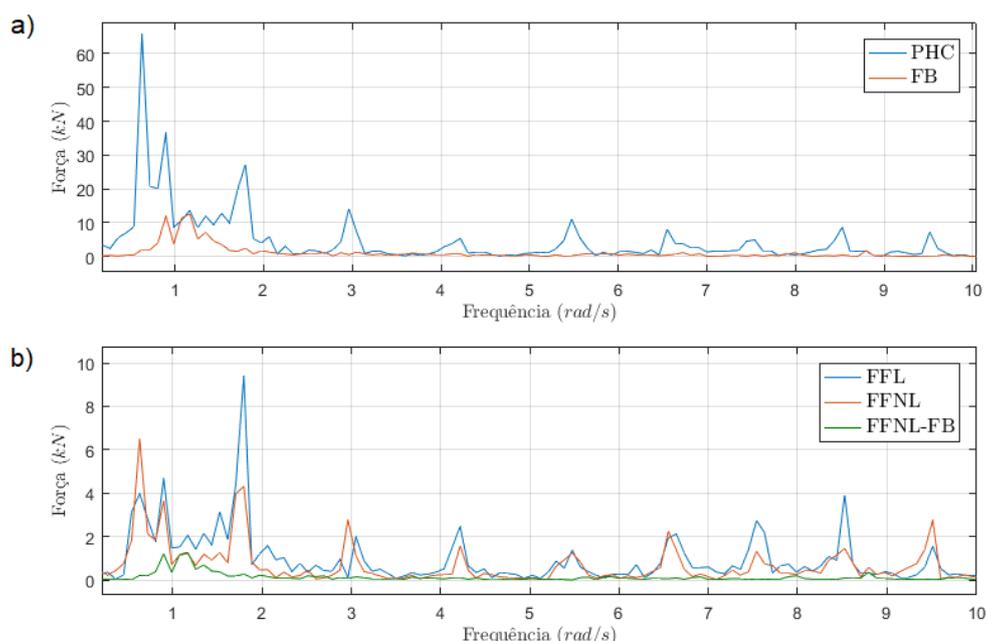


Figura 6.12 – Transformada de Fourier do WOB para o movimento da Figura 6.9, para os quatro controladores e o PHC.

Novamente, o FFNL-FB apresenta a melhor resposta, com uma atenuação e uma variação do WOB similares ao caso do CIV da subseção anterior, 99.4% e $5kN$. A melhora em relação aos outros controladores é considerável, especialmente nas frequências altas, seu fator $f_{w_{high}}$ é 96%, enquanto o fator para o FB é 80% e para os *feedforwards* 69% e 77%. Nas frequências baixas, o fator $f_{w_{low}}$ é de 80%. Os dados resumem-se na Tabela 6.2

Tabela 6.2 – Respostas dos HHC para o movimento do navio da Figura 6.9.

Controle	Atenuação (%)	ΔWOB (kN)	$f_{w_{high}}$ (%)	$f_{w_{low}}$ (%)
PHC sem controle	57.9	140	0	0
<i>Feedback</i>	95.2	51	79.9	62.1
<i>Feedforward</i> linear	94.8	36	68.5	69.6
<i>Feedforward</i> não linear	95.4	31	77.4	72.7
<i>Feedforward</i> não linear e <i>feedback</i>	99.4	5	96.6	80.2

Os controladores conseguem mitigar o CIV sem induzir oscilações de frequências altas no

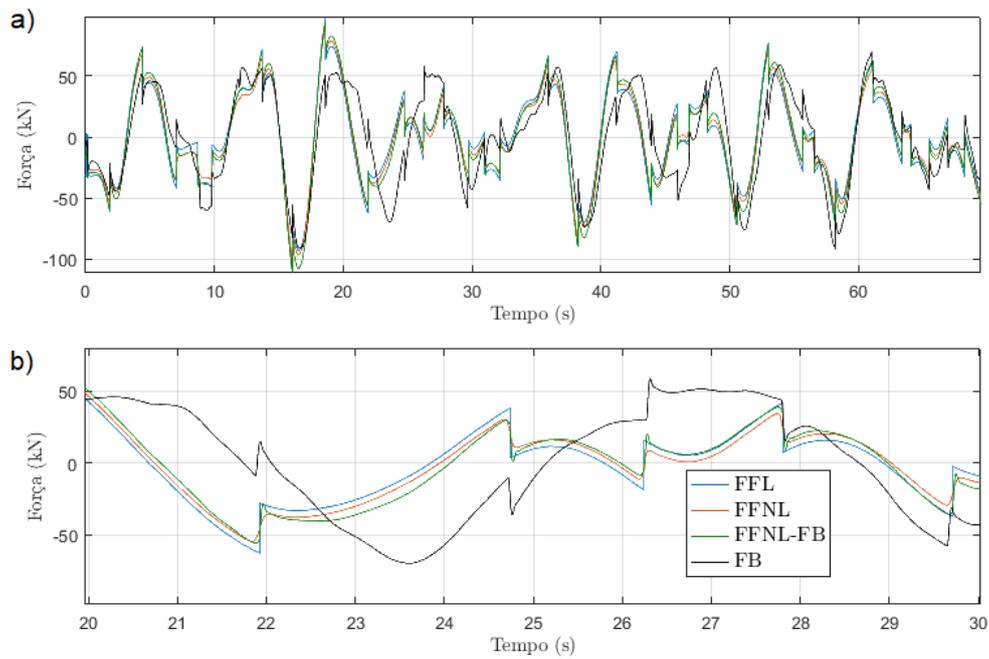


Figura 6.13 – Força de controle dos quatro controladores para o movimento da Figura 6.9.

sinal de controle. Evidencia-se, porém, uma das desvantagens na Figura 6.13. Cada vez que a velocidade relativa entre o bloco de coroamento e navio muda de sinal, o sinal de controle apresenta uma mudança abrupta para mitigar a força do atrito seco. Estas mudanças diminuem o tempo de vida do atuador, incrementando a quantidade de vezes da manutenção.

7 DISCUSSÃO DE RESULTADOS PHC NÃO LINEAR COM BROCA EM CONTATO E AHC

Caracterizar qualitativamente a força desenvolvida pelo PHC não linear.

