

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

RAFAEL STEFANELLO MACIEL

PROJETO DE DIPLOMAÇÃO

**SIMULAÇÃO DE PLATAFORMA MARÍTIMA ESTÁVEL
SERVOCONTROLADA COM ATUAÇÃO HIDRÁULICA**

Porto Alegre
(2012)

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

SIMULAÇÃO DE PLATAFORMA MARÍTIMA ESTÁVEL SERVOCONTROLADA COM ATUAÇÃO HIDRÁULICA

Projeto de Diplomação apresentado ao
Departamento de Engenharia Elétrica da
Universidade Federal do Rio Grande do Sul,
como parte dos requisitos para Graduação em
Engenharia Elétrica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Luis Fernando Alves
Pereira

Porto Alegre
(2012)

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

RAFAEL STEFANELLO MACIEL

SIMULAÇÃO DE PLATAFORMA MARÍTIMA ESTÁVEL SERVOCONTROLADA COM ATUAÇÃO HIDRÁULICA

Este projeto foi julgado adequado para fazer jus aos créditos da Disciplina de “Projeto de Diplomação”, do Departamento de Engenharia Elétrica e aprovado em sua forma final pelo Orientador e pela Banca Examinadora.

Orientador: _____

Prof. Dr. Luis Fernando Alves Pereira, UFRGS

Doutor pelo ITA – São José dos Campos, Brasil

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Renato Ventura Bayan Henriques, UFRGS

Doutor pela UFMG – Belo Horizonte, Brasil

Prof. Dr. Luiz Tiarajú dos Reis Loureiro, UFRGS

Doutor pela UFRGS – Porto Alegre, Brasil

Porto Alegre, (junho de 2012).

**“Não sabendo que era impossível,
foi lá e fez”. (Jean Cocteau)**

RESUMO

Este projeto consiste de uma simulação computacional de uma plataforma marítima estável servocontrolada com atuadores hidráulicos. Objetiva-se manter esta plataforma estável com relação aos movimentos de inclinação da embarcação onde a mesma está instalada. O sistema de atuação hidráulico permite a movimentação de altas cargas dispostas sobre a plataforma, assim como excelente posicionamento dinâmico do sistema. São utilizados três cilindros e a carga máxima considerada é de 500Kg dispostos em qualquer posição sobre a plataforma. O controle de posicionamento é realizado através da ação de controladores repetitivos, os quais possuem alta capacidade para seguimento de referências com características senoidais. O projeto do sistema de controle considera uma embarcação específica cujas características de movimentação em amplitude e frequência são apresentadas neste relatório. São atingidos erros de posicionamento da plataforma menores que $0,5^\circ$ de inclinação.

Palavras-chaves: Plataforma Marítima Estável. Plataforma Com Cilindros Hidráulicos. Controlador Repetitivo. Controle de Cilindros Hidráulicos.

ABSTRACT

This project is a computational simulation of a maritime servo-controlled stable platform with hydraulic actuators. The objective is to keep this platform stable about the inclination movements of a vessel in which the structure is installed. The hydraulic actuation system allows the movement of high loads over the platform and great precision on the system dynamic positioning. Three cylinders are used and the maximum considered load is 500Kg located at any position over the platform. The position control is done by repetitive controllers which have high capability on following references with sinusoidal characteristics. The project of the control system considers a specific vessel which has its moving characteristics of amplitude and frequency presented in this report. Errors smaller than $0,5^\circ$ are obtained on the platform positioning.

Keywords: Stable Maritime Platform. Platform With Hydraulic Cylinders. Repetitive Controller. Hydraulic Cylinders Control.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
2	OBJETIVO DO PROJETO.....	14
3	PLATAFORMA MARÍTIMA ESTÁVEL.....	15
4	MOVIMENTOS DE EMBARCAÇÕES	19
5	SISTEMA DE ACIONAMENTO HIDRÁULICO.....	20
5.1	Reservatório Hidráulico.....	21
5.2	Filtro	22
5.3	Motor e Bomba Hidráulica.....	22
5.4	Válvula Limitadora de Pressão	23
5.5	Acumulador.....	23
5.6	Válvula Direcional Proporcional Assimétrica	23
5.7	Cilindro Hidráulico de Dupla Ação Assimétrico.....	28
6	MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO	32
6.1	Modelo Não Linear da Válvula Direcional Proporcional Assimétrica.....	32
6.2	Modelo Não Linear do Cilindro Diferencial Com Carga	35
6.3	Modelo Linear da Válvula Direcional Proporcional Assimétrica.....	37
6.4	Modelo Linear do Cilindro Diferencial Com Carga	39
6.5	Função de Transferência do Conjunto.....	40
6.6	Modelo Para Simulação do Sistema Mecânico Completo.....	40
6.7	Levantamento dos Parâmetros do Sistema Hidráulico.....	41
7	CONTROLADOR REPETITIVO	47
8	DESCRIÇÃO DAS SIMULAÇÕES	50
8.1	Estrutura do Sistema Simulado	50
8.2	Geração dos Movimentos da Embarcação	51
8.3	Cálculo das Referências de Posição dos Cilindros Hidráulicos.....	53
8.4	Controlador e Sistema de Acionamento Hidráulico.....	55
8.5	Condições de Simulação.....	56
9	PROJETO DOS CONTROLADORES	57
9.1	Estabilidade do Sistema de Controle	57
10	RESULTADOS OBTIDOS.....	60
10.1	Controlador Repetitivo Com 0,19Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Sem Zona Morta	60
10.2	Controlador Repetitivo Com 0,19Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Com Zona Morta	64
10.3	Controlador Repetitivo Com 0,19Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Com Zona Morta – Movimentos de Baixa Frequência	68
10.4	Controlador Repetitivo Com 20Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Sem Zona Morta	69
10.5	Controlador Repetitivo Com 20Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Com Zona Morta	71
10.6	Controlador Repetitivo Com Frequência Fundamental Igual às Frequências dos Movimentos da Plataforma.....	73
10.7	Comparação dos Resultados Obtidos	76
11	POSSIBILIDADES DE TRABALHOS FUTUROS.....	77
11.1	Análise do Desempenho de Controladores Repetitivos “Sintonizados” na Frequência Instantânea de <i>Roll</i> e <i>Pitch</i> de Uma Embarcação	77
11.2	Análise do Desempenho de Controladores Ressonantes “Sintonizados” na Frequência Instantânea de <i>Roll</i> e <i>Pitch</i> de Uma Embarcação	78

11.3	Desenvolvimento de Métodos de Compensação das Não Linearidades	
dos Componentes Hidráulicos		78
12	CONCLUSÕES.....	79
13	REFERÊNCIAS	81

LISTA DE SÍMBOLOS

B : coeficiente de atrito viscoso [Ns/m]

β_e : módulo de compressibilidade efetivo [Pa]

δp_A : variação de pressão na câmara A no ponto de operação [Pa]

δp_B : variação de pressão na câmara B no ponto de operação [Pa]

Δp_{t_n} : queda de pressão total nominal [Pa]

ξ_v : razão de amortecimento

ω_v : frequência natural [rad/s]

A_A : área A do cilindro [m²]

A_B : área B do cilindro [m²]

F_{at} : forças de atrito [N]

$F_{at_v}(s)$: força de atrito viscoso [N]

F_L : força externa aplicada [N]

F_G : força gravitacional [N]

$F_H(s)$: força hidráulica [N]

\dot{F}_H : variação da força hidráulica [N/s]

K_C : coeficiente de vazão-pressão total [m⁵/(sN)]

K_{C_p} : coeficiente de vazão-pressão parcial [m⁵/(sN)]

K_{CA} : coeficiente de vazão-pressão na via A [$m^5/(sN)$]

K_{CB} : coeficiente de vazão-pressão na via B [$m^5/(sN)$]

K_{qUA} : ganho de vazão na via A [$m^3/(sV)$]

K_{qUB} : ganho de vazão na via B [$m^3/(sV)$]

K_{pUA} : ganho de pressão da via A da válvula [Pa/V]

K_{pUB} : ganho de pressão da via B da válvula [Pa/V]

K_V : coeficiente de vazão total [$(m^3/s)/(Pa)^{1/2}$]

K_{VA} : coeficiente de vazão parcial na via A [$(m^3/s)(Pa)^{1/2}$]

K_{VB} : coeficiente de vazão parcial na via B [$(m^3/s)(Pa)^{1/2}$]

m : soma das massas da haste do cilindro, carga e fluido [Kg]

p_A : pressão na câmara A do cilindro [Pa]

p_B : pressão na câmara B do cilindro [Pa]

p_S : pressão de suprimento [Pa]

p_T : pressão de retorno [Pa]

q_{VA} : vazão de controle através da via A [m^3/s]

q_{VB} : vazão de controle através da via B [m^3/s]

q_{VC_n} : vazão de controle nominal [m^3/s]

U_C : tensão proporcional ao deslocamento do carretel [V]

U_{C_n} : tensão proporcional ao deslocamento nominal do carretel da válvula [V]

U_V : tensão de acionamento da válvula [V]

V_A : volume da câmara A [m^3]

V_B : volume da câmara B [m^3]

V_{A0} : volume inicial da câmara A [m^3]

V_{B0} : volume inicial da câmara B [m^3]

V_T : volume total das câmaras do cilindro [m^3]

x_A : posição da haste do cilindro [m]

\dot{x}_A : velocidade da haste do cilindro [m/s]

\ddot{x}_A : aceleração da haste do cilindro [m/s^2]

1 INTRODUÇÃO

Plataformas marítimas estabilizadas podem ser utilizadas em diversas aplicações, entre as quais destacam-se o transporte de cargas frágeis, tarefas civis que exigem ações suaves, operações militares que envolvem pouso de helicópteros ou posicionamento de armamento ou ainda transporte de pessoas de plataformas de petróleo para embarcações (SALZMANN, 2004). Na maioria desses casos são necessárias grandes estruturas mecânicas para suportar as cargas às quais a plataforma será submetida.

Em função da movimentação das embarcações, são exigidos atuadores de grande força e velocidade para compensar os movimentos, possibilitando a estabilização com pequeno erro em regime permanente.

Nesse contexto, utilizam-se, tipicamente, cilindros hidráulicos, os quais não somente oferecem performance superior a qualquer outro tipo de servomecanismo, como também permitem movimentar altas cargas com alta precisão e resposta muito rápida (MERRIT, 1967).

Existem diversas possibilidades de layout dos cilindros hidráulicos que acionam uma plataforma. É possível utilizar diferentes números e arranjos dos mesmos. Essas variações determinam com quantos graus de liberdade a plataforma é capaz de se movimentar, assim como velocidade e espaço de trabalho. A configuração mais famosa é conhecida como Plataforma de Gough/Stewart (GOUGH, 1956-1957; STEWART, 1965), a qual é composta por seis cilindros e apresenta seis graus de liberdade.

A plataforma considerada neste trabalho é acionada por 3 cilindros hidráulicos, cujas bases são conectadas aos vértices de um triângulo retângulo preso na embarcação. Os topos dos cilindros são conectados aos vértices de outro triângulo retângulo de mesmas dimensões, sendo que este fixado à plataforma que possui 1,2 metro de diâmetro. O objetivo é sintetizar um controlador que permita que os movimentos de inclinação da plataforma, comumente denominados “roll” e “pitch”, sejam eliminados.

Com relação ao sistema hidráulico, considera-se uma unidade de potência hidráulica ideal, capaz de fornecer fluido com pressão constante. Os elementos ativos de controle são válvulas e cilindros assimétricos, cujos modelos são explicados posteriormente.

Os movimentos típicos das embarcações podem ser descritos como um somatório de senóides múltiplas de uma frequência definida e compreendidas em uma faixa limitada de frequências, tipicamente de 0,1 a 0,5Hz (SALZMANN, 2004). Portanto a sintetização de um controlador para esse sistema está condicionada à capacidade de seguimento desses sinais. Desta forma, torna-se possível realizar a estabilização da plataforma. Em Griffin (1990), por exemplo, são mostradas medições dos movimentos de um navio, onde a densidade espectral de potência está concentrada, quase que em sua totalidade, abaixo de 0,3Hz.

Uma vez que as frequências dos movimentos são pequenas, é possível considerar um sistema de controle independente para cada cilindro, afinal, as forças geradas em um cilindro em função dos movimentos dos outros podem ser desprezadas (FICHTER, 1986).

Em SALZMANN (2004) é apresentada uma plataforma estabilizada destinada ao uso em montagem de estruturas em oceanos ou transporte de pessoas de plataformas de petróleo para embarcações. A estrutura de controle é composta por um controlador cujo ganho é proporcional ao erro de posição, além de um *feed forward*, cujo ganho é multiplicado pela velocidade de cada cilindro. A soma desses ganhos determina um sinal preliminar. Através da consulta a tabelas de características das válvulas, é determinado o ganho final de cada malha de controle.

2 OBJETIVO DO PROJETO

O objetivo deste trabalho é projetar um sistema capaz de realizar a estabilização dos movimentos de inclinação (*roll* e *pitch*) de uma plataforma marítima acionada por controladores hidráulicos. O estudo é restrito ao uso de controladores repetitivos. Para o projeto, é considerada uma embarcação específica, cujos movimentos de inclinação foram medidos e caracterizados em frequência, sendo estes resultados apresentados em Griffin (1990) e mostrados na Figura 4.1.

3 PLATAFORMA MARÍTIMA ESTÁVEL

Uma embarcação, assim como qualquer corpo sem restrição de movimentos, possui seis graus de liberdade. Estes graus de liberdade consistem em possibilidades de movimentação de translação ao longo dos eixos x , y e z , assim como de rotação ao redor dos mesmos.

A Figura 3.1 ilustra estes possíveis movimentos assim como as nomenclaturas utilizadas internacionalmente.

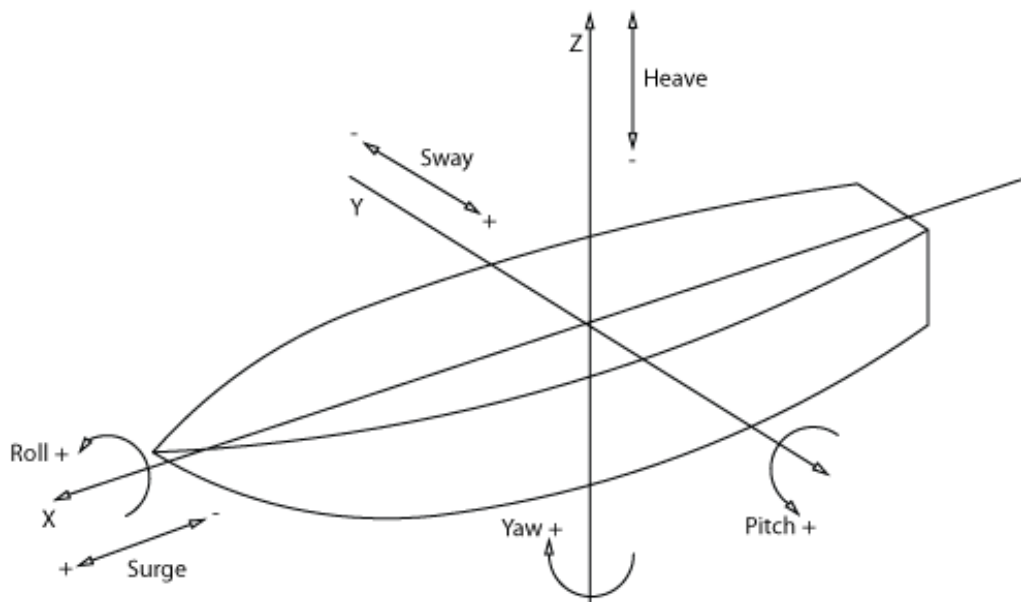


Figura 3.1 – Movimentações possíveis de uma embarcação

A seguir é descrita a nomenclatura:

- Surge: translação no eixo x ;
- Sway: translação no eixo y ;
- Heave: translação no eixo z ;
- Roll: rotação em torno do eixo x ;

- Pitch: rotação em torno do eixo y;
- Yaw: rotação em torno do eixo z;

O conceito de estabilização de plataforma marítima está associado à geração de movimentos da plataforma, de forma que a mesma compense os movimentos realizados por uma embarcação, permanecendo, portanto, estável com relação a um referencial na Terra.