Vários artigos descrevem o PHC como um sistema altamente não linear [1, 5, 15–20], mas não descrevem explicitamente como isso afeta a força gerada pelo PHC. Caracterizar esta força é relevante para entender melhor seu comportamento e poder projetar controladores mais eficientes que aumentem a atenuação do movimento transmitido à coluna.

A caracterização é feita considerando o PHC como um transdutor, a sua entrada é o movimento de heave do navio e a sua saída a força que se aplica no bloco de coroamento. Os parâmetros que são caracterizados da força gerada pelo PHC são: a forma, as frequências e a contribuição de cada componente.

No caso de menores valores de amplitudes do movimento de heave e de massas suportadas (obtidas com menores profundidades de perfuração), a forma é aproximadamente uma onda quadrada, indicando que a força dominante é o atrito seco (considerou-se constante) e que a resposta é altamente não linear. No caso contrário, maiores amplitudes e massas, a resposta tem uma forma de senoidal com onda quadrada, entre mais aumenta estes parâmetros a resposta fica mais similar com uma onda senoidal, ainda que apresente variações abruptas nos pontos nos quais o sinal de velocidade relativa muda, o que significa que a resposta é mais linear e o efeito do atrito seco é menos evidente.

As forças que determinam a forma da força gerada pelo PHC são a força do atrito seco do cilindro e a força de reconstituição do gás, enquanto, a força do atrito viscoso do gás é muito pequena e a sua contribuição é pouco significativa, pois seu máximo valor é aproximadamente o 10% do valor das outras duas forças.

A força gerada pelo PHC apresentou altas frequências e mostrou-se que estas frequências são introduzidas pela força do atrito seco. Normalmente os autores analisam o movimento de entrada e a variação de peso sobre a broca [5, 15], o que dificulta mostrar que realmente estas altas frequências são introduzidas pelo atrito seco do PHC, pois neste ponto, as forças do PHC misturam-se com as forças geradas pela dinâmica da coluna.

Linearização das forças geradas pelo PHC

O modelo linear é fundamental para conseguir projetar controladores mais simples, considerando a dinâmica do PHC e da coluna no projeto destes. Além disso, a linearização permitiu explicar dois efeitos produzidos pela não linearidade do PHC.

A linearização de cada força foi desenvolvida detalhadamente e mostrou-se como é influenciada pela variação na amplitude de entrada do movimento de *heave*. Em [15] e [43], descreve-se

uma linearização para estas forças, mas unicamente foi apresentada a linearização da força do gás. Assim, o maior aporte na parte da linearização, foi que se encontrou um amortecimento viscoso equivalente para o atrito seco do cilindro, utilizou-se a transformada de Fourier de uma onda quadrada e tomou-se o primeiro harmônico, desconsiderando a descontinuidade produzida pelo atrito seco.

A linearização do atrito seco atinge um erro de 100% nas partes em que a velocidade relativa tem variação de signo, esta linearização é altamente dependente da velocidade de entrada do movimento de *heave*, pois o atrito viscoso equivalente é inversamente proporcional à magnitude desta velocidade. Como resultado a linearização da rigidez apresenta erro nas partes de máximas e mínima compressão, a linearização do atrito viscoso apresenta um grande erro relativo, mas como esta força tem pouca relevância em relação as outras, esse erro não é muito importante.

Inclusive com os erros da linearização para a cada componente do PHC, o sistema linear consegue descrever aceitavelmente a dinâmica do sistema, para broca livre e apoiada, concordando com o descrito em [14]. Cabe destacar, porém, dois fenômenos que o modelo linear não consegue reproduzir, a variação da atenuação em função da onda transmitida e o fenômeno de vibração induzida pelo compensador (CIV).

Explicação do fenômeno de variação da atenuação em função da amplitude do sinal de entrada.

Este fenômeno é brevemente descrito em [21] e comenta-se brevemente que é consequência do atrito seco do cilindro do PHC. Corrobora-se a existência deste fenômeno, pois ao diminuir a amplitude a atenuação também diminui, mas o sistema linear não consegue reproduzir esta variação. A linearização deve ser reajustada com o novo valor de amplitude. Desta maneira, a atenuação do sistema linear e não linear coincidem novamente. Isso é válido para sistemas com broca livre e em contato.

Usa-se a linearização do atrito seco para explicar este fenômeno, o atrito viscoso equivalente do atrito seco é inversamente proporcional à magnitude máxima da velocidade do movimento de *heave* do navio, conseqüentemente, ao diminuir a amplitude do movimento de *heave* do navio (mesma frequência), a velocidade máxima também diminui, o que aumenta o valor do atrito viscoso equivalente e o valor do coeficiente de amortecimento, fazendo variar a atenuação do sistema.

A atenuação normalmente é inversamente proporcional ao coeficiente de amortecimento do sistema, com broca livre e em contato, mas deve se destacar que para as frequências na faixa de passagem com broca livre, acontece o contrário, ao aumentar o coeficiente de amortecimento, a atenuação do sistema aumenta (Figure 5.12).

O fenômeno na literatura descreve-se como a variação da atenuação do PHC em função da amplitude de entrada. Sugere-se o descrever da seguinte maneira: o coeficiente de amortecimento equivalente do sistema é inversamente proporcional à magnitude máxima da velocidade do movimento de *heave* do navio, como consequência a variação na atenuação do PHC, assim,

inclui-se a variação de frequência que também é uma causante deste fenômeno.

A variação da atenuação deve ser considerada no projeto de controladores baseado no sistema linearizado. Pois, como descrito em [14], a linearização do PHC sem peso na broca representa bem o comportamento, mas como mostrou-se neste trabalho é altamente sensível a variações na amplitude de entrada, o que pode levar o controlador à instabilidade.

Explicação do fenômeno de vibração induzida pelo Compensador (CIV)

O fenômeno de CIV, apresentam-se oscilações de frequências maiores do que as frequências do movimento de *heave* do navio no WOB. Este fenômeno, atribuiu-se a interação entre a rotação da coluna e o movimento de *heave*, depois, atribuiu-se à instabilidade da condição de contato da broca e a formação, sem considerar a rotação da coluna [15]. Recentemente, mostrou-se que este fenômeno é produzido pelo atrito seco do PHC, pois ao desconsiderar esta não linearidade, o CIV desaparece [5].