A estabilização pode ser realizada com plataformas de um até seis graus de liberdade, sendo esta última capaz de manter a plataforma completamente estabilizada.

Para acionar as plataformas é possível utilizar tanto atuadores rotativos quanto lineares dispostos em diversos arranjos. A Figura 3.2 mostra exemplos de plataformas que são capazes de movimentar-se com três e seis graus de liberdade. A plataforma da esquerda é composta por três atuadores rotativos, enquanto a plataforma da direita, que apresenta seis graus de liberdade, é conhecida como plataforma de Gough/Stewart (GOUGH, 1956-1957; STEWART, 1965) e é acionada por seis atuadores lineares.



Figura 3.2 – Plataformas de três (esquerda) e seis (direita) graus de liberdade

Plataformas estáveis, com diferentes graus de liberdade, podem ser utilizadas com diversas finalidades, entre as quais podem ser citadas:

- Transporte de cargas frágeis;
- Tarefas civis que exigem ações suaves;
- Operações militares que envolvem pouso de helicópteros;
- Posicionamento de mira de armamento;
- Transporte de pessoas de plataformas de petróleo para embarcações.

Para este projeto é considerada uma plataforma circular acionada por 3 cilindros hidráulicos dispostos nos vértices de um triângulo retângulo, conforme ilustra a Figura 3.3.

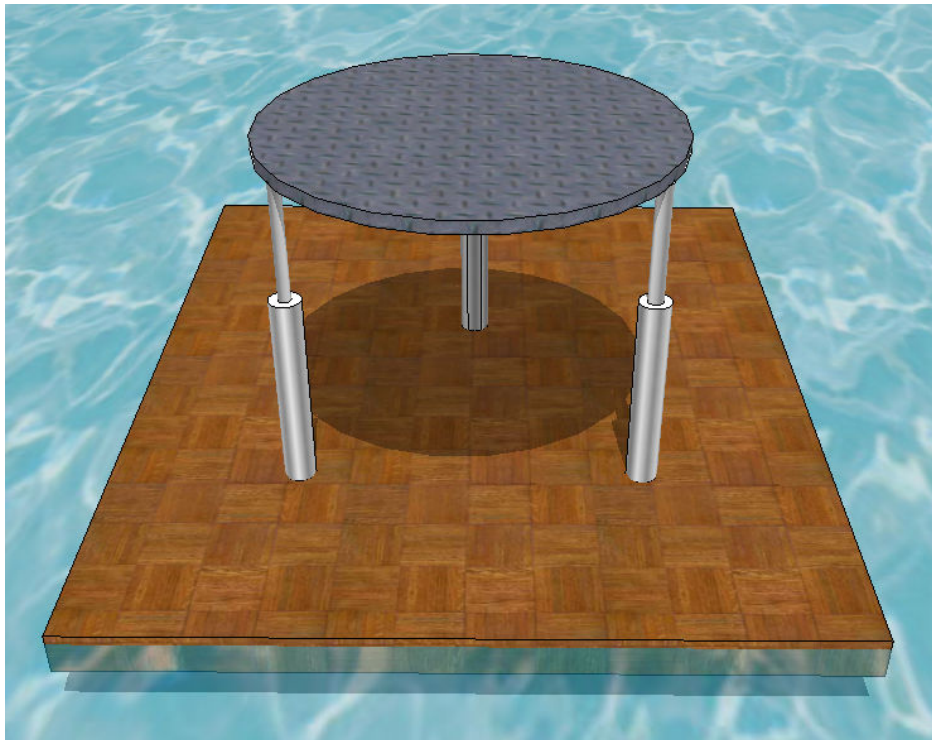


Figura 3.3 – Layout do sistema de estabilização de plataforma

Na base dos cilindros, para conectá-los à embarcação, são utilizadas juntas simples, enquanto no topo dos cilindros, para conectá-los à plataforma, são utilizadas juntas universais.

O objetivo é gerar movimentos de inclinação da plataforma, compensando os movimentos de inclinação da embarcação, comumente denominados *roll* e *pitch*, mantendo a plataforma estável com relação a um referencial na Terra.

4 MOVIMENTOS DE EMBARCAÇÕES

Os movimentos de embarcações são derivados dos movimentos da água do oceano. A elevação da superfície da água é um processo estocástico e os movimentos da água podem ser descritos como um somatório de senóides compreendidas em uma faixa de frequências, tipicamente, de 0,1 a 0,5Hz (SALZMANN, 2004).

A Figura 4.1 mostra a densidade espectral de potência dos movimentos de *roll* e *pitch* de uma embarcação. Estes resultados foram obtidos através de medições dos movimentos durante um período de quatro horas (GRIFFIN, 1990).

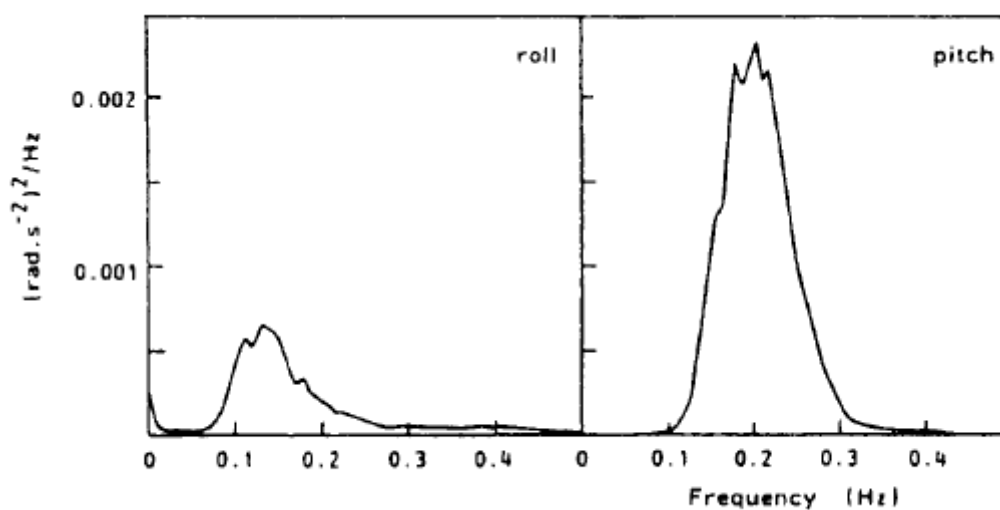


Figura 4.1 – Densidade espectral de potência dos movimentos de *roll* e *pitch* de uma embarcação (GRIFFIN, 1990)

Observa-se que a densidade espectral de potência apresenta característica praticamente gaussiana. Além disso, os movimentos estão compreendidos em frequências inferiores a 0,5Hz, sendo a maior parcela abaixo de 0,3Hz.

5 SISTEMA DE ACIONAMENTO HIDRÁULICO

O circuito de acionamento hidráulico considerado neste trabalho é mostrado na Figura 5.1, sendo composto basicamente pelos seguintes componentes hidráulicos:

- Reservatório;
- Filtro;
- Bomba;
- Motor;
- Válvula limitadora de pressão;
- Acumulador;
- Válvula direcional proporcional assimétrica;
- Cilindro assimétrico.

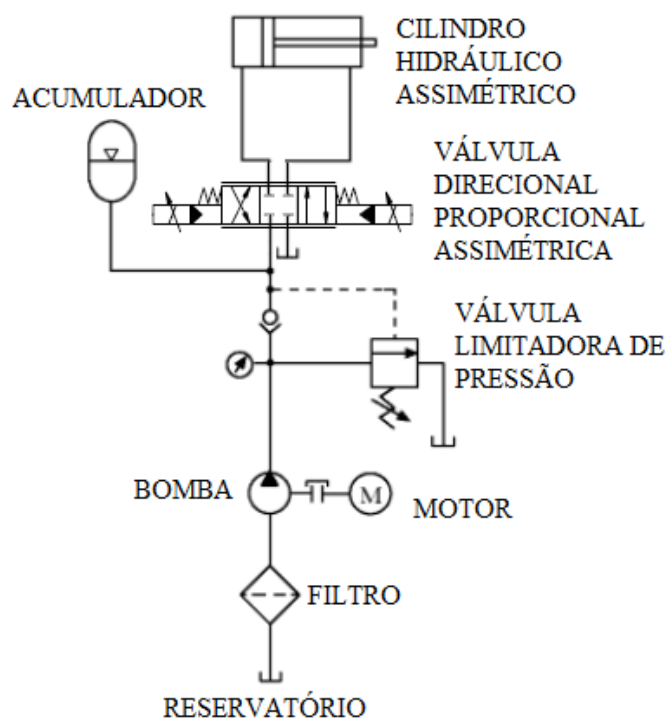


Figura 5.1 – Circuito de acionamento hidráulico

Comumente, reservatório, filtro, motor e bomba são fabricados conjuntamente, formando a unidade de potência hidráulica.

Neste projeto, considera-se o uso de uma unidade de potência hidráulica conectada aos circuitos de acionamento de três cilindros hidráulicos. Além disso, admite-se que o circuito é ideal e capaz de fornecer fluido com pressão praticamente constante. Os elementos ativos de controle são as válvulas e os cilindros hidráulicos.

A seguir serão detalhadas as funções de cada componente hidráulico utilizado.

5.1 Reservatório Hidráulico

O reservatório hidráulico é utilizado basicamente para armazenar o fluido que circula pelo circuito hidráulico. Também possui a finalidade de permitir que o ar misturado suba, os contaminantes acomodem-se e o calor seja dissipado (MERRIT, 1967).

O reservatório deve ter a capacidade de armazenamento em galões deve ser de pelo menos duas a três vezes maior que a capacidade de vazão da bomba em galões por minuto (MERRIT, 1967). Este critério garante o fornecimento adequado de fluido na partida, permite manter um nível de fluido mesmo com as variações de vazão durante a operação, torna possível sustentar o sistema em um caso emergencial de rompimento de uma linha, permite que a sujeira seja separada do fluido e reestabelecer o fluido perdido (MERRIT, 1967).

5.2 Filtro

O filtro é um componente vital para um circuito hidráulico, uma vez que a grande maioria dos problemas nos sistemas hidráulicos ocorre devido à presença de contaminantes (MERRIT, 1967). Sua função é reter as impurezas, permitindo a passagem apenas de partículas de tamanho reduzido, mantendo um nível de pureza do fluido adequado à operação (MERRIT, 1967).

As impurezas existentes no fluido são geradas pela deterioração dos próprios componentes (MERRIT, 1967). Uma grande contribuição é devida à inapropriada limpeza dos componentes durante o processo de fabricação (MERRIT, 1967). As partículas misturadas ao fluido chocam-se com as partes dos equipamentos internos, danificando-os (MERRIT, 1967). Nas válvulas de controle, estas partículas podem deteriorar os orifícios, diminuindo a capacidade de controle e aumentando o vazamento (MERRIT, 1967). Excesso de impurezas pode resultar na falha geral do sistema (MERRIT, 1967).

5.3 Motor e Bomba Hidráulica

O motor possui a finalidade de girar a bomba hidráulica, a qual é responsável por movimentar o fluido através do circuito. A bomba é capaz de gerar uma vazão constante, não sendo capaz de regular a pressão de saída. Contudo, variações na carga podem alterar significativamente a pressão de saída (MERRIT, 1967). Por essa razão, internamente à unidade de potência hidráulica, geralmente, é conectada, à saída da bomba, uma válvula limitadora de pressão, responsável por manter a pressão de suprimento constante.

5.4 Válvula Limitadora de Pressão

As condições de operação do sistema podem resultar em variações na pressão de suprimento, a qual pode, inclusive, atingir um nível suficientemente alto causando rompimento das vias. Para evitar problemas deste tipo, e aumentar a performance do sistema de controle, são usadas válvulas limitadoras de pressão, as quais impedem a subida de pressão, mantendo-a em um patamar conhecido. A válvula representada é do tipo *bypass*, pois o alívio de pressão é obtido permitindo que o fluido passe pela válvula e retorne ao reservatório.

5.5 Acumulador

Outro componente do circuito utilizado para regular a pressão de suprimento é o acumulador, o qual é utilizado para armazenar energia hidráulica e descarregá-la quando necessário para manter a pressão de suprimento constante. O acumulador é capaz de fornecer energia durante picos de demanda de carga, pulsações da bomba e surtos da válvula de controle (LEWIS e STERN, 1962).

No caso de uma falha no sistema de fornecimento de energia principal, um acumulador pode fornecer energia temporariamente, permitindo que o sistema continue operando e consiga movimentar os componentes hidráulicos até posições de segurança (ALBERS, 2010).

5.6 Válvula Direcional Proporcional Assimétrica

As válvulas direcionais proporcionais assimétricas consideradas neste trabalho possuem a função de regular não somente a vazão de fluido através de seus orifícios,

mas também a direção do fluxo de fluido, permitindo, portanto, definir a direção de deslocamento do cilindro, assim como a velocidade de deslocamento.

É importante ressaltar que, embora seja considerado o uso de válvulas direcionais proporcionais, o modelo dinâmico é equivalente ao de servoválvulas, ou seja, o sistema de controle desenvolvido pode ser utilizado para ambos os tipos (DE NEGRI, 2001). Enquanto as válvulas direcionais proporcionais utilizam, para seu acionamento, solenoides proporcionais, as servoválvulas utilizam um motor de torque.

Neste trabalho, as válvulas consideradas são de carretel de 4 vias, cuja parte construtiva é mostrada na Figura 5.2. Quando não há atuação, o carretel é mantido na posição central através da ação de uma mola. Deslocando-se o carretel para a esquerda, como a pressão de suprimento P_s é maior que a pressão de retorno P_t , o fluido fluirá da linha (tubulação) de suprimento P_s , passando pelo orifício 3, acionando a carga e retornando pelo orifício 6 e indo para o reservatório através da linha de retorno P_t . Já com o deslocamento do carretel para a direita, o fluido seguirá da linha de suprimento para o orifício 5, acionando a carga e retornando pela linha 4, dirigindo-se, então, para o reservatório através da linha de retorno.

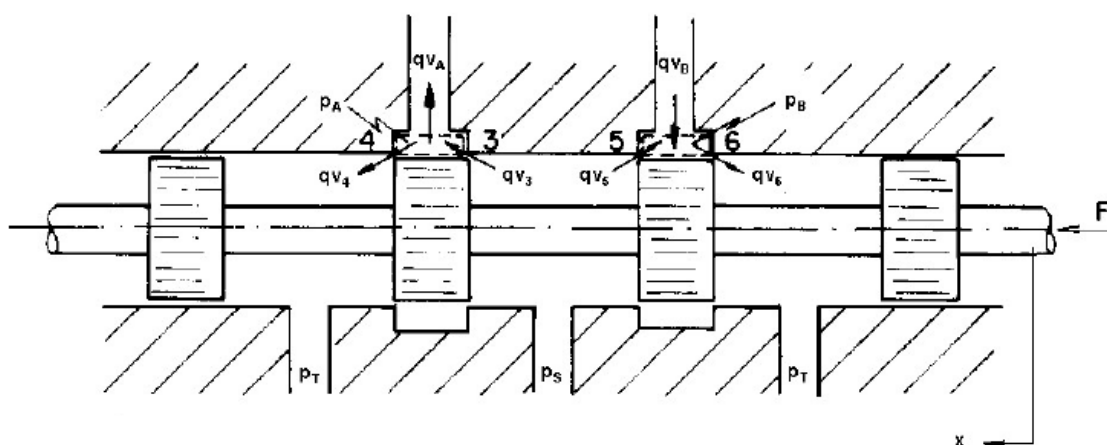


Figura 5.2 – Válvula de carretel de 4 vias e 4 ressaltos (DE NEGRI, 2001)

Deve-se observar que a diferença de pressão entre as linhas de suprimento e de retorno resulta em uma força utilizada para o acionamento de uma carga, que será proporcional a esta diferença de pressão, denominada pressão de carga. Também é importante perceber que com a movimentação do carretel surge uma vazão de controle. Estes efeitos serão explicados detalhadamente na modelagem dinâmica do sistema hidráulico.

As válvulas podem ser de três tipos, centro subcrítico, crítico e supercrítico (DE NEGRI, 2002). Esta característica está associada à largura dos ressaltos do carretel com relação à dos pórticos da válvula, conforme descrito a seguir:

- Centro subcrítico: largura do ressalto menor que a do pórtico;
- Centro crítico: largura do ressalto igual à do pórtico (caso ideal, contudo, na realidade existe uma pequena sobreposição);
- Centro supercrítico: largura do ressalto maior que a do pórtico.

A Figura 5.3 ilustra os três casos e mostra também a característica de vazão para cada um.

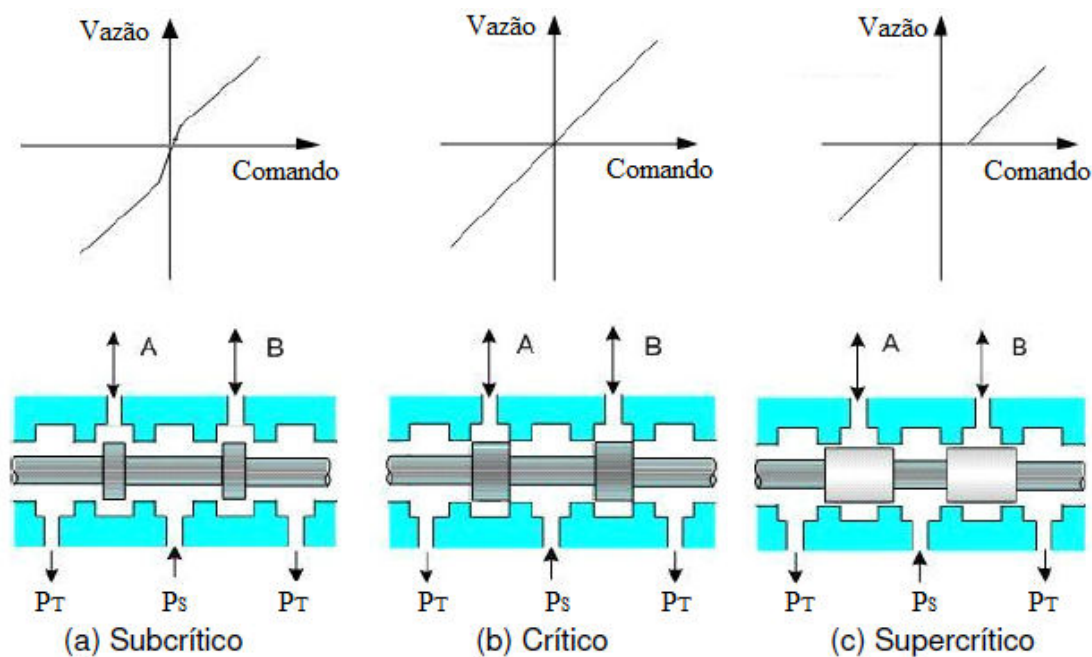


Figura 5.3 – Tipos de centro para válvulas de carretel (PEREIRA, 2006)

No caso das válvulas de centro subcrítico, mesmo com o carretel na posição central, existirá um fluxo através da válvula, resultando em altas perdas de energia (MERRIT, 1967). Além disso, para as regiões distantes do centro, o ganho de vazão e de pressão são pequenos, restringindo a aplicação dessas válvulas apenas a aplicações especiais (MERRIT, 1967).

As válvulas de centro supercrítico não são utilizadas, geralmente, em sistemas de controle devido à grande zona morta apresentada.

Válvulas de centro crítico são desejadas para sistemas de controle, uma vez que apresentam, idealmente, ganho de vazão linear para toda sua faixa de atuação. Na prática, são fabricadas com as larguras dos ressaltos dos carretéis levemente maiores que as larguras dos pórticos, resultando em uma pequena sobreposição e consequentemente, uma zona morta proporcional. Esta sobreposição evita instabilidades

que poderiam ser causadas pelo sistema de controle caso a sobreposição fosse nula, pois facilmente o sentido de fluxo através das vias de saída da válvula poderia ser alterado.

Os orifícios das válvulas podem ser iguais ou diferentes, caracterizando, respectivamente, as válvulas simétricas e assimétricas. Essa diferença resulta em vazões diferentes para sinais de comando positivo e negativo. A escolha entre estes tipos depende do cilindro que é utilizado. No caso de um cilindro assimétrico, a válvula deve ser assimétrica com relação entre as áreas dos orifícios iguais à razão das áreas do êmbolo do cilindro. (FURST e DE NEGRI, 2002). Tipicamente, são fabricadas válvulas com proporção 2:1, ou seja, um orifício possui uma área duas vezes maior que a outra.

O vazamento existente em uma válvula simétrica, em função da posição do carretel, é mostrado na Figura 5.4. A medição deste vazamento é realizada com as vias da válvula bloqueadas. Percebe-se que o vazamento é máximo na região central do carretel, prejudicando a ação de controle próximo a esta região.

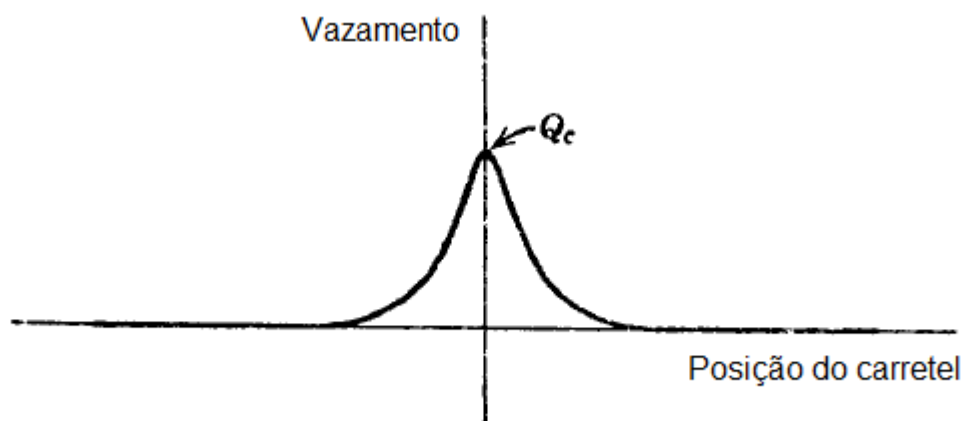


Figura 5.4 – Gráfico do vazamento da válvula com as vias bloqueadas (MERRIT, 1967)

Nas mesmas condições para esta válvula foi levantada a curva de vazão, mostrada na Figura 5.5. Nota-se que a vazão existente (vazamento), para uma válvula

nova, varia linearmente com a pressão de suprimento e, portanto, usando-se pressões menores o sistema de controle pode apresentar maior precisão. À medida que a válvula é utilizada, em função do desgaste, o vazamento é aumentado e sua relação linear com a pressão de suprimento deixa de existir (MERRIT, 1967).

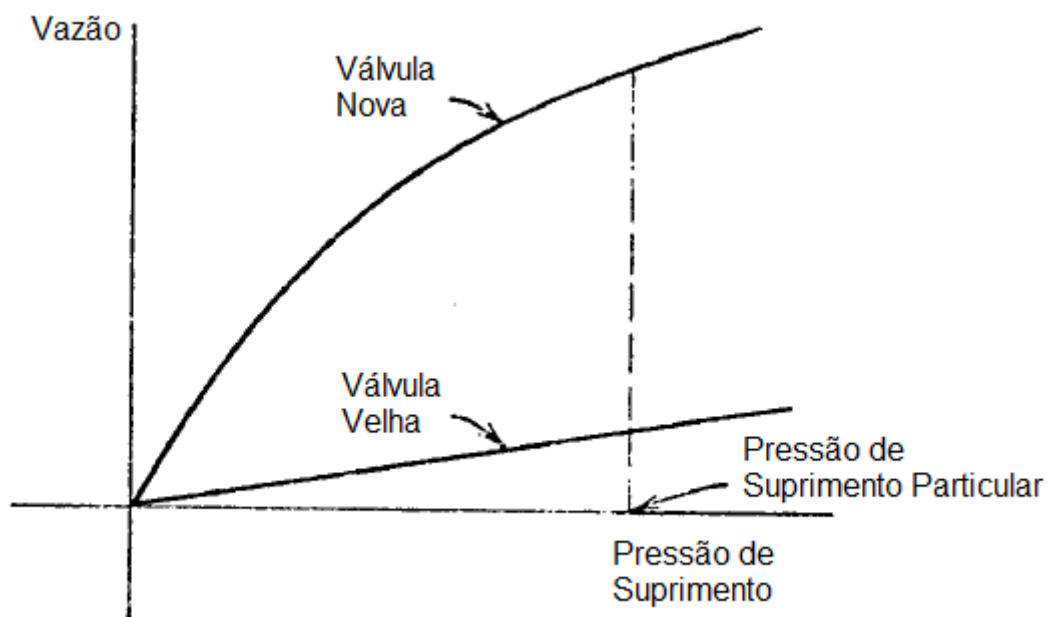


Figura 5.5 – Gráfico da vazão com carretel centralizado e vias bloqueadas (MERRIT, 1967)

Neste trabalho, é considerado o uso de válvulas direcionais proporcionais assimétricas.

5.7 Cilindro Hidráulico de Dupla Ação Assimétrico

Os atuadores utilizados neste trabalho, utilizados para movimentar a plataforma, são cilindros hidráulicos, os quais são capazes de operar continuamente, intermitentemente, parados ou com inversões de sentido de movimento sem sofrer danos (MERRIT, 1967). A faixa de velocidades possíveis para esses cilindros é ampla e

sua rigidez é maior que outros tipos de dispositivos, desta forma, a queda de velocidade em função da inserção de carga é pequena (MERRIT, 1967). Apresentam alto torque e, portanto, pequenos cilindros são capazes de movimentar altas cargas (MERRIT, 1967).

Além disso, o fluido utilizado atua como lubrificante, aumentando a vida útil não somente do cilindro, mas também de todos componentes hidráulicos (MERRIT, 1967). Conforme já explicado, o fluido necessita de filtragem adequada para não danificar os componentes.

A Figura 5.6 ilustra um cilindro hidráulico assimétrico com carga acionado por uma válvula direcional proporcional. Assim como no caso da válvula assimétrica, para o cilindro assimétrico, a proporção entre as áreas A_A e A_B é de 2:1, sendo esta altamente usada comercialmente.

Observa-se que, através do posicionamento do carretel da válvula, conforme já explicado anteriormente, é possível variar as vazões q_{VA} e q_{VB} , as quais definirão a quantidade e o sentido do fluido e, conseqüentemente, de movimentação e velocidade do cilindro. Este é um cilindro de dupla ação, uma vez que o fluxo de fluido das duas câmaras do cilindro é controlado.

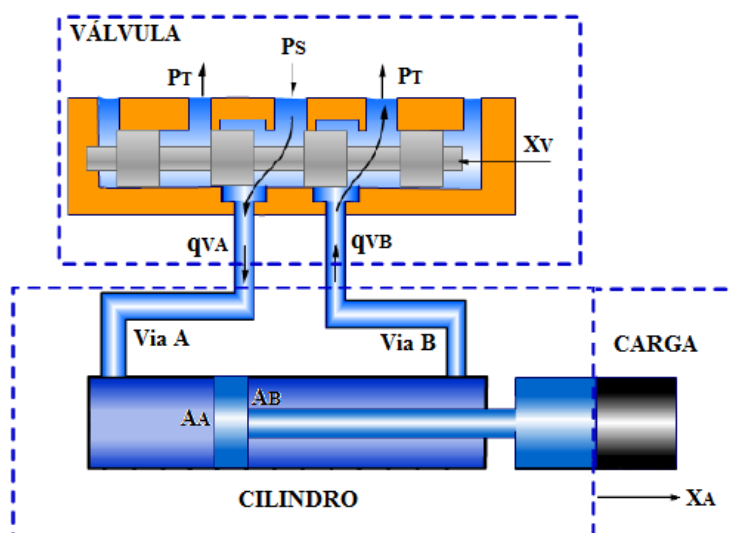


Figura 5.6 – Conjunto válvula e cilindro hidráulico – adaptação de SERRANO (2007)

O cilindro hidráulico sofre a ação de vários atritos, os quais são efeitos físicos não lineares e prejudicam a ação de controle. Os atritos são dependentes de uma série de fatores, entre os quais podem ser destacados o sentido de movimento, temperatura, velocidade, desgaste, lubrificação, posição e ainda do histórico de movimentações já realizado (VALDIERO, 2005).

A Figura 5.7 mostra o gráfico dos principais atritos existentes, os quais são os atritos de *Stribeck*, viscoso, de arraste e de *Coulomb*. Estes dependem, principalmente, da velocidade de deslocamento da haste do cilindro. Através da análise deste gráfico, percebe-se que na região de baixa velocidade, as não linearidades nas forças de atrito são acentuadas, podendo ocasionar atrasos no seguimento de referência ou erro de posicionamento estático e até mesmo instabilidade (PEREIRA, 2006).