A explicação deste fenômeno é a seguinte, as altas frequências são induzidas pelo PHC, especificamente pela força do atrito seco do cilindro do PHC que se representa por uma onda quadrada e compõe-se de frequências altas (maiores do que frequência de entrada). Seus harmônicos apresentam-se para valores ímpares de n , então as suas frequências são n vezes a frequência de entrada ω_i do movimento de *heave*. Esses harmônicos, porém não são suficientes para gerar o CIV, pois nem todas as frequências de entrada conseguem gerá-lo, sendo que todas estas têm atrito seco e harmônicos em altas frequências.

Para produzir o CIV, a frequência do harmônico do atrito seco (maior do que o primeiro) deve coincidir com o valor de frequência de um modo de vibração da coluna. Assim, determinou-se a condição para o fenômeno de CIV existir e as possíveis frequências que podem gerá-lo.

Mediante a simulação numérica mostrou-se que o CIV acontece para sistemas com broca livre e em contato e para vários harmônicos e modos de vibração da coluna, não somente para os primeiros, ainda que nos harmônicos de maior frequência o efeito é menos evidente, pois a amplitude dos harmônicos é inversamente proporcional ao seu número. Também, mostrou-se que o CIV é mais evidente quando a onda de entrada tem uma amplitude menor, pois a força gerada pelo PHC é menos linear, aproximadamente uma onda quadrada.

Modos de vibração da coluna.

A importância de conhecer as formas dos modos de vibração é observar os pontos onde a coluna sofre maior tensão e há maior probabilidade de fadiga no material. A dinâmica da coluna sem movimento de *heave* é descrita com condições de contorno fixo no topo e no fundo [67]. Ao adicionar o PHC, modifica-se a dinâmica da coluna, seus modos de vibração e suas condições contorno.

Os três primeiros modos de vibração da coluna com PHC não linear são caracterizados para uma onda particular com para três diferentes comprimentos de coluna [5]. Utilizam-se os três primeiros modos, porque estes são excitados pelo fenômeno de CIV. Mostra-se que o primeiro modo é aproximadamente fixo no fundo e livre no topo, enquanto, o segundo e o terceiro são fixos

no topo e no fundo.

Nesta tese foi feita uma análise modal do sistema usando o sistema linear, encontraram-se as formas dos modos e as condições de contorno, fixo no fundo e livre no topo para os três primeiros modos de vibração. Estas condições ficam melhor definidas ao aumentar o comprimento da coluna. Este resultado coincide com o primeiro modo apresentado em [5], mas diverge para o segundo e o terceiro modo.

Controle *feedforward* linear (FFL)

O controle normalmente utilizado na indústria é o controle FFL [16–18,20]. A metodologia de projeto deste controlador é descrita em [18] e seus parâmetros ajustam-se heurísticamente. Nesta tese, baseado na análise física e na linearização das forças desenvolvidas pelo PHC propõe-se uma metodologia para projetar este controlador, encontrando-se o significado físico dos seus parâmetros. O parâmetro do controlador que acompanha o erro de posição é a rigidez do gás do PHC e o que acompanha o erro de velocidade é o amortecimento equivalente do PHC.

O resultado mais relevante deste controlador foi que não consegue eliminar o fenômeno de CIV, a sua atenuação deste fenômeno é de somente 30%. Ainda assim, este controle consegue ter uma atenuação do movimento de *heave* de aproximadamente 90% em relação ao movimento de entrada. Um resultado similar apresenta o controle FFL apresentado por [16], o controle consegue melhor desempenho do que o PHC, mas as altas vibrações continuam presentes na variação de peso sobre a broca.

Controle *feedforward* não linear (FFNL)

Como o PHC é não linear e os controles típicos são FFLs, foi proposto um FFNL. Na teoria, um controle *feedforward* ideal consegue mitigar totalmente o distúrbio produzido pelo movimento de *heave*, mas na prática é realmente complexo, pois existem ruídos de medida, erros nos modelos e limitante nos atuadores.

A pesar do controle proposto ser não linear, este apresenta uma expressão simples, pois foi desenhado usando as forças dinâmicas do PHC e seu principal trabalho é cancelar a força do atrito seco e as forças de reconstituição do gás. Um controle FFNL também é proposto em [1], o atrito seco simula-se com um modelo que reproduz a histerese do atrito seco, comenta-se que considerar esta histerese é essencial para obter uma boa resposta no controlador, melhora em 33% o valor RMS da carga sobre a coluna. A limitação desse trabalho é não considerar a dinâmica da coluna.

Os parâmetros do controlador proposto foram escolhidos de maneira conservadora com magnitudes 10% menores do que os valores reais e um atrito seco suavizado, ao escolher uma tangente hiperbólica com variação de estado dez vezes menos rápida do que a função tangente que representa o atrito seco do PHC, o qual é conservador e faz o controlador menos sensível ao ruído e à histerese do atrito seco. Inclusive, se o controlador FFNL não tem os parâmetros ideais do PHC, seu desempenho é similar ao do controle linear nas baixas frequências e é levemente melhor nas altas, destaca-se que o FFL projetado para esse caso é o ideal e não foram introduzidos erros nos

parâmetros.

Controle *feedback* (FB)

Somente se encontrou o artigo [22] que considera a dinâmica da coluna para projetar o controlador, mas o comportamento do sistema passivo (absorvedor) assume-se linear, com os parâmetros da coluna e do PHC conhecidos, além disso usa dois atuadores. Para se aproximar mais com o problema real, desenvolveu-se uma metodologia para projetar controlador FB CRONE que inclui a dinâmica da coluna e o PHC não linear, além disso, o controle tem um atuador e é robusto.

As vantagens de ter escolhido o controlador CRONE foram que permite usar vários modos de vibração, sem necessariamente incrementar a sua ordem; seu desenho permite obter um amortecimento no intervalo desejado para cada modo de vibração ou projetar todos os modos com quase o mesmo amortecimento, como é feito neste trabalho. Estas características são importantes para o tipo de sistema de alta ordem e com várias inversões de fase, ver planta na Figura 5.10.