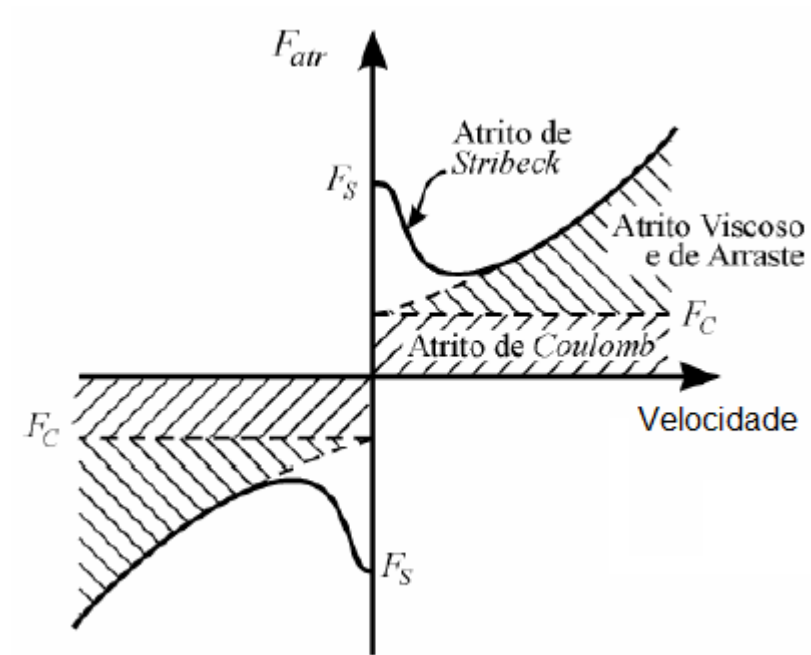


Figura 5.7 – Gráfico dos atritos existentes em um cilindro hidráulico em regime permanente (VALDIERO, 2005)

6 MODELAGEM DO SISTEMA HIDRÁULICO

Nas seções 6.1 e 6.2 serão apresentados os modelos dinâmicos não lineares tanto da válvula direcional proporcional assimétrica quanto do cilindro diferencial (assimétrico) com carga. Embora esses modelos sejam capazes de descrever de forma mais efetiva o comportamento dos equipamentos, utilizam-se modelos lineares para desenvolver o projeto de controladores. Portanto, nas seções 6.3 e 6.4 são descritos os modelos lineares do conjunto “válvula+cilindro hidráulico+carga”. Embora o modelo linear não seja capaz de caracterizar com fidelidade o comportamento do cilindro hidráulico, pelo fato de estar limitado tanto pelas simplificações quanto pelas desconsiderações realizadas (VIRVALO, 1999), o mesmo é utilizado para projeto de controladores.

6.1 Modelo Não Linear da Válvula Direcional Proporcional Assimétrica

O modelo dinâmico de uma válvula pode ser representado por uma equação de 2ª ordem. Para tal, são utilizadas tanto a equação de 2ª ordem que relaciona a tensão de entrada e o deslocamento do carretel, quanto a equação de Bernoulli, a qual representa a vazão de fluido através dos orifícios (FOX e McDONALD, 1995). A dinâmica da válvula pode, portanto, ser representada pela equação (6.1).

$$\ddot{U}_c = \omega_v^2 U_v - 2\xi_v \omega_v \dot{U}_c - \omega_v^2 U_c \quad (6.1)$$

Onde:

U_c : tensão proporcional ao deslocamento do carretel [V]

U_v : tensão de acionamento da válvula [V]

ξ_v : razão de amortecimento

ω_v : frequência natural [rad/s]

A partir da equação (6.1), é possível obter a equação (6.2), através da aplicação da transformada de Laplace.

$$U_c(s) = \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v\omega_v s + \omega_v^2} U_v(s) \quad (6.2)$$

Percebe-se que a dinâmica da válvula depende, basicamente, dos parâmetros ξ e ω_v , cujos valores podem ser obtidos analisando-se catálogo da válvula, onde são apresentados, geralmente, gráficos de resposta em frequência ou de resposta a saltos de diferentes amplitudes.

A vazão nos orifícios da válvula pode ser determinada através da equação (6.3) (FURST, 2001).

$$K_V = \frac{q_{Vc_n}}{\sqrt{\Delta p_{t_n}}} \quad (6.3)$$

Onde:

K_V : coeficiente de vazão total [(m³/s)/(Pa)^{1/2}]

q_{Vc_n} : vazão de controle nominal [m³/s]

Δp_{t_n} : queda de pressão total nominal [Pa]

As curvas de vazão em função da abertura da válvula, para diferentes quedas de pressão, são, tipicamente, apresentadas no catálogo do fabricante, permitindo a obtenção do coeficiente de vazão total.

É possível utilizar o coeficiente de vazão parcial K_{Vp} (FURST, 2001) nos casos em que os catálogos apresentam medições da queda de pressão parcial. Para válvulas de 4 vias assimétricas, as quedas de pressão total e parcial, respectivamente representadas por Δp_t e Δp_p , são relacionadas de acordo com a equação (6.4) (FURST e DE NEGRI, 2002).

$$\Delta p_t = 2\Delta p_p \quad (6.4)$$

Assim, obtém-se a equação (6.5)

$$K_{V_p} = K_V \sqrt{2} \quad (6.5)$$

Desprezando-se o vazamento interno da válvula, podem ser definidas as equações (6.6) a (6.9) (PEREIRA, 2006).

Para deslocamento positivo do carretel da válvula ($x_V \geq 0$):

$$q_{VA} = K_{VA} \frac{U_c}{U_{cn}} \sqrt{p_S - p_A} \quad (6.6)$$

$$q_{VB} = K_{VB} \frac{U_c}{U_{cn}} \sqrt{p_B - p_T} \quad (6.7)$$

Para deslocamento positivo do carretel da válvula ($x_V \leq 0$):

$$q_{VA} = K_{VA} \frac{U_c}{U_{cn}} \sqrt{p_A - p_T} \quad (6.8)$$

$$q_{VB} = K_{VB} \frac{U_c}{U_{cn}} \sqrt{p_S - p_B} \quad (6.9)$$

Onde:

q_{VA} : vazão de controle através da via A [m^3/s]

q_{VB} : vazão de controle através da via B [m^3/s]

K_{VA} : coeficiente de vazão parcial na via A [$(\text{m}^3/\text{s})(\text{Pa})^{1/2}$]

K_{VB} : coeficiente de vazão parcial na via B [$(\text{m}^3/\text{s})(\text{Pa})^{1/2}$]

U_c : tensão proporcional ao deslocamento do carretel [V]

U_{cn} : tensão proporcional ao deslocamento nominal do carretel [V]

p_A : pressão na câmara A do cilindro [Pa]

p_B : pressão na câmara B do cilindro [Pa]

p_S : pressão de suprimento [Pa]

p_T : pressão de retorno [Pa]

6.2 Modelo Não Linear do Cilindro Diferencial Com Carga

Nesta análise é considerada a existência de uma carga conectada ao cilindro, permitindo que ambos sejam modelados conjuntamente, com seus comportamentos dinâmicos descritos por apenas uma equação.

Para descrever a dinâmica de movimentação, são consideradas as principais forças atuantes sobre o sistema. Aplicando a 2ª lei de Newton, obtém-se a equação (6.10), a qual descreve a aceleração do conjunto. A principal dessas é a força hidráulica, que surge devido às pressões existentes nas câmaras do cilindro e pode ser controlada para posicionar o cilindro no ponto desejado (PEREIRA, 2006).

$$\ddot{x}_A = \frac{1}{m} [(p_A A_A - p_B A_B) - F_{at} - F_L + F_G] \quad (6.10)$$

Onde:

A_A : área A do cilindro [m²]

A_B : área B do cilindro [m²]

F_{at} : forças de atrito [N]

F_L : força externa aplicada [N]

F_G : força gravitacional [N]

m : soma das massas da haste do cilindro, carga e fluido [Kg]

\ddot{x}_A : aceleração da haste do cilindro [m/s²]

A equação da continuidade (DE NEGRI, 2001), a qual descreve a conservação de massa compreendida em um volume de controle, é utilizada para obterem-se as equações (6.11) e (6.12), que definem as variações de pressão nas câmaras do cilindro assimétrico, desconsiderando-se o vazamento interno (PEREIRA, 2006).

$$\dot{p}_A = \frac{\beta_e}{V_A}(q_{VA} - A_A \dot{x}_A) \quad (6.11)$$

$$\dot{p}_B = -\frac{\beta_e}{V_B}(q_{VB} - A_B \dot{x}_A) \quad (6.12)$$

Onde:

β_e : módulo de compressibilidade efetivo [Pa]

V_A : volume da câmara A [m³]

V_B : volume da câmara B [m³]

\dot{x}_A : velocidade da haste do cilindro [m/s]

A variação volumétrica nas câmaras do cilindro em função do deslocamento da haste do mesmo é descrita pelas equações (6.13) e (6.14).

$$V_A = V_{A0} + A_A x_A \quad (6.13)$$

$$V_B = V_{B0} + A_B x_A \quad (6.14)$$

Onde:

V_{A0} : volume inicial da câmara A [m³]

V_{B0} : volume inicial da câmara B [m³]

x_A : posição da haste do cilindro [m]

A modelagem matemática de um cilindro assimétrico é mais complicada com relação a um cilindro simétrico. Dessa forma, trabalha-se com a força hidráulica, e não com as pressões das câmaras, afim de simplificar o modelo (PEREIRA, 2006). Assim, substituindo-se as equações (6.11) e (6.12) na equação da força hidráulica, obtém-se a equação (6.15).

$$\dot{F}_H = \frac{A_A \beta_e}{V_A} q_{VA} + \frac{A_B \beta_e}{V_B} q_{VB} - \left(\frac{A_A^2 \beta_e}{V_A} + \frac{A_B^2 \beta_e}{V_B} \right) \dot{x}_A \quad (6.15)$$

Onde:

\dot{F}_H : variação da força hidráulica [N/s]

6.3 Modelo Linear da Válvula Direcional Proporcional Assimétrica

É possível aplicar séries de Taylor para linearizar as equações (6.6) a (6.9) em um determinado ponto de operação, definido como $U_c = 0$ (MERRIT, 1967). Nesse ponto também tem-se que $q_{VA} = q_{VB} = U_{c0} = 0$, além de $p_{A0} \neq 0$ e $p_{B0} \neq 0$. Logo, as equações (6.16) e (6.17) representam as vazões linearizadas através dos orifícios válvula (PEREIRA, 2006).

$$q_{VA} = K_{q_{UA}} U_c - K_{C_A} \delta p_A \quad (6.16)$$

$$q_{VB} = K_{q_{UB}} U_c + K_{C_B} \delta p_B \quad (6.17)$$

Onde:

δp_A : variação de pressão na câmara A no ponto de operação [Pa]

δp_B : variação de pressão na câmara B no ponto de operação [Pa]

$K_{q_{UA}}$: ganho de vazão na via A [$m^3/(sV)$]

$K_{q_{UB}}$: ganho de vazão na via B [$m^3/(sV)$]

K_{C_A} : coeficiente de vazão-pressão na via A [$m^5/(sN)$]

K_{C_B} : coeficiente de vazão-pressão na via B [$m^5/(sN)$]

Os termos $K_{C_A}\delta p_A$ e $K_{C_B}\delta p_B$ descrevem o vazamento interno da válvula. Portanto, os coeficientes de vazão-pressão, K_{C_A} e K_{C_B} , são diretamente proporcionais ao vazamento (PEREIRA, 2006).

Ainda é possível definir os ganhos de vazão conforme as equações (6.18) e (6.19) para uma válvula assimétrica de relação 2:1 (PEREIRA, 2006).

$$K_{q_{UA}} = \frac{K_V \sqrt{\Delta p_t}}{U_{cn}} \quad (6.18)$$

$$K_{q_{UB}} = \frac{K_{q_{UA}}}{2} \quad (6.19)$$

Onde:

U_{cn} : tensão proporcional ao deslocamento nominal do carretel da válvula [V]

Já os ganhos de pressão das vias A e B, $K_{P_{UA}}$ e $K_{P_{UB}}$, são, respectivamente, relacionados com os coeficientes de vazão-pressão A e B, pelas equações (6.20) e (6.21).

$$K_{C_A} = \frac{K_{q_{UA}}}{K_{P_{UA}}} \quad (6.20)$$

$$K_{C_B} = \frac{K_{q_{UB}}}{K_{P_{UB}}} \quad (6.21)$$

6.4 Modelo Linear do Cilindro Diferencial Com Carga

Com o intuito de linearizar a equação (6.10), são desconsideradas tanto a força externa quanto a força gravitacional. Além disso, com relação às forças de atrito, é considerado apenas o atrito viscoso, definido por $F_{at} = B\dot{x}_A$ (PEREIRA, 2006). Assim, obtém-se a equação (6.22).

$$\ddot{x}_A = \frac{1}{m} [(p_A A_A - p_B A_B) - B\dot{x}_A] \quad (6.22)$$

Onde:

B : coeficiente de atrito viscoso [Ns/m]

É necessário linearizar a equação da força hidráulica para um dado ponto de operação e, portanto, serão feitas algumas considerações (PEREIRA, 2006). Os volumes iniciais das câmaras A e B são iguais e cada um corresponde à metade do volume total do cilindro. Considerando deslocamentos pequenos, os volumes das câmaras A e B são iguais aos volumes iniciais. Também são definidas as relações das equações (6.23) e (6.24).

$$K_{C_p} = 2K_C \quad (6.23)$$

$$K_{C_p} = \frac{K_{C_A} + K_{C_B}}{2} \quad (6.24)$$

Onde:

K_{C_p} : coeficiente de vazão-pressão parcial [$m^5/(sN)$]

K_C : coeficiente de vazão-pressão total [$m^5/(sN)$]

Logo, é possível obter a equação (6.25) (PEREIRA, 2006).

$$\dot{F}_H = \frac{2\beta_e}{V_T} [(A_A K_{qUA} + A_B K_{qUB}) U_c - K_{Cp} F_H - (A_A^2 + A_B^2) \dot{x}_A] \quad (6.25)$$

Onde:

V_T : volume total das câmaras do cilindro [m³]

Substituindo a equação (6.25) na equação(6.22) e aplicando a transformada de Laplace, obtém-se a função de transferência de 3ª ordem do conjunto “cilindro+carga”, descrita na equação (6.26), onde $X_A(s)$ representa a dinâmica do cilindro (PEREIRA, 2006).

$$\frac{X_A(s)}{U_c(s)} = \frac{\frac{2\beta_e}{V_T m} (A_A K_{qUA} + A_B K_{qUB})}{s^3 + \left(\frac{B}{m} + \frac{2\beta_e K_{Cp}}{V_T}\right) s^2 + \frac{2\beta_e}{V_T m} (BK_{Cp} + A_A^2 + A_B^2) s} \quad (6.26)$$

6.5 Função de Transferência do Conjunto

Com base no desenvolvimento matemático desenvolvido, a função de transferência completa de 5ª ordem do conjunto “válvula proporcional assimétrica+cilindro diferencial+carga” $G(s)$ pode ser descrita pela equação (6.27) (PEREIRA, 2006).

$$G(s) = \frac{\omega_v^2}{s^2 + 2\xi_v \omega_v s + \omega_v^2} \frac{\frac{2\beta_e}{V_T m} (A_A K_{qUA} + A_B K_{qUB})}{s^3 + \left(\frac{B}{m} + \frac{2\beta_e K_{Cp}}{V_T}\right) s^2 + \frac{2\beta_e}{V_T m} (BK_{Cp} + A_A^2 + A_B^2) s} \quad (6.27)$$

6.6 Modelo Para Simulação do Sistema Mecânico Completo

Com o intuito de realizar simulações realistas considerando o sistema mecânico completo, a estrutura mecânica foi modelada separadamente, permitindo realizar

análises referentes à inserção de carga ou movimentação da mesma sobre a plataforma, avaliando os efeitos sobre o posicionamento dos 3 cilindros.

Neste caso, o modelo dinâmico da válvula permanece inalterado, enquanto o do cilindro é determinado separadamente da carga. São consideradas a força hidráulica F_H existente em função das pressões nas câmaras e a força de atrito viscoso F_{at_v} , as quais podem ser representadas, no domínio da frequência, respectivamente, pelas equações (6.28) e (6.29).

$$F_H(s) = \frac{\frac{2\beta_e}{V_T} [(A_A K_{qUA} + A_B K_{qUB}) U_c(s) - (A_A^2 + A_B^2) s X_A(s)]}{s + \frac{2\beta_e K_{Cp}}{V_T}} \quad (6.28)$$

$$F_{at_v}(s) = B s X_A(s) \quad (6.29)$$

Onde:

$F_H(s)$: força hidráulica [N]

$F_{at_v}(s)$: força de atrito viscoso [N]

6.7 Levantamento dos Parâmetros do Sistema Hidráulico

Para as simulações deste trabalho serão consideradas válvulas proporcionais assimétricas modelo 4WRZ10E185-7X/ED3V e cilindros assimétricos modelo CDT3MS263/45/400Z1X/B1HHLM, todos da Bosch Rexroth. Portanto, são levantados os parâmetros dos mesmos considerando as condições de operação da plataforma.

Os parâmetros da válvula são obtidos através de curvas mostradas nos catálogos. Geralmente, as curvas são levantadas aplicando-se sinais do tipo degrau ou tipo senóide de várias frequências, sendo este último apenas para a determinação da frequência natural da válvula.

No caso de sinais tipo degrau, são realizadas medidas considerando-se vários degraus de amplitudes diferentes. Observa-se que para diferentes amplitudes, os parâmetros apresentam variação e, portanto, os parâmetros a serem considerados devem ser a média dos valores obtidos.

Já para os levantamentos com sinais senoidais, aplicam-se senóides de diferentes amplitudes e suas frequências são excursionadas dentro de uma faixa para obter os gráficos de bode para cada amplitude. A frequência natural é determinada no ponto em que a defasagem corresponde a 90° (JOHNSON, 2004). Também observa-se que para diferentes amplitudes são obtidos diferentes valores, sendo necessário utilizar a média dos mesmos.

No caso do catálogo da válvula utilizada, é apresentado o gráfico da variação de sinal percentual em função da amplitude dos degraus.

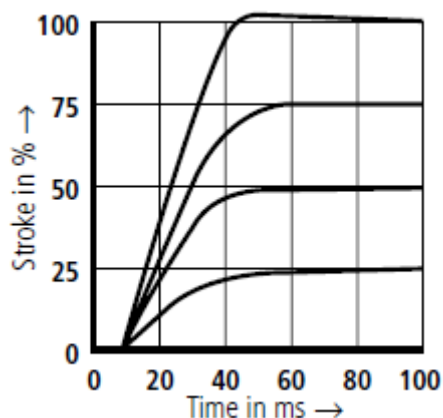


Figura 6.1 – Variação de sinal percentual em função da amplitude dos degraus (Bosch Rexroth, 2002)

Portanto, com base na média dos tempos de subida e acomodação e considerando as especificações do domínio do tempo (FRANKLIN et al., 1995), são obtidos os parâmetros $\xi_v \cong 1$ e $\omega_v \cong 90$ rad/s (PEREIRA, 2006).

Este projeto considera uma plataforma de 100Kg e que, no pior caso, será colocada uma carga de 500Kg cujo centro de massa é localizado exatamente sobre um dos 3 cilindros. Dessa forma, como a massa da plataforma é uniformemente distribuída em todo seu volume, um cilindro deve ter a capacidade de movimentar uma massa de aproximadamente 533Kg. Considerando que a frequência máxima dos movimentos da

embarcação é de 0,5Hz, através de simulações, foi determinado que a velocidade máxima ($\dot{x}_{A_{max}}$) de um cilindro é de aproximadamente 0,65m/s e a aceleração máxima ($\ddot{x}_{A_{max}}$) é de aproximadamente 2m/s². Levando em consideração a força inercial, a gravitacional e a de atrito viscoso, a força máxima $F_{A_{max}}$ à qual um cilindro estará submetido pode ser determinada pela equação (6.30).

$$F_{A_{max}} = m\ddot{x}_{A_{max}} + B\dot{x}_{A_{max}} + mg \cong 6600N \quad (6.30)$$

Onde:

g : aceleração gravitacional [m/s²]

A pressão de carga máxima (máxima diferença entre as pressões das duas câmaras do cilindro) é determinada conforme a equação (6.31).

$$P_{C_{max}} = \frac{F_{A_{max}}}{A_A} = \frac{6600}{31,17 \times 10^{-4}} = 21,17 \times 10^5 Pa \quad (6.31)$$

Em uma válvula assimétrica de proporção 2:1 utilizada juntamente com um cilindro diferencial de proporção 2:1, as quedas de pressão total na válvula são diferentes no avanço e no recuo da haste do cilindro. Portanto, considera-se a média desses valores. Para uma pressão de suprimento (P_S) de $50 \times 10^5 Pa$, é possível determinar as quedas de pressão total e parcial da válvula, respectivamente, através das equações (6.32) e (6.33) cilindro (FURST e DE NEGRI, 2002).

$$\Delta p_t \cong P_S - P_{C_{max}} = 28,83 \times 10^5 Pa \quad (6.32)$$

$$\Delta p_p = \frac{\Delta p_t}{2} = 14,42 \times 10^5 Pa \quad (6.33)$$

A queda de pressão total é utilizada para determinar a vazão de acordo com o gráfico da Figura 6.1. Considerando $\Delta p_t = 28,83 \times 10^5 Pa$ e $U_C = 10V$, a vazão aproximada é de 148L/min.

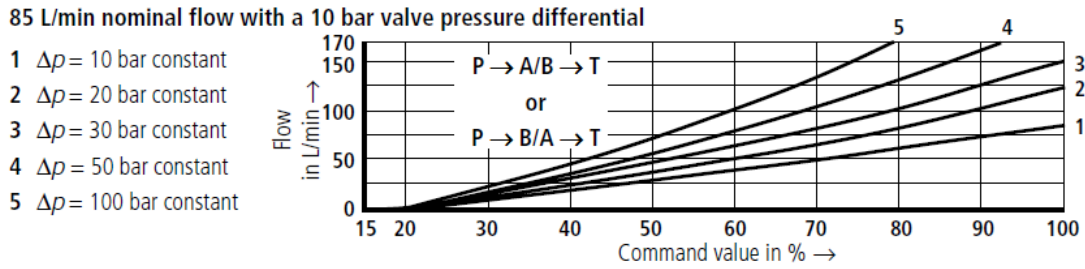


Figura 6.2 – Curva de vazão em função da abertura da válvula para diferentes quedas de pressão (Bosch Rexroth, 2002)

O ganho de vazão na linha A pode ser calculado através da equação (6.34), enquanto o ganho de vazão na linha B é obtido da equação (6.35).

$$K_{q_{UA}} = \frac{q_{VA}}{U_C} = \frac{148}{60} \frac{1}{1000} = 2,47 \times 10^{-4} \frac{(m^3/s)}{V} \quad (6.34)$$

$$K_{q_{UB}} = \frac{K_{q_{UA}}}{2} = 1,23 \times 10^{-4} \frac{(m^3/s)}{V} \quad (6.35)$$

O catálogo da válvula não apresenta os gráficos que permitem extrair os ganhos de pressão. Logo, é considerado o gráfico da Figura 6.1, o qual foi obtido com experimentos, de acordo com a ISO 10770-1, em PEREIRA (2006) e mostra a pressão em função da tensão de entrada da válvula com as vias bloqueadas. No experimento foi utilizada uma pressão de suprimento de 100bar ($100 \times 10^5 Pa$).

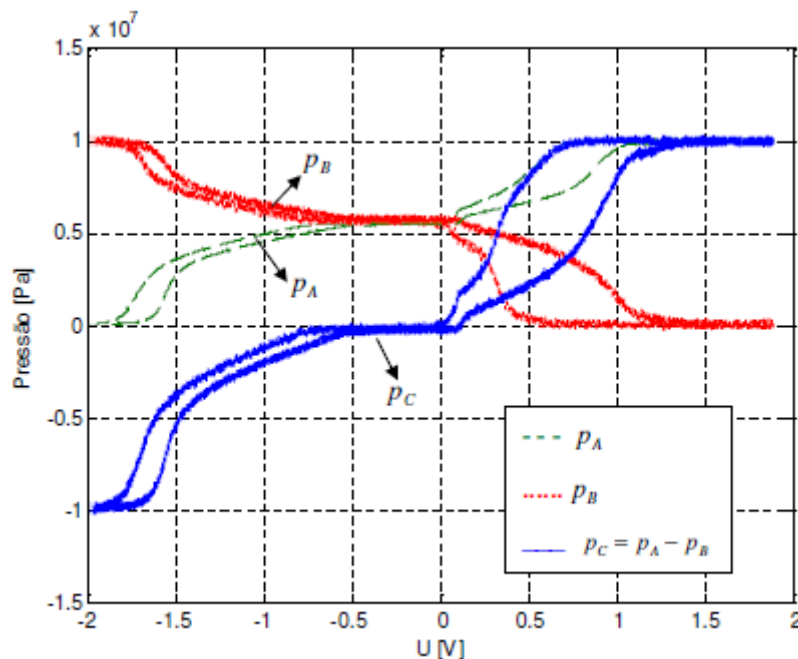


Figura 6.3 - Pressão em função da tensão da válvula com as vias bloqueadas (PEREIRA, 2006)

Os valores obtidos em PEREIRA (2006) foram $K_{P_{UA}} = 4,79 \times 10^6 \text{ Pa/V}$ e $K_{P_{UB}} = 4,1 \times 10^6 \text{ Pa/V}$. Como os ganhos de pressão são diretamente proporcionais à pressão de suprimento dos experimentos, é possível calculá-los para qualquer outra pressão de suprimento (JOHNSON, 1991). Para uma pressão de suprimento de $50 \times 10^5 \text{ Pa}$, são obtidos $K_{P_{UA}} = 2,4 \times 10^6 \text{ Pa/V}$ e $K_{P_{UB}} = 2,05 \times 10^6 \text{ Pa/V}$.

Através das equações (6.20), (6.21) e (6.24), obtém-se os coeficientes de vazão-pressão $K_{C_A} = 1,03 \times 10^{-10} (\text{m}^5/\text{sN})$, $K_{C_B} = 6,0 \times 10^{-11} (\text{m}^5/\text{sN})$ e $K_{C_p} = 8,15 \times 10^{-11} (\text{m}^5/\text{sN})$.

Para o cilindro hidráulico diferencial, foram utilizados os dados levantados em SCHWARTZ (2004), que são o coeficiente de atrito viscoso $B = 488 \text{ Ns/m}$ e módulo de compressibilidade $\beta_e = 0,8 \times 10^9 \text{ Pa}$. De acordo com PEREIRA (2006), no ponto de operação, onde os volumes das duas câmaras são iguais, o volume total deste cilindro é $V_T = 9,1691 \times 10^{-4} \text{ m}^3$.

A frequência natural mínima do cilindro (ω_{cil}) pode ser aproximada pela equação (6.36) e é utilizada porque limita, dinamicamente, o sistema (VIRVALO, 1999). Para $A_A = 31,17 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ e $A_B = 15,27 \times 10^{-4} \text{ m}^2$ obtém-se:

$$\omega_{cil} \cong \sqrt{\frac{4\beta_e \left(\frac{A_A + A_B}{2}\right)^2}{V_t m}} \cong 405 \text{ rad/s} \quad (6.36)$$

Considerando esses parâmetros, as equações (6.28) e (6.29) resultam nas equações (6.37) e (6.38).

$$F_H(s) = \frac{1671213U_C(s) - 21022640sX_A(s)}{s + 142,13} \quad (6.37)$$

$$F_{at_v}(s) = 488sX_A(s) \quad (6.38)$$

A Tabela 6-1 lista os parâmetros que foram levantados para o sistema hidráulico considerando as condições do projeto.

Tabela 6-1– Parâmetros do sistema hidráulico

Parâmetro	Valor	Unidade
K_{qUA}	$2,47 \times 10^{-4}$	$\frac{(m^3/s)}{V}$
K_{qUB}	$1,23 \times 10^{-4}$	$\frac{(m^3/s)}{V}$
K_{Cp}	$8,15 \times 10^{-11}$	(m^5/sN)
β_e	$0,8 \times 10^9$	Pa
V_T	$9,1691 \times 10^{-4}$	m^3
A_A	$31,17 \times 10^{-4}$	m^2
A_B	$15,27 \times 10^{-4}$	m^2
m	533	Kg
B	488	Ns/m
ξ_v	1	-
ω_v	90	rad/s

7 CONTROLADOR REPETITIVO

O controlador repetitivo apresenta a característica de capacidade de seguimento e rejeição de referências senoidais (INOUE, 1981). É baseado na teoria do modelo interno, a qual define que desde que a Transformada de Laplace do sinal de referência esteja incluída na malha de controle entre a entrada da referência e a saída da planta, a saída segue a referência sem erros em regime permanente (FRANCIS e WONHAM, 1975).

O princípio de funcionamento do controlador está baseado no atraso do sinal de erro da malha de controle, sendo este realimentado ao sistema, de modo que a atuação seja aplicada no próximo ciclo do sinal periódico de referência. Ou seja, a ação de controle demora um certo tempo (tempo de atraso do sinal de erro) para ser iniciada e é baseada sempre em sinais passados. A Figura 7.1 apresenta a estrutura do controlador repetitivo.

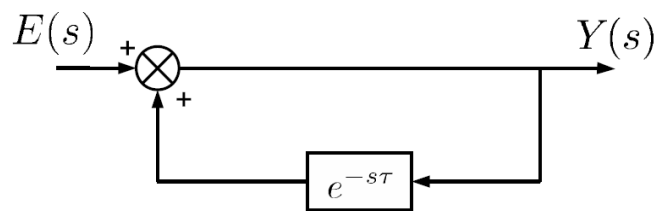


Figura 7.1 – Estrutura do controlador repetitivo

Com base na equação (7.1), observa-se que a função de transferência é dada de acordo com a equação (7.2).

$$e^{-s\tau} = \cos(w\tau) - j\text{sen}(w\tau) \quad (7.1)$$

$$G_r(s) = \frac{1}{1 - \cos(w\tau) + j\text{sen}(w\tau)} \quad (7.2)$$

Desta forma, conclui-se que para a frequência fundamental $\omega_o = \frac{2\pi}{\tau}$ rad/s, assim como para todas frequências múltiplas da mesma, o denominador da equação (7.2) é zero, implicando em ganho infinito para o controlador repetitivo.

Uma vez que o controlador repetitivo apresenta um número infinito de polos, é impossível estabilizar tal sistema com um número finito de zeros em malha fechada (FLORES et al., 2010). Além disso, ruídos e dinâmicas de alta frequência não modeladas podem instabilizar o sistema. Para manter o sistema estável, deve-se inserir um filtro passa-baixas conforme mostrado na Figura 7.2, limitando os ganhos do controlador em altas frequências (HARA et al., 1988). Embora este filtro limite o ganho do controlador, nas frequências múltiplas da fundamental os picos de ganho ainda continuam com amplitude bastante grande.

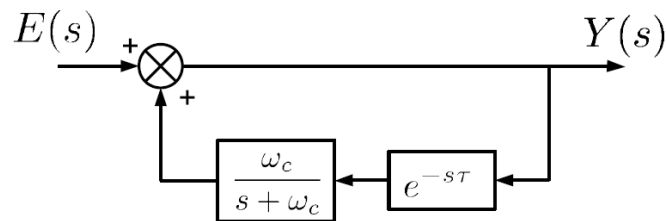


Figura 7.2 – Estrutura do controlador repetitivo com filtro passa-baixas

A Figura 7.3 mostra o diagrama de bode do ganho de um controlador repetitivo com frequência fundamental de 1rad/s e diferentes valores de frequência de corte do filtro.