O principal aporte do controle no desempenho do sistema é que consegue mitigar o fenômeno de CIV, as altas frequências que induz são quase eliminadas do peso sobre a broca (atenuação maior que 90%). Além disso, o controlador é robusto, pois ao variar o sinal de entrada que modifica o amortecimento equivalente do sistema, a resposta em frequência do controle é quase a mesma

Ainda que o controle FB não desacopla totalmente a coluna do movimento do navio como em [22], o FB tem uma alta atenuação e as hipóteses estão mais próximas do comportamento real do sistema.

Controle Feedforward não linear e Feedback FFNL-FB

O principal objetivo desta parte da tese foi atingido mediante a união dos dois controles discutidos previamente, mitigou-se o fenômeno de CIV e garantiu-se uma alta atenuação do sinal transmitido à coluna. Este controle apresentou o melhor desempenho entre os controles propostos, pois tem as vantagens dos dois controladores, alta atenuação nas baixas e altas frequências com um sinal de controle bem comportado. Os controles que o compõem foram analisados separadamente para conhecer como cada um deles se comporta e determinar as suas vantagens e desvantagens.

8 CONCLUSÕES

DA PRIMEIRA PARTE

Desenvolveu-se uma metodologia de projeto de um PHC hidropneumático com a resposta em frequência desejada, associada a um fator adimensional. Como exemplo para evidenciar a aplicação simples e direta da metodologia, projetou-se um PHC com frequência de corte de $0.056 Hz$ e ganho máximo de $10dB$.

Analisou-se a influência do módulo volumétrico sobre a resposta em frequência do PHC e encontrou-se uma condição para decidir se o módulo volumétrico deve ser considerado no modelo do PHC. No exemplo dado, a condição permitiu diminuir a complexidade do PHC projetado para todos os casos estudados. O primeiro modelo para validação considera o módulo volumétrico, e foi estudada a simplificação para obter o modelo de sínteses.

O controle semiativo em função de massa aplicou-se no PHC, o qual tem uma servo válvula que muda o amortecimento quando a massa suportada é modificada. O controle assegurou as especificações desejadas de ganho máximo $10dB$ e de frequência de corte $0.056 Hz$. A resposta para ondas do oceano apresenta uma atenuação entre 88 % e 93 %, no entanto o volume necessário de $99 m^3$ é o principal problema para a aplicação prática.

Os controles semiativos em função da massa e do tempo aplicaram-se a um compensador de volume $50m^3$. Comparando os resultados do controle balance com os resultados do controle skyhook, as suas respostas em frequência são similares, mas a vantagem do skyhook é que foi aplicado em um compensador de acumulador de volume menor igual a $18m^3$. Isso representa uma redução de volume de 62.4% em relação ao controle balance.

Em geral, a estratégia skyhook SAHC tem os melhores resultados para aplicações reais: compensação de movimento necessário, pequeno volume do acumulador ($18m^3$), consumo de energia razoável e capacidade de se adaptar às grandes variações de massa (desde 150t até 350t).

DA SEGUNDA PARTE

Nesta parte foi apresentada a modelagem detalhada do caso da coluna apoiada na formação com compensador passivo, que é o caso de maior relevância para a indústria. Também, foi feito um estudo das forças desenvolvidas por cada parte do compensador passivo e o seu impacto na dinâmica da coluna e seu impacto prático. Nesse contexto observou-se que a força de fricção viscosa do gás tem menor relevância na força dinâmica do PHC, que é quase determinada pela rigidez de gás e pelo atrito seco do cilindro. Devido ao comportamento não linear, a força do atrito seco tem a maior influência na força dinâmica do PHC para a amplitude mínima da embarcação e o mínimo comprimento da coluna. O atrito seco do cilindro provoca uma mudança abrupta, que se apresenta sempre no valor máximo da força dinâmica, e é o valor de F_{sf} maior do que o máximo no caso linear.

O comportamento não linear da força do atrito seco gera frequências mais altas que a frequência natural ω_n do movimento do navio, os picos aparecem nas frequências $n\omega$ com n ímpares, e sua magnitude é inversamente proporcional ao n ; o que é explicado pela transformada de Fourier do sinal quadrado. Essas frequências também aparecem no componente dinâmico da força do PHC.

A linearização do PHC foi detalhada e seu erro de aproximação analisado ao mudar a amplitude do movimento de *heave* do navio e a massa suportada. O atrito seco linear equivalente é inversamente proporcional à velocidade do navio, causando a variação da atenuação do PHC em função da amplitude e da frequência. No caso da coluna de perfuração longa, esse comportamento pode produzir uma frequência de ressonância dentro do intervalo de frequências oceânicas.

O sistema linear não é capaz de reproduzir o fenômeno de CIV, pois se considerou apenas o primeiro harmônico do atrito seco do cilindro. O CIV ocorre quando um harmônico do atrito seco (diferente do primeiro) corresponde a um modo de vibração do sistema. Além disso, acontece na coluna de perfuração longa e curta com broca livre e em contato. Este fenômeno não se reflete completamente no movimento do bloco do coroamento, motivo pelo qual, no movimento do bloco de coroamento, nem sempre se evidencia claramente a sua influência. Ainda assim, quando acontece, encontra-se bem definido no WOB.

A forma típica dos três primeiros modos foi obtida com o sistema, PHC linear e coluna. A forma dos modos é extremamente próxima ao modo de vibração com topo livre e fundo fixo. Essa aproximação se mantém e inclusive melhora com o aumento do comprimento da coluna e a redução da sua rigidez em comparação com a rigidez da formação.

Um controle é proposto com *feedforward* não linear, *feedback* CRONE e um atuador que fornece o comando do controle exato (força). O *feedforward* abordou as não linearidades do PHC. O *feedback* CRONE foi uma resposta robusta ao fenômeno CIV e ao movimento de *heave* residual, devido à diferença entre o *feedforward* e as forças reais da planta.

Foi utilizado um modelo disponível na literatura que foi obtido a partir de dados reais. Simulações numéricas utilizaram o modelo disponível na literatura para validar a teoria de controle desenvolvida. Como resultado, os sinais de controle calculados são suaves e plausíveis de serem implementados em controladores reais.

Os controladores garantem a condição de broca em contato ($WOB < 0$) que o PHC sem controle não consegue garantir. O controle FFL que é amplamente utilizado pela indústria *offshore* para o controle de *heave* tem a menor atenuação do fenômeno de CIV entre os controladores testados, com fatores f_{CIV} de 73% e $f_{w_{high}}$ de 68%. O FFNL-FB apresenta o melhor desempenho em todos os parâmetros (atenuação de 99.4%, uma variação entre $4kN$ e $5kN$), o CIV é altamente mitigado com fatores de f_{CIV} de 99% e $f_{w_{high}}$ de 96%. O controle proposto é, portanto, uma solução robusta e eficiente que atenua o movimento de *heave* e o fenômeno de CIV.

8.1 TRABALHOS FUTUROS

Estudar o comportamento do PHC com atrito seco não linear e determinar se aumenta a influência do efeito do módulo volumétrico na sua resposta.

Estudar diferentes tipos de atuadores semiativos utilizados no isolamento de estruturas e analisar as vantagens e desvantagens para aplicação num SAHC. Adicionar a modelagem dos atuadores mais promissores na modelagem do SAHC e analisar as respostas.

Desenvolver técnicas de controle híbridas, semiativo e ativo, para melhorar a performance do SAHC com um mínimo aporte energético da parte ativa do sistema.

Um compensador passivo e um absorvedor são propostos em [48] para um processo de mineração. O projeto deste sistema é heurístico. Propor uma metodologia de projeto para projetar esse sistema com a resposta em frequência desejada. Além disso, avaliar a influência do módulo volumétrico e do atrito seco não linear na sua performance.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- 1 AALERUD, A.; KLEVMO, T. *Implementation of Active Control Design for Crown Mounted Compensator to Improve Drilling Performance*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Agder, 2013.
- 2 LIU, Q.; TANG, Y.; HUANG, C.; XIE, C. Study on a mechanical semi-active heave compensation system of drill string for use on floating drilling platform. *PloS one*, Public Library of Science, v. 10, n. 7, p. e0133026, 2015.
- 3 WOODACRE, J.; BAUER, R.; IRANI, R. A review of vertical motion heave compensation systems. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 104, p. 140–154, 2015.
- 4 CHAKRABARTI, S. K. Handbook of offshore engineering. In: . Plainfield, Illinois: Elsevier, 2005. v. 1, p. 1–8.
- 5 WADA, R.; KANEKO, T.; OZAKI, M.; INOUE, T.; SENGA, H. Longitudinal natural vibration of ultra-long drill string during offshore drilling. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 156, p. 1–13, 2018.
- 6 HRUŽÍK, L.; VAŠINA, M.; BUREČEK, A. Evaluation of bulk modulus of oil system with hydraulic line. In: EDP SCIENCES. *EPJ Web of Conferences*. [S.l.], 2013. v. 45, p. 01041.
- 7 ANP. *Anuário Estatístico Brasileiro do Petróleo, gás natural e biocombustíveis 2018*. Brazil, 2018. Tabela 2.9 Produção de petróleo, Acesso em 17 de 01 de 2019, Disponível em: <http://www.anp.gov.br/publicacoes/anuario-estatistico/anuario-estatistico-2018>.
- 8 FILHO, E. T. A.; PERESTRELO, M.; MOLINA-PALMA, M. A. As descobertas do pré-sal e os desafios competitivos da indústria brasileira do setor de petróleo e gás: uma abordagem prospectiva. *CIDADES, Comunidades e Territórios*, DINÂMIA'CET-IUL, Centro de Estudos sobre a Mudança Socioeconómica e o Território, n. 31, p. 85–98, 2015.
- 9 TANNURI, E. A. *Sistemas de Posicionamento Dinâmico: projeto, análise e novos desenvolvimentos*. Tese (Doutorado) — Universidade de São Paulo, 2009.
- 10 HAO, J.; YANCONG, L. Research on new drill string heave compensation system for floating drilling platform. *Fluid Power and Mechatronics (FPM), 2011 International Conference on*, p. 791 – 795, 2011.
- 11 FANG, H.; DUAN, M. *Offshore Operation Facilities: Equipment and Procedures*. [S.l.]: Gulf Professional Publishing, 2014.
- 12 WOODALL-MASON, N.; TILBE, J. et al. Value of heave compensators to floating drilling. *Journal of Petroleum Technology*, Society of Petroleum Engineers, v. 28, n. 08, p. 938–946, 1976.
- 13 NI, J.; LUI, S. The simulation research on passive heave compensation system for deep sea mining. *IEEE International Conference on Mechatronics and Automation*, p. 5111 – 5116, 2009.
- 14 HATLESKOG, J.; DUNNINGAN, W. Heave compensation simulation for non-contact operations in deep water. *OCEANS 2006*, p. 1 – 6, 2006.
- 15 HATLESKOG, J. T.; DUNNIGAN, M. W. Passive compensator load variation for deep-water drilling. *Oceanic Engineering, IEEE Journal of, IEEE*, v. 32, n. 3, p. 593–602, 2007.
- 16 HATLESKOG, J. T.; DUNNIGAN, M. W. An impedance approach to reduce the contact-instability whilst drilling with active heave compensation. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 49, p. 25–32, 2012.