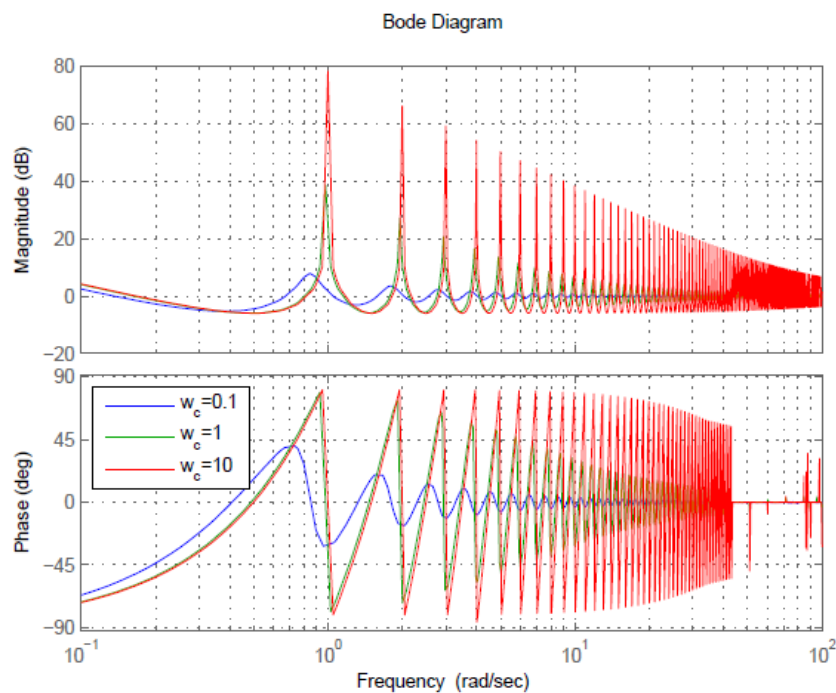


Figura 7.3 – Diagrama de bode de $G_r(s)$ de um controlador repetitivo com frequência fundamental $w_0 = 1\text{rad/s}$ (FLORES et al., 2010)

Na Figura 7.4 observa-se o efeito da inserção do filtro com relação ao posicionamento dos polos. Diminuindo-se a frequência de corte os mesmos se afastam do eixo imaginário, ou seja, maior é o amortecimento e mais rápido é atingido o regime permanente. Contudo, quanto maior o valor da frequência de corte, menor será o erro em regime permanente. Logo, existe um ponto intermediário ideal.

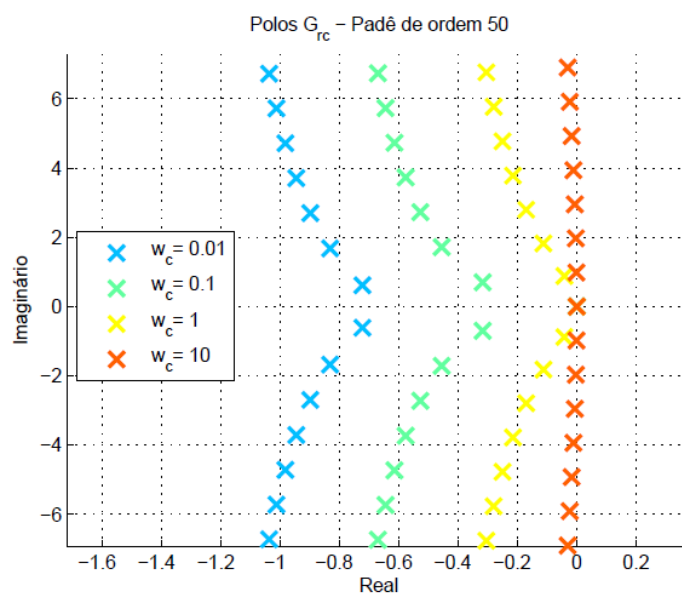


Figura 7.4 – Polos de de $G_r(s)$ para $w_0 = 1\text{rad/s}$ (FLORES et al., 2010)

8 DESCRIÇÃO DAS SIMULAÇÕES

Todas simulações foram desenvolvidas em Matlab/Simulink® e são explicadas a seguir.

8.1 Estrutura do Sistema Simulado

Com o intuito de simular uma plataforma sendo estabilizada ao compensar os movimentos de uma embarcação, foi estruturada uma simulação com duas plataformas colocadas uma acima da outra. Desta forma, a plataforma inferior pode ser usada para simular os movimentos da uma embarcação enquanto a plataforma superior é estabilizada. Ambas as plataformas são constituídas por três cilindros.

A Figura 8.1 mostra a estrutura completa que foi utilizada para simular o sistema. Primeiramente, são gerados sinais característicos referentes aos movimentos de uma embarcação. Estes são utilizados para definir as referências de posição para os três cilindros que acionam a plataforma inferior. As referências são enviadas para os sistemas de controle responsáveis pelo acionamento do sistema hidráulico. Desta forma, através da movimentação dos cilindros, a plataforma inferior executa os movimentos de uma embarcação. Os valores de *roll* e *pitch* da “embarcação” são medidos e utilizados para fazer o cálculo de posicionamento dos três cilindros que acionam a plataforma estável. Estes sinais são enviados ao sistema de controle, o qual aciona os cilindros que posicionam adequadamente a plataforma superior, compensando os movimentos da plataforma inferior, resultando na estabilização desejada.

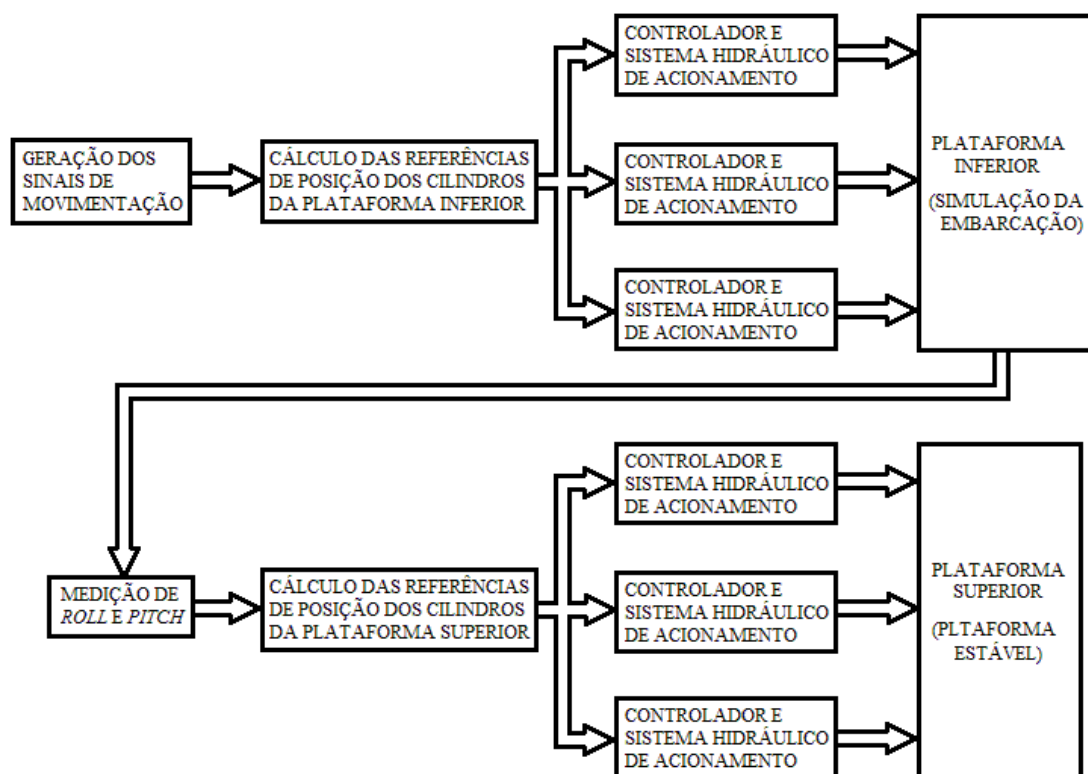


Figura 8.1 – Diagrama de blocos completo do sistema simulado

8.2 Geração dos Movimentos da Embarcação

No capítulo 4 são explicadas as características típicas de movimentação de embarcações em geral e são mostradas medidas, na Figura 4.1, para um caso específico apresentado em Griffin (1990).

Para simular condições de movimentação similares às da embarcação descrita em Griffin (1990), foram implementados filtros para gerar os movimentos de *roll* e *pitch*. Estes filtros são utilizados para amplificar ou atenuar sinais, conforme suas frequências, permitindo criar um sinal cuja característica de amplitude em função da frequência seja similar à da embarcação em questão.

Para simular os movimentos de *roll* foram somados os efeitos de três filtros gaussianos, sendo um com média 0,19 e variância 0,1, outro com média 0,13 e variância 0,035 e o terceiro com média 0 e variância 0,008. Já para a simulação dos movimentos de *pitch* foi desenvolvido um filtro gaussiano com média 0,2 e variância 0,05. A Figura 8.2 mostra os filtros gaussianos desenvolvidos. Com estes, torna-se possível a geração

de sinais com as características de amplitude e frequência da embarcação estudada. Nota-se, claramente, que as frequências naturais de *roll* e *pitch* consideradas são, respectivamente, 0,13 e 0,2Hz e também observa-se uma parcela considerável de movimentos abaixo de 0,02Hz para movimentos de *roll*, conforme mostrado nas medidas em Griffin (1990).

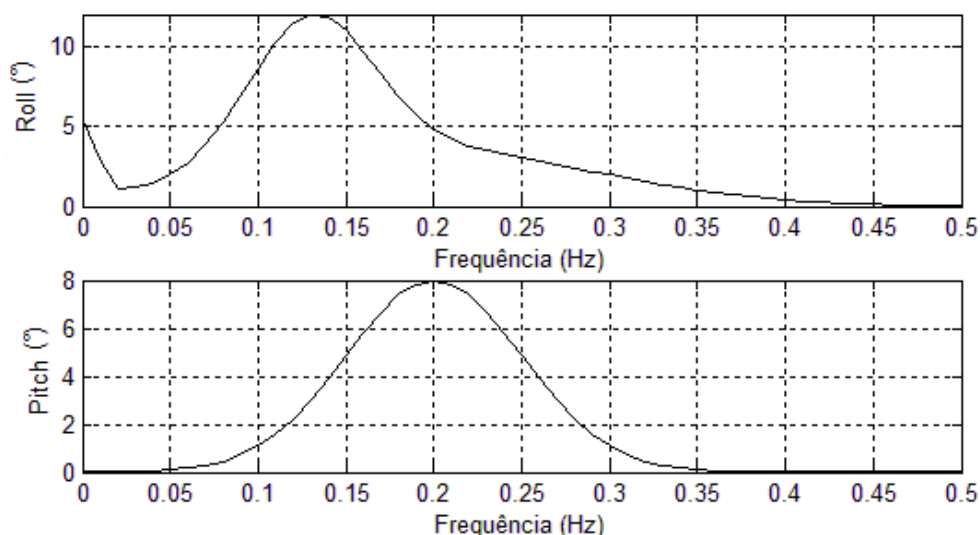


Figura 8.2 – Filtros para geração dos movimentos de *roll* (acima) e *pitch* (abaixo) da embarcação

Nas simulações, é utilizado um gerador de sinais senoidais, com amplitude constante e unitária. A frequência deste é aumentada linearmente de 0 a 0,5Hz. Aplicando este sinal aos filtros descritos, obtém-se os sinais de inclinação da embarcação com as características de amplitude e frequência desejadas. Estes sinais de *roll* e *pitch* são mostrados na Figura 8.3.

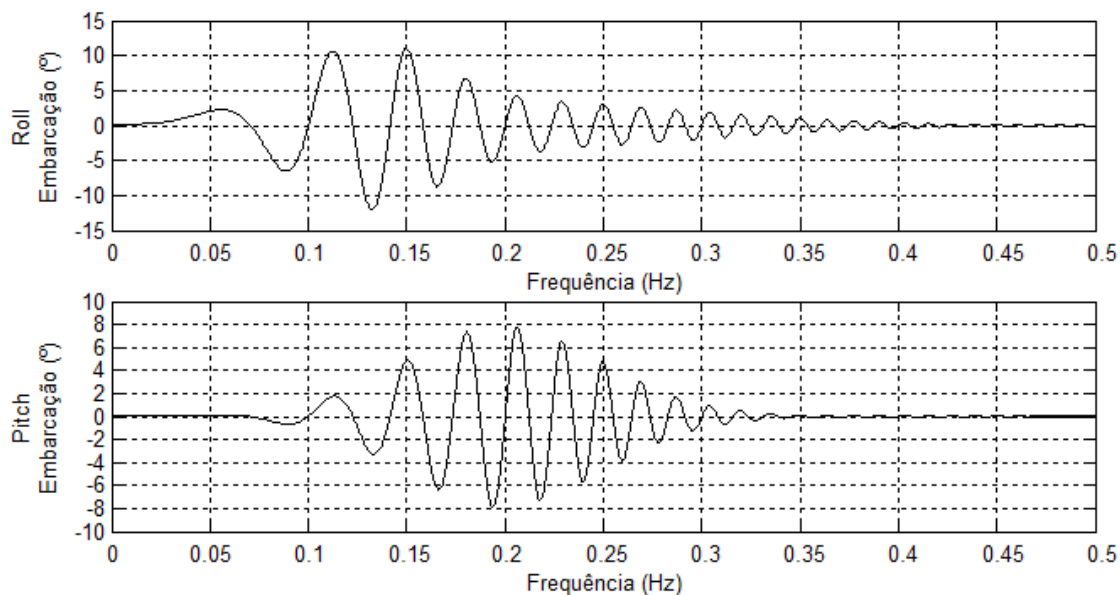


Figura 8.3 – Movimentos simulados de *roll* (acima) e *pitch* (abaixo) da embarcação na faixa de 0 a 0,5Hz

Em Griffin (1990) as medições mostram que os valores máximos de *roll* e *pitch* foram, respectivamente, $6,5^\circ$ e $1,8^\circ$ aproximadamente. Considerando oceanos mais agitados estas inclinações tornam-se maiores. Serão consideradas, para o projeto, inclinações máximas de 12° de *roll* e 8° de *pitch*. Estes são, justamente, os valores máximos mostrados nos filtros da Figura 8.2.

8.3 Cálculo das Referências de Posição dos Cilindros Hidráulicos

Levando em conta as dimensões reais dos cilindros, para comprimento do corpo dos cilindros $C_{CC} = 0,65m$ e comprimento da haste dos cilindros $C_{HC} = 0,4m$ e mantendo o centro da plataforma a uma altura onde todos cilindros encontram-se na metade de seu curso máximo, que é $0,4m$, torna-se possível definir as referências de posição de cada cilindro, em função dos ângulos θ_x e θ_y da plataforma com relação ao plano horizontal, de acordo com as equações (8.1) a (8.5), com base na Figura 8.4. Os valores considerados, conforme as dimensões da plataforma, são $D_C = 0,5m$, $H_C = 0,825m$, $\alpha = \pi/6rad$, $\beta = \pi/3rad$.

$$|R_{L1}| = \left(C_{CC} + \frac{C_{HC}}{2} \right) - \left| \left(\sqrt{D_C^2 + H_C^2}, \tan^{-1} \left(\frac{H_C}{D_C} \right) \right) - (D_C, \theta_{L1}) \right| \quad (8.1)$$

$$\theta_{L1} = \theta_X \cos \alpha + \theta_Y \cos \beta \quad (8.2)$$

$$|R_{L2}| = \left(C_{CC} + \frac{C_{HC}}{2} \right) - \left| \left(\sqrt{D_C^2 + H_C^2}, \tan^{-1} \left(\frac{H_C}{D_C} \right) \right) - (D_C, \theta_{L2}) \right| \quad (8.3)$$

$$\theta_{L2} = -\theta_X \cos \alpha + \theta_Y \cos \beta \quad (8.4)$$

$$|R_{L3}| = \left(C_{CC} + \frac{C_{HC}}{2} \right) - \left| \left(\sqrt{D_C^2 + H_C^2}, \tan^{-1} \left(\frac{H_C}{D_C} \right) \right) + (D_C, \pi - \theta_Y) \right| \quad (8.5)$$

Onde:

$|R_{L1}|, |R_{L2}|, |R_{L3}|$: referências de posição dos cilindros 1, 2 e 3 calculado através de coordenadas polares [m]

A Figura 8.4 representa, sem escala, os ângulos e dimensões que foram utilizados para as equações de posicionamento dos cilindros.