- 17 J.HAAO; VANGEN, S. The effect of friction in passive and active heave compensation of crown block mounted compensator. *Proceedings of the 2012 IFAC Workshop on Automatic Control in Offshore Oil and Gas Production*, Norway, p. 316–320, 2012.
- 18 OTTESTAD, M.; HANSEN, M.; HALAND, K. A model based approach to design of passive and active heave compensation of crown mounted drilling equipment. In: *Proc. 29th IASTED Intl. Conf. Modeling, Identification and Control. Innsbruck, Austria*. [S.l.: s.n.], 2010.
- 19 OTTESTAD, M.; NILSEN, N.; HANSEN, M. R. Reducing the static friction in hydraulic cylinders by maintaining relative velocity between piston and cylinder. In: IEEE. *Control, Automation and Systems (ICCAS), 2012 12th International Conference on*. [S.l.], 2012. p. 764–769.
- 20 BARR, A. et al. A stochastic model for an active over passive motion compensator for offshore drilling operations. In: SOCIETY OF PETROLEUM ENGINEERS. *SPE/IADC Drilling Conference and Exhibition*. [S.l.], 2015.
- 21 ODP. *Active heave Compensator*. [S.l.], 2012. Ocean Drilling Program (ODP), Acesso em 11 de 02 de 2019, Disponível em: <http://www-odp.tamu.edu/publications/tnotes/tn31/pdf/ahc.pdf>.
- 22 KORDE, U. A. Active heave compensation on drill-ships in irregular waves. *Ocean engineering*, Elsevier, v. 25, n. 7, p. 541–561, 1998.
- 23 DO, K. D.; PAN, J. Nonlinear control of an active heave compensation system. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 35, n. 5-6, p. 558–571, 2008.
- 24 KÜCHLER, S.; MAHL, T.; NEUPERT, J.; SCHNEIDER, K.; SAWODNY, O. Active control for an offshore crane using prediction of the vessel's motion. *IEEE/ASME Transactions on Mechatronics*, IEEE, v. 16, n. 2, p. 297–309, 2011.
- 25 WOODACRE, J.; BAUER, R.; IRANI, R. Hydraulic valve-based active-heave compensation using a model-predictive controller with non-linear valve compensations. *Ocean Engineering*, Elsevier, v. 152, p. 47–56, 2018.
- 26 THERON, N.; ELS, P. *Controllable wheeled vehicle suspension research*. [S.l.], 2002.
- 27 JOO, F. R. *Dynamic analysis of a hydropneumatic suspension system*. Tese (Doutorado) — Concordia University, 1991.
- 28 SMITH, W.; ZHANG, N.; JEYAKUMARAN, J. High frequency parameter sensitivity in hydraulically interconnected suspensions. In: ENGINEERS AUSTRALIA. *5th Australasian Congress on Applied Mechanics (ACAM 2007)*. [S.l.], 2007. v. 1, p. 608–613.
- 29 SANCHEZ, W. H. C. *Compensador hidropneumático semiativo para sistemas de perfuração offshore*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2014.
- 30 ZHAG, X.; LIU, S. Simulation research on the semi-active heave compensation system based on h robust control. *Intelligent System Design and Engineering Application*, p. 378 – 382, 2010.
- 31 VEN, J. D. Van de. On fluid compressibility in switch-mode hydraulic circuits—part i: Modeling and analysis. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, American Society of Mechanical Engineers, v. 135, n. 2, p. 021013, 2013.
- 32 CUELLAR, W. H.; FORTALEZA, E. Compact hydropneumatic heave compensator. *IFAC-PapersOnLine*, Elsevier, v. 48, n. 6, p. 189–193, 2015.
- 33 GEORGE, H. F.; BARBER, A. What is bulk modulus, and why is it important? *Hydraulics & Pneumatics*, v. 7, p. 34–39, 2007.

- 34 VEN, J. D. Van de. On fluid compressibility in switch-mode hydraulic circuits—part ii: Experimental results. *Journal of Dynamic Systems, Measurement, and Control*, American Society of Mechanical Engineers, v. 135, n. 2, p. 021014, 2013.
- 35 MOREAU, X.; RAMUS-SERMENT, C.; OUSTALOUP, A. Fractional differentiation in passive vibration control. *Nonlinear Dynamics*, Springer, v. 29, n. 1-4, p. 343–362, 2002.
- 36 RIZZO, A.; MOREAU, X.; OUSTALOUP, A.; HERNETTE, V. A new crone suspension: More compact and more efficient: Part 1—problematics and specifications. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME 2009 International Design Engineering Technical Conferences and Computers and Information in Engineering Conference*. [S.l.], 2009. p. 1095–1102.
- 37 SANCHEZ, W. H. C.; LINHARES, T. M.; NETO, A. B.; FORTALEZA, E. L. F. Passive and semi-active heave compensator: Project design methodology and control strategies. *PloS one*, Public Library of Science, v. 12, n. 8, p. e0183140, 2017.
- 38 LINHARES, T. M. *Análise experimental de um compensador de heave hidropneumático*. Monografia (TCC) — Universidade de Brasília, Brasília, 2015.
- 39 SANCHEZ, W. H. C.; LINHARES, A. B.; FORTALEZA, E. L. F. Dimensionless factors to design hydropneumatic suspension systems. In: *24th ABCM International Congress of Mechanical Engineering*. [S.l.: s.n.], 2017.
- 40 OUSTALOUP, A.; MOREAU, X.; NOUILLANT, M. From fractal robustness to non-integer approach in vibration insulation: the crone suspension. In: IEEE. *Decision and Control, 1997., Proceedings of the 36th IEEE Conference on*. [S.l.], 1997. v. 5, p. 4979–4984.
- 41 CUELLAR, W. H.; FORTALEZA, E. Semi-active hydropneumatic heave compensator. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME 2014 33rd International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. [S.l.], 2014. p. V01AT01A043–V01AT01A043.
- 42 SOLUTIONS, A. *Drilling Technologies*. 2013. Disponível em: <[http://www.akersolutions.com/Documents/Drillingprotect\T1\textdollar20Compensators\\$\protect\T1\textdollar20and\%\\$20tensioners.pdf](http://www.akersolutions.com/Documents/Drillingprotect\T1\textdollar20Compensators$\protect\T1\textdollar20and\%$20tensioners.pdf)>.
- 43 BAUER, W. Hydropneumatic suspension systems. In: . Weinheim: Springer, 2011. p. 3,6,7,10,23,25–28,111,28–50,181.
- 44 KARNOPP, D.; CROSBY, M. J.; HARWOOD, R. Vibration control using semi-active force generators. *Journal of Engineering for Industry*, American Society of Mechanical Engineers, v. 96, n. 2, p. 619–626, 1974.
- 45 GUGLIEMINO, E.; STAMMERS, W. Semi-active suspension control: improved vehicle ride and road friendliness. In: . London: Springer, 2008. p. 65–71.
- 46 ALANOLY, J.; SANKAR, S. A new concept in semi-active vibration isolation. *Journal of mechanisms, transmissions, and automation in design*, American Society of Mechanical Engineers, v. 109, n. 2, p. 242–247, 1987.
- 47 LIU, Y.; WATERS, T.; BRENNAN, M. A comparison of semi-active damping control strategies for vibration isolation of harmonic disturbances. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 280, n. 1-2, p. 21–39, 2005.
- 48 HENGLING, Y.; SHAOJUN, L. Heave compensation system of lifting pipeline for deep-sea mining based on combined action of vibration absorber and accumulator. *Marine Georesources & Geotechnology*, Taylor & Francis, p. 1–9, 2018.

- 49 SANCHEZ, W. H. C. *Compensador hidropneumático semiativo para sistemas de perfuração offshore*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2015.
- 50 HATLETVEDT, J. K.; GJERSTAD, K.; ZHOU, J. Modelling of a hydro-pneumatic system for heave compensation. In: *2018 13th IEEE Conference on Industrial Electronics and Applications (ICIEA)*. [S.l.: s.n.], 2018. p. 707–712. ISSN 2158-2297.
- 51 GHASEMLOONIA, A.; RIDEOUT, D. G.; BUTT, S. D. A review of drillstring vibration modeling and suppression methods. *Journal of Petroleum Science and Engineering*, Elsevier, v. 131, p. 150–164, 2015.
- 52 NICOLL, R. S.; BUCKHAM, B. J.; DRISCOLL, F. R. et al. Optimization of a direct drive active heave compensator. In: INTERNATIONAL SOCIETY OF OFFSHORE AND POLAR ENGINEERS. *The Eighteenth International Offshore and Polar Engineering Conference*. [S.l.], 2008.
- 53 MOREAU, X.; ALTET, O.; OUSTALOUP, A. The crone suspension: Management of the dilemma comfort-road holding. *Nonlinear Dynamics*, Springer, v. 38, n. 1-4, p. 461–484, 2004.
- 54 LINHARES, T. M. *Modelagem e controle de heave em coluna de perfuração*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, 2017.
- 55 OLIVETO, G.; SANTINI, A.; TRIPODI, E. Complex modal analysis of a flexural vibrating beam with viscous end conditions. *Journal of Sound and Vibration*, Elsevier, v. 200, n. 3, p. 327–345, 1997.
- 56 FORTALEZA, E. *Active control applied to offshore structures: positioning and attenuation of vortex induced vibrations*. Tese (Doutorado) — École Nationale Supérieure des Mines de Paris, 2009.
- 57 VARGA, A. On modal techniques for model reduction. *Tech. Rep.*, 1993.
- 58 J.NIEDZWECKI; THAMPII, K. Heave compensated response of long multi-segment drill strings. *Applied Ocean Research*, v. 10, p. 181–190, 1988.
- 59 HATLESKG, T.; DUNNIGAN, W. Active heave crown compensation sub-system. *OCEANS 2007 - Europe*, p. 1–6, 2007.
- 60 HATLESKOG, J.; DUNNIGAN, W. Active heave crown compensation sub-system. *OCEANS 2007 - Europe*, p. 1–6, 2007.
- 61 SABATIER, J.; ITURRICHIA, A. G.; OUSTALOUP, A.; LEVRON, F. Third generation crone control of continuous linear time periodic systems. *IFAC Proceedings Volumes*, Elsevier, v. 31, n. 18, p. 299–304, 1998.
- 62 OUSTALOUP, A.; MATHIEU, B.; LANUSSE, P. Second generation crone control. In: IEEE. *Systems, Man and Cybernetics, 1993.'Systems Engineering in the Service of Humans', Conference Proceedings., International Conference on*. [S.l.], 1993. v. 2, p. 136–142.
- 63 OUSTALOUP, A.; BANSARD, M. First generation crone control. In: *Proceedings of IEEE Systems Man and Cybernetics Conference - SMC*. [S.l.: s.n.], 1993. v. 2, p. 130–135 vol.2.
- 64 LANUSSE, P.; MALTI, R.; MELCHIOR, P. Crone control system design toolbox for the control engineering community: tutorial and case study. *Phil. Trans. R. Soc. A*, The Royal Society, v. 371, n. 1990, p. 20120149, 2013.
- 65 CUELLAR, W. H.; LINHARES, T. M.; FILHO, J. O. d. A. L.; VARGAS, J. A.; FORTALEZA, E. Robust control for heave compensator with the use of kalman filter-based disturbances estimator. In: AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. *ASME 2017 36th International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering*. [S.l.], 2017. p. V008T11A017–V008T11A017.

- 66 LINHARES, T. M.; FILHO, J. O. d. A. L.; CUELLAR, W. H.; FORTALEZA, E. L. F. Active heave compensator using kalman filter-based disturbance estimator. In: *XXI Congresso Brasileiro de Automática (CBA 2016)*, Vitória/ES. [S.l.: s.n.], 2016.
- 67 PAN, L. Stability analysis of the rotary drill-string. 2014.
- 68 FISCO, N.; ADELI, H. Smart structures: part i—active and semi-active control. *Scientia Iranica*, Elsevier, v. 18, n. 3, p. 275–284, 2011.
- 69 SYMANS, M. D.; CONSTANTINOU, M. C. Semi-active control systems for seismic protection of structures: a state-of-the-art review. *Engineering structures*, Elsevier, v. 21, n. 6, p. 469–487, 1999.
- 70 KOBORI, T.; TAKAHASHI, M.; NASU, T.; NIWA, N.; OGASAWARA, K. Seismic response controlled structure with active variable stiffness system. *Earthquake engineering & structural dynamics*, Wiley Online Library, v. 22, n. 11, p. 925–941, 1993.
- 71 FERNANDEZ, A. M. Análise de fadiga de estruturas offshore tipo topside estudo de caso. p. 56–59. Trabalho conclusão de curso. - Universidade Federal de Rio de Janeiro, Engenharia civil, 2011.

ATUADORES SEMIATIVOS NO CONTROLE DE VIBRAÇÕES DE ESTRUTURAS

Os sistemas de proteção sísmica para estruturas são passivos, ativos, híbridos e nos últimos vinte anos os pesquisadores de engenharia de estruturas têm se interessado nos sistemas semiativos, pelas suas vantagens de consumo de energia e sua capacidade de minimizar as vibrações da estrutura [68].