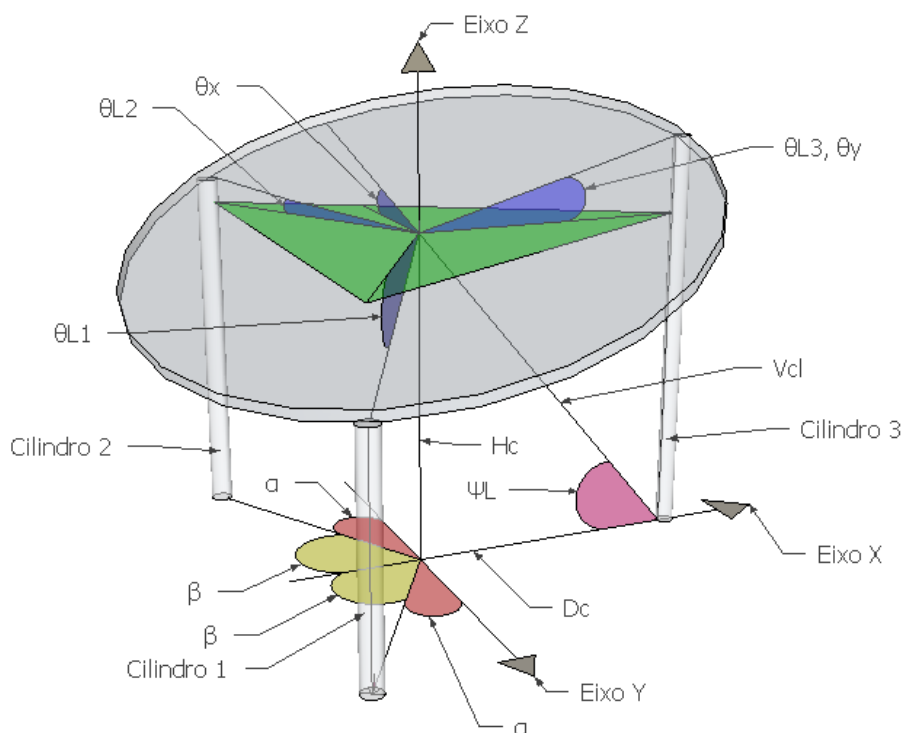


Figura 8.4 – Ângulos e dimensões da plataforma

8.4 Controlador e Sistema de Acionamento Hidráulico

Na Figura 8.5 está o bloco referente ao controlador e o sistema hidráulico de acionamento. Na entrada do bloco, há um controlador repetitivo, formado por um bloco de atraso e um filtro passa-baixas. Na sequência aparece um controlador proporcional e em seguida as funções de transferência referentes à válvula e ao cilindro hidráulico. Uma tensão elétrica existente na referência resulta em uma saída de força, a qual depende em parte da posição atual do cilindro da malha de controle. O sinal referente à força é utilizado para simular a dinâmica de movimentação da plataforma. Os valores existentes nos blocos são os utilizados neste projeto.

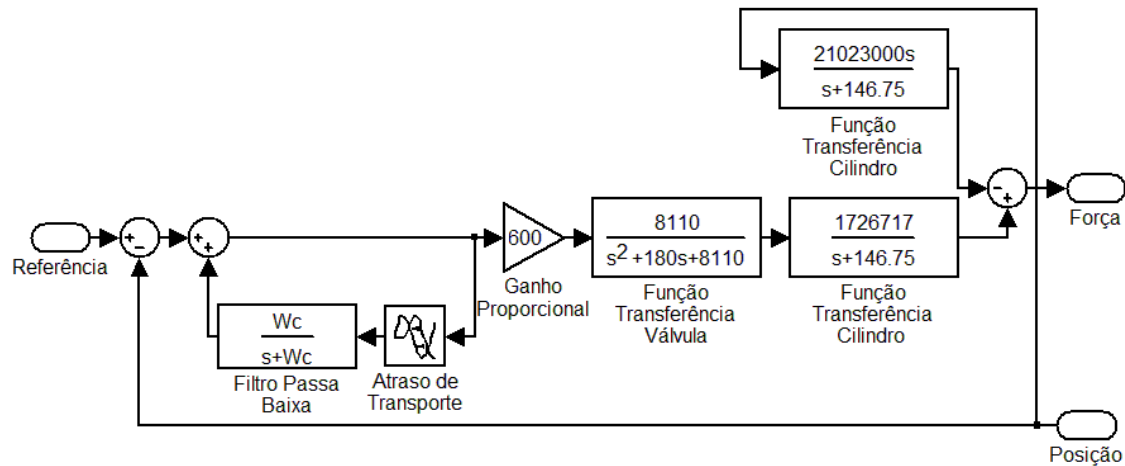


Figura 8.5 – Diagrama do sistema de controle e sistema de acionamento hidráulico

8.5 Condições de Simulação

As simulações são realizadas considerando o pior caso de uso da plataforma, que é quando a carga de 500Kg é posicionada exatamente acima de um dos cilindros (cilindro 1). Esta é uma condição limitante, pois aumentando-se a massa que este cilindro deve movimentar, aumenta-se a inércia de oscilação e limita-se ganho proporcional (o aumento deste levaria o sistema a uma condição de instabilidade).

Os movimentos gerados para simular o balanço da embarcação estão compreendidos na faixa de frequências de 0 a 0,5Hz, com amplitudes variáveis para cada frequência, conforme descrito na seção 8.2. As simulações possuem duração de 100 segundos.

9 PROJETO DOS CONTROLADORES

A seguir é explicado como foram obtidos os parâmetros dos controladores repetitivos e proporcionais.

Conforme observa-se na Figura 8.2, as maiores amplitudes de movimento estão nas frequências de 0,13 e 0,2Hz e a faixa de movimentos estende-se até quase 0,5Hz. A partir destas informações, observou-se alguns valores de frequência fundamental para o controlador repetitivo que poderiam ser utilizados com sucesso:

1. Frequência fundamental igual a algum valor compreendido entre as frequências naturais de *roll* e *pitch*, ou seja, entre 0,13 e 0,2Hz. Desta forma, aproveita-se o alto ganho próximo à frequência fundamental;
2. Frequência fundamental um pouco menor que a frequência natural de *roll*, para que o próximo pico de ganho seja levemente superior à frequência natural de *pitch*. Neste caso, aproveitam-se dois picos de ganho, sendo um para cada frequência natural;
3. Frequência fundamental baixa, como 0,05Hz por exemplo. Assim, obtém-se picos de ganhos para todos múltiplos desta frequência, onde o erro de seguimento de referência é mínimo;
4. Frequência fundamental alta, aumentando a banda de ganho alto do primeiro pico do controlador (em 0Hz) e usando apenas este para obter baixo erro em toda faixa de frequências, afinal esta é pequena e próxima a 0Hz.

Os melhores resultados obtidos nas simulações foram obtidos para o 1° e 4° caso considerado, os quais são detalhados no capítulo 10.

O ganho proporcional e a frequência de corte do filtro do controlador repetitivo são definidos conforme condições de estabilidade analisadas na seção 9.1.

9.1 Estabilidade do Sistema de Controle

Primeiramente, é analisada a estabilidade do sistema considerando apenas um controlador proporcional atuando sobre a válvula e o cilindro. Aplicando os parâmetros

calculados à equação (6.27), obtém-se a equação (9.1), referente à válvula e ao cilindro com carga.

$$G(s) = \frac{2,54 \cdot 10^7}{s^5 + 323,1s^4 + 7,344 \cdot 10^4 s^3 + 8,282 \cdot 10^6 s^2 + 3,205 \cdot 10^8 s} \quad (9.1)$$

Considerando a existência do controlador proporcional, com KP representando o ganho proporcional e, partindo-se da equação (9.1), obtém-se a equação (9.2).

$$G_P(s) = \frac{2,54 \cdot 10^7 KP}{s^5 + 323,1s^4 + 7,344 \cdot 10^4 s^3 + 8,282 \cdot 10^6 s^2 + 3,205 \cdot 10^8 s + 2,54 \cdot 10^7 KP} \quad (9.2)$$

A Figura 9.1 mostra o lugar das raízes que foi obtido e permite observar o comportamento do sistema com a variação de KP. Observa-se um polo na origem, dois polos sobre o eixo real, além de dois polos complexos conjugados. À medida que o ganho KP é aumentado, um dos polos sobre o eixo real se desloca para a esquerda enquanto o outro desloca-se para a direita, até encontrar o polo que estava na origem e deslocou-se para a esquerda. Estes dois últimos, então, deslocam-se um para cima e outro para baixo e, posteriormente, em direção ao eixo imaginário. Já os polos complexos conjugados deslocam-se para a esquerda.

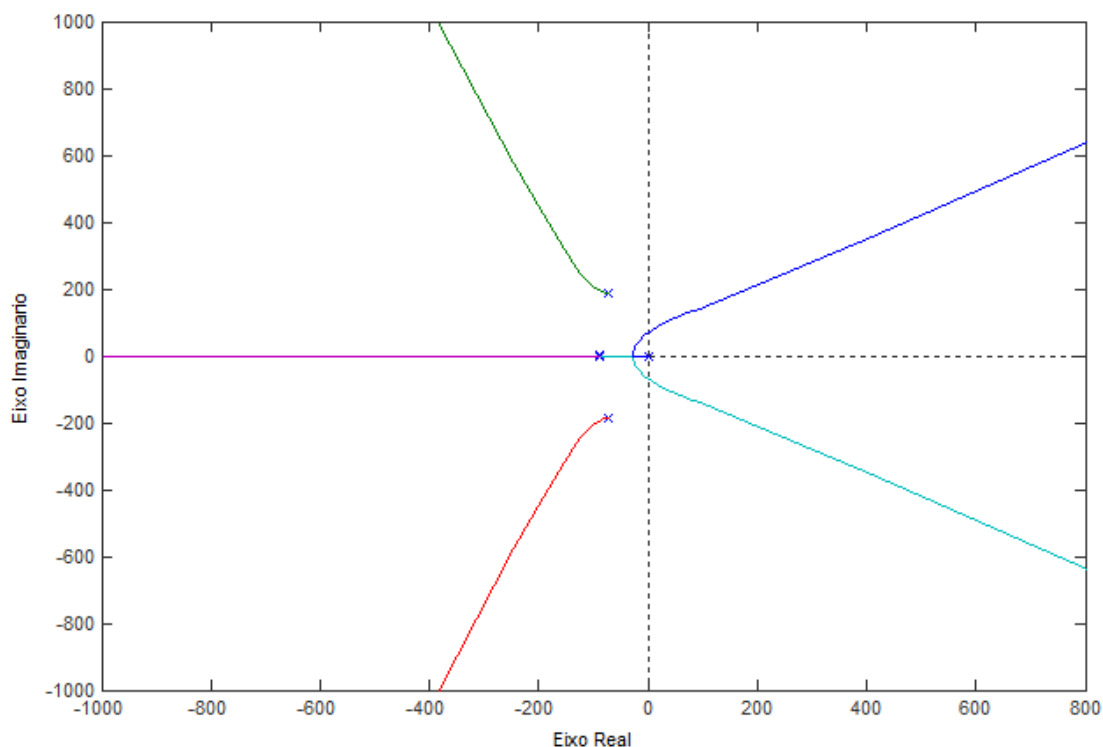


Figura 9.1 – Lugar das raízes referente ao ganho proporcional do sistema de 5ª ordem do conjunto válvula e cilindro com carga

Aplicando o critério de estabilidade de Routh-Hurwitz, determina-se que o sistema é estável se $0 < K_P < 1243$. Com base nas simulações, este ganho foi ajustado para 600 quando utilizado juntamente com o controlador repetitivo.

Conforme explicado no capítulo 7, é necessária a adição de um filtro passa-baixas para estabilizar um sistema com um controlador repetitivo. Desta forma, o mesmo passa a ter dois parâmetros, que são a frequência fundamental do controlador e a frequência de corte do filtro. A frequência fundamental do controlador é definida de acordo com cada caso citado no início do capítulo 9. Já a frequência de corte do filtro, foi ajustada de forma a não causar atenuações muito significativas de ganho na faixa de interesse, que é de 0 a 0,5Hz, mantendo a estabilidade do sistema. Portanto, de acordo com os resultados das simulações, o ganho foi ajustado para 0,5Hz para todos casos simulados.

10 RESULTADOS OBTIDOS

A seguir são mostrados os resultados obtidos nas simulações. Para avaliar o efeito da zona morta das válvulas, as simulações foram realizadas primeiramente sem considerar a zona morta e, posteriormente, foi considerada tal não linearidade.

10.1 Controlador Repetitivo Com 0,19Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Sem Zona Morta

Conforme explicado no caso 1 do capítulo 9, a frequência fundamental do controlador repetitivo foi colocada em um valor entre as frequências naturais de *roll* e *pitch*. Esse valor foi ajustado para 0,19Hz, frequência para a qual o menor erro de seguimento de referência foi alcançado.

O gráfico da parte de cima da Figura 10.1 mostra as referências de posição que foram geradas para os três cilindros para que os mesmos posicionem a plataforma adequadamente, compensando os movimentos medidos da plataforma inferior, a qual simula a embarcação. O gráfico da parte de baixo desta figura mostra o erro de seguimento para cada um dos cilindros. É importante perceber que frequência dos movimentos de inclinação da embarcação aumenta linearmente de 0 a 0,5Hz ao longo dos 100 segundos simulados, sendo que o eixo mostrado na parte inferior da figura corresponde à frequência.