Existem diferentes tipos de atuadores semiativos usados nas estruturas. Na revisão mais citada sobre os sistemas semiativos [69] encontram-se os seguintes atuadores: controle de rigidez, amortecimento electroreológico, amortecimento magnetoelástico, fluido viscoso (orifício da válvula), atrito, amortecedor da massa e amortecedor do líquido sincronizado. Na literatura dez anos mais recente [68] adicionam-se alguns elementos como a rigidez-amortecimento e os piezoelétricos para gerar amortecimento.

O dispositivo de controle de rigidez utiliza-se para modificar a rigidez, assim como a frequência natural associada à estrutura. Seu principal objetivo é garantir a não existência da ressonância durante os sismos, o que se consegue ao adicionar uma rigidez extra à estrutura, dependendo do estado de uma válvula solenoide. No estado aberto da válvula adiciona-se a rigidez do dispositivo e no estado fechado deixa-se só a rigidez da estrutura.

Um dispositivo de controle de rigidez que requer $20W$ e $30ms$ para mudar o estado da válvula foi implementado numa estrutura em Tóquio, esta estrutura tem 3 andares, os resultados para o sismo de novembro 1991 foram significativamente positivos, enquanto o movimento foi amplificado para o sismo de 1992, isso foi explicado pela descontinuidade da rigidez [70].

Para melhorar esta descontinuidade produzida pelos estados aberto-fechado é desenvolvido um dispositivo de rigidez e amortecimento. Esse sistema conta com uma servo válvula que quando está aberta modifica o amortecimento e quando está fechada adiciona rigidez no sistema [68].

Também existem aparelhos que modificam só o amortecimento. Os seguintes dispositivos de amortecimento variável trabalham com diferentes princípios físicos:

- **Fluido viscoso.** O óleo passa por um pequeno orifício com uma alta velocidade, gerando perda de energia e sua magnitude depende da abertura do orifício. Implementou-se a ponte de Oklahoma com esses dispositivos para controlar as vibrações induzidas pelo trânsito, sendo a primeira aplicação em escala macro. Atualmente, existem protótipos que geram $200kN$ de força com um curso de cilindro de $0.13m$ [69].
- **O amortecedor electroelástico** tem um fluido, geralmente óleo com partículas dielétricas, nas quais é aplicado um forte campo elétrico para polarizar e alinhar as partículas aumentando ou diminuindo a resistência ao fluxo, de acordo com a magnitude do campo aplicado

que pode ser mudada em milissegundos. As forças requeridas para o controle de vibrações em estruturas são muito grandes para que o dispositivo seja viável, por isso, adicionam-se orifícios para ter maior perda e atingir forças de $445kN$ [69].

- O **amortecedor magneteoreológico** é similar ao electroreológico, mas o funcionamento é determinado por um campo magnético e as partículas dentro do óleo são polarizáveis magneticamente. A pressão máxima para esses fluidos está entre $50-100kPa$. O amortecedor pode gerar forças de $200kN$, com o curso do cilindro de $0.068m$ e uma potência requerida de $22W$. Sistemas em escala e simulações têm sido desenvolvidos, mostrando que conseguem atenuar o sinal de deslocamento de aceleração transmitido para a estrutura [68].
- Os **dispositivos de controle de fricção** são usados como dissipadores de energia o como componentes de sistemas anti-deslizantes. A quantidade de energia dissipada depende do valor da força normal do dispositivo de controle de fricção. Essa força pode ser controlada com um sistema de pressão variável e transforma-se em semiativo ao usar uma fonte de pressão constante e uma válvula solenoide. Permite minimizar facilmente a aceleração para pequenos sismos, no caso de grandes sismos protege a estrutura de grandes deslocamentos e limita a aceleração transmitida [69].
- Os **amortecedores piezelétricos** são feitos de materiais cerâmicos ou cristais em estruturas, ao aplicar-lhes uma corrente, eles geram uma pressão que pode ser ajustada com o valor da corrente. Um atuador piezelétrico consiste em uma pilha de material piezelétrico que proporciona um deslocamento ao aplicar uma corrente. Os dispositivos semiativos são obtidos ao usar este tipo de atuador para gerar uma força normal sobre elementos de fricção. Experimentos feitos com modelos em escala têm melhorado a aceleração e o deslocamento transmitido num 20% [68].

Foram descritos os principais atuadores semiativos. Na Tabela 8.1 observa-se que os atuadores usados no controle semiativo para a proteção de estruturas possuem características similares às requeridas por um atuador para um SAHC, como a magnitude da força produzida, a amplitude do movimento de entrada que gera a força e o intervalo de frequência de trabalho (associado à frequência do movimento de entrada).

Tabela 8.1 – Comparação entre os atuadores semiativos das estruturas e os valores para o SAHC.

Parâmetro	Compensador	Estrutura Civil	Unidade
Frequência do distúrbio	0.06-0.21	0.4-5.3	Hz
Amplitude de trabalho do atuador	4	0.1-0.3	m
Força gerada	200	2-1000	kN

A frequência do distúrbio determina a do trabalho do atuador. Encontram-se sismos com máximos de aceleração em $2.8Hz$ e $0.45Hz$, enquanto, uma onda de mar no Brasil tem um espectro de frequência entre $0.06Hz$ e $0.21Hz$, com uma máxima energia para ondas de aproximadamente

$0.1Hz$ [71]. A frequência do distúrbio é menor para o caso dos compensadores, mas a diferença não é muito significativa e está na mesma ordem de grandeza.

A amplitude de trabalho dos atuadores semiativos para as estruturas está entre $0.1m$ e $0.3m$ [69]. Para o compensador deve ser de no mínimo $5m$, pois as ondas do mar na Bacia de Campos tem uma altura de $2.25m$ [71]. A amplitude é aproximadamente 10 vezes maior no caso do compensador, deve ser estudado como esta variação influencia o comportamento dos diferentes atuadores.

A força dos atuadores semiativos em estruturas está no intervalo de $2kN$ e $1000kN$. A força dinâmica do PHC está entre dezenas de kN , chegando até as centenas de kN como calcula-se na Seção 5.3. Isso significa que existem atuadores semiativos com a capacidade de proporcionar as forças requeridas pelo compensador.

...