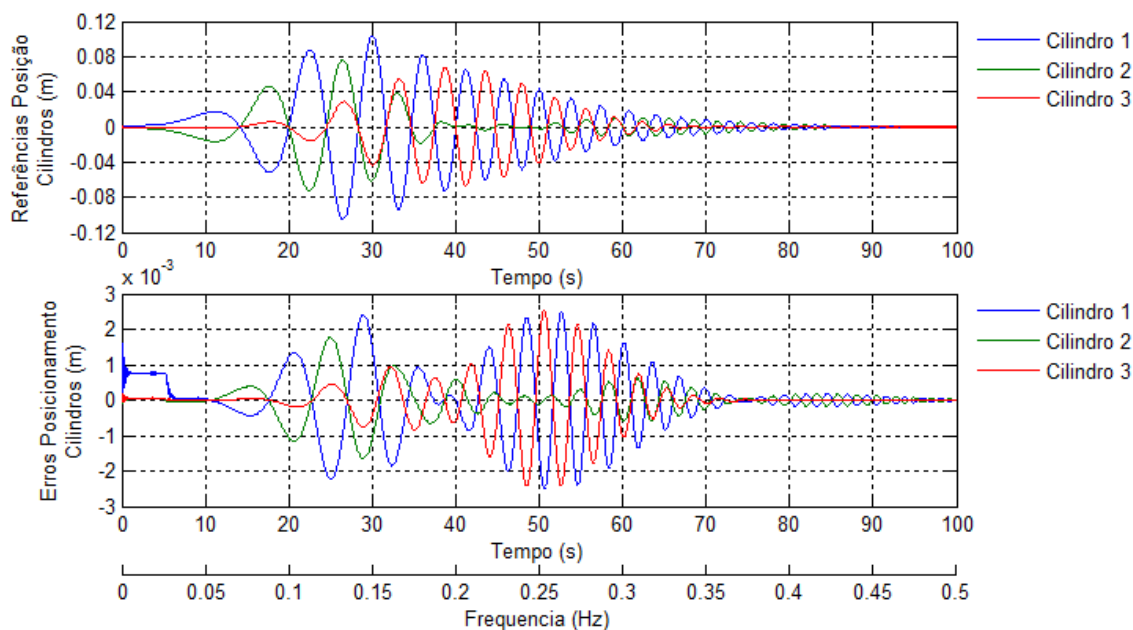


Figura 10.1 – Referências de posição (acima) e erros de posicionamento dos três cilindros (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas sem zona morta

Como a frequência fundamental do controlador repetitivo foi ajustada para 0,19Hz, espera-se obter os menores erros nesta frequência, assim como nas múltiplas da mesma. Ou seja, em 0,38Hz também deve-se observar a diminuição do erro. Na Figura 10.1 observa-se uma considerável diminuição do erro de posicionamento dos cilindros próximo à frequência de 0,19 Hz. Quando a frequência chega próxima a 0,38Hz, existe uma nova diminuição do erro, comprovando o funcionamento do controlador repetitivo.

Para a determinação da frequência fundamental do controlador repetitivo neste caso, foi observado o erro de posicionamento máximo dos cilindros tanto à esquerda quanto à direita desta frequência. A frequência foi ajustada até que o erro máximo em ambos os lados fosse igual.

É importante observar o tempo que o controlador repetitivo demora para começar a atuar. O mesmo causa um atraso no sinal, sendo este correspondente ao inverso da frequência fundamental. Portanto, no caso de 0,19 Hz, o controlador demora 5,3 segundos para começar a atuar. Logo, até este instante, existe apenas a atuação do controle proporcional. A consequência é claramente observada no gráfico dos erros da Figura 10.1. A carga de 500Kg foi posicionada acima do cilindro 1 e no início da simulação, para tempos inferiores a 5,3 segundos, percebe-se um erro maior de

seguimento para este cilindro devido à carga e à ação apenas do controlador proporcional. Os cilindros 1 e 2, que estão suportando, cada um, apenas parte do peso da plataforma, mesmo apenas com a ação proporcional, não apresentam erro significativo. No instante de tempo igual a 5,3 segundos, o controlador repetitivo passa a atuar, reduzindo imediatamente o erro de posicionamento do cilindro 1.

Os erros máximos foram de menos de 3mm e na frequência fundamental do controlador repetitivo o erro caiu a menos de 1mm.

Na Figura 10.2 observam-se os movimentos de *roll* tanto da embarcação quanto da plataforma. Claramente, os movimentos da embarcação respeitam as características de amplitude e frequência impostos pelo filtro utilizado. Novamente percebem-se os menores erros nas frequências próximas a 0,19 e 0,38Hz. Uma vez que a frequência fundamental do controlador está acima da frequência natural de *roll* da embarcação, o erro de posicionamento da plataforma é maior para frequências inferiores aos 0,19Hz. Nota-se claramente também, o erro causado pela ação puramente proporcional em tempos inferiores a 5,3 segundos. O *roll* máximo da plataforma é de menos de 0,3°.

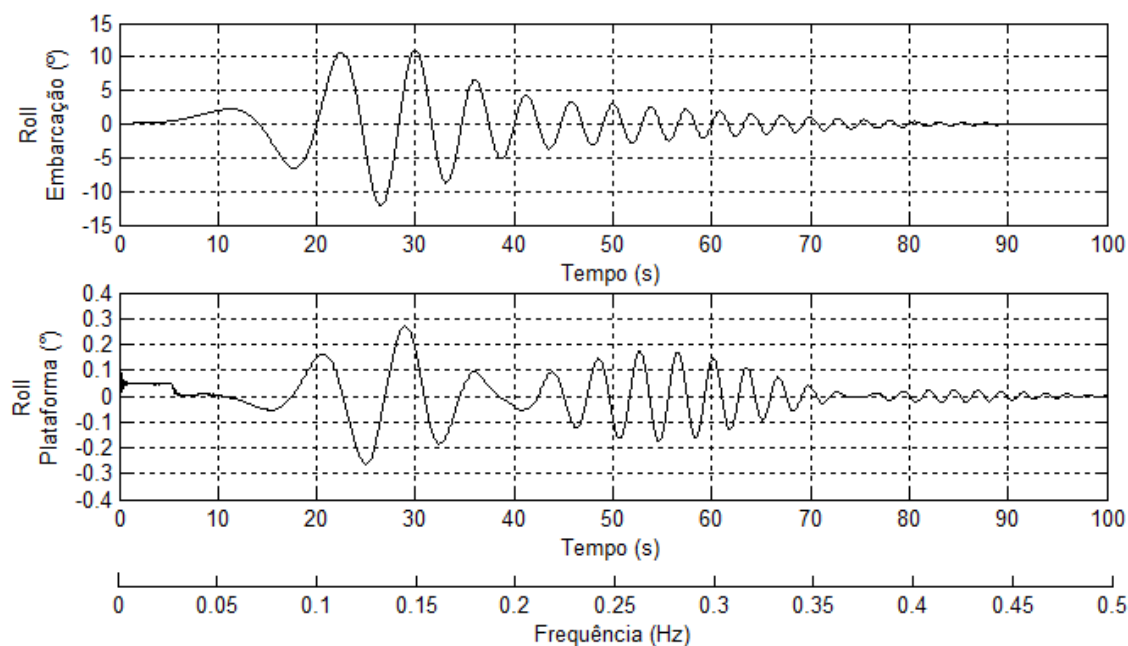


Figura 10.2 – Movimentos de *roll* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas sem zona morta

Na Figura 10.3 são mostrados os gráficos referentes aos movimentos de *pitch* da embarcação e da plataforma. Neste caso, como a frequência natural do controlador repetitivo está abaixo da frequência natural de *pitch* da embarcação, o *pitch* da plataforma é maior para valores acima dos 0,19Hz. Observa-se a ótima capacidade do controlador repetitivo, uma vez que para a frequência de 0,19Hz, na qual os movimentos da embarcação são quase máximos, o erro (*pitch* da plataforma) é bem reduzido. Percebe-se também o erro maior para tempos inferiores a 5,3 segundos em função da ação apenas proporcional do sistema de controle. O *pitch* máximo da plataforma é de 0,3°.

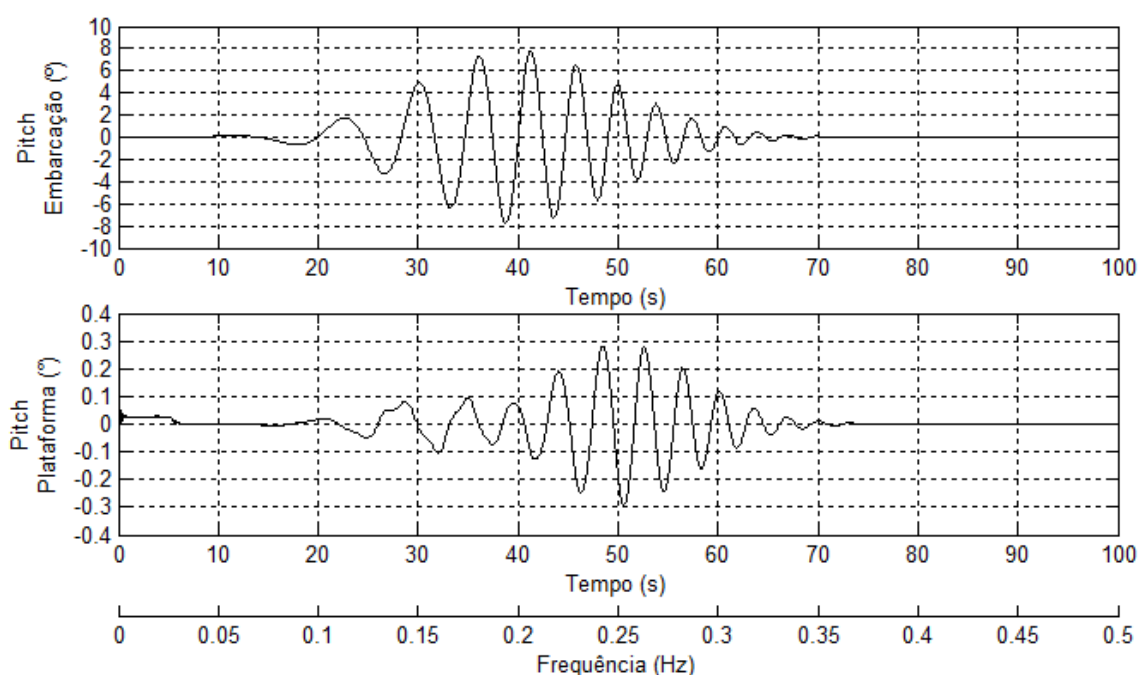


Figura 10.3 - Movimentos de *pitch* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas sem zona morta

A Figura 10.4 mostra as forças exercidas pelos três cilindros. A força do cilindro 1 é bem mais elevada, pois a carga de 500Kg está acima do mesmo, enquanto os cilindros 2 e 3 movimentam regiões da plataforma sem carga, exercendo, portanto, menor força. A força dos cilindros 1 e 2 é praticamente igual. As variações das forças dos cilindros são pequenas, devido às baixas frequências dos movimentos. Também observa-se uma oscilação inicial causada pela ação do controlador proporcional. No instante igual a 3 segundos percebe-se uma trepidação, sendo esta causada pelo fato de os controladores repetitivos que acionam a plataforma inferior (a qual simula a

embarcação) comecem a atuar nesse momento. Outra trepidação é percebida no instante 5,3 segundos, quando os controladores repetitivos dos cilindros que acionam a plataforma superior (plataforma estável) começam a atuar.

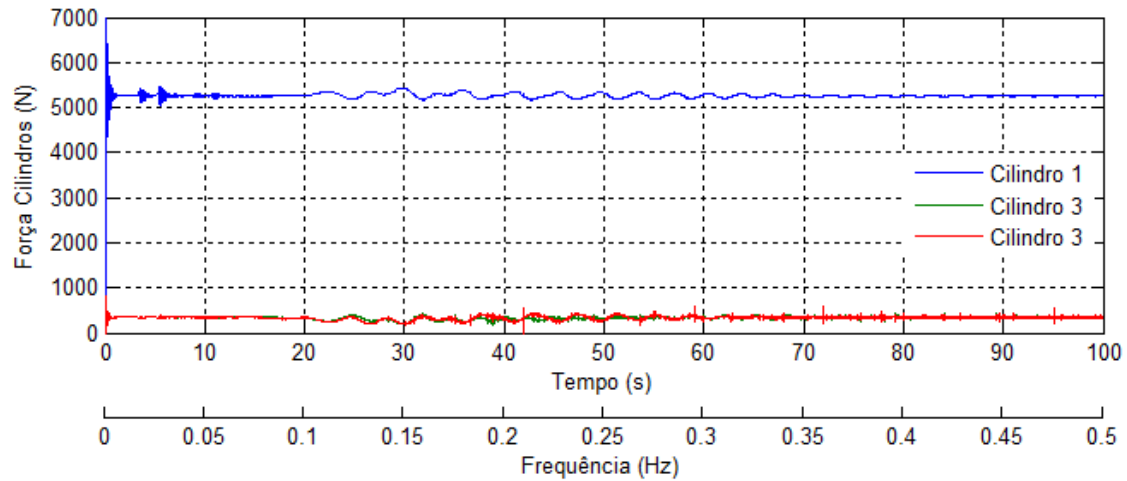


Figura 10.4 – Forças exercidas pelos três cilindros para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas sem zona morta

10.2 Controlador Repetitivo Com 0,19Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Com Zona Morta

Agora são apresentados os resultados obtidos considerando a zona morta das válvulas. Esta pode ser a não linearidade que impacta no maior erro do sistema de controle. A simulação da mesma é importante para determinar valores de zona morta que são admissíveis e desta forma especificar a válvula que deve ser utilizada no projeto. Neste trabalho, é considerada a zona morta observada na válvula da Figura 6.3, cuja faixa de valores varia aproximadamente entre -0,6 e 0,1V.

A Figura 10.5 mostra os gráficos das referências dos cilindros e os erros de posicionamento dos mesmos. As características de erro pequeno para as regiões próximas a 0,19 e 0,38Hz são mantidas, mas observa-se que existe uma deformação nos sinais de erro, assim como um aumento do erro máximo para quase 4mm.

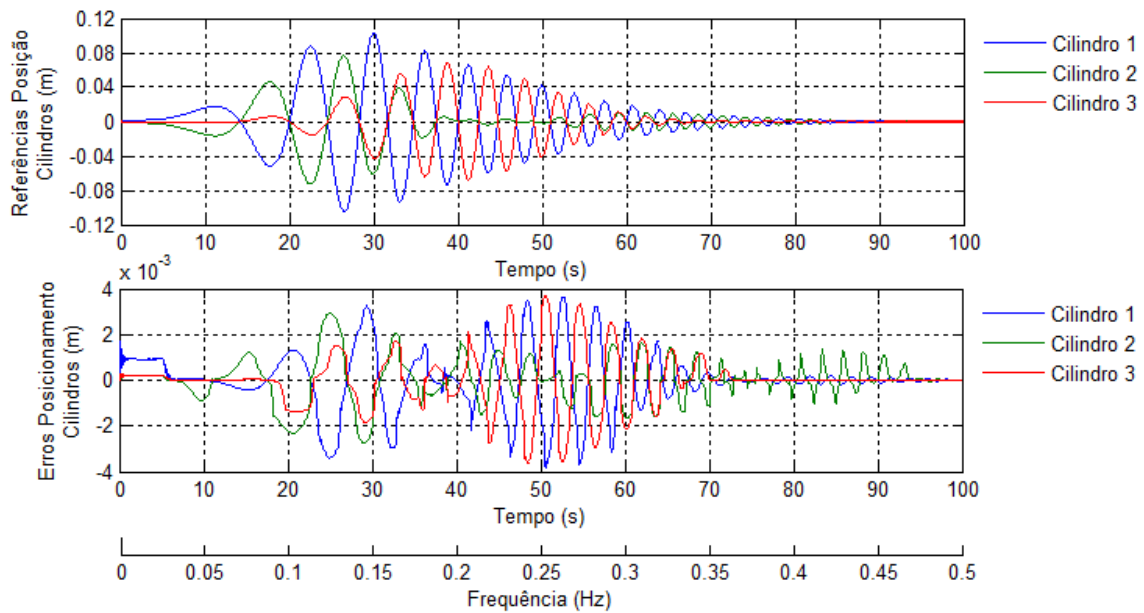


Figura 10.5 - Referências de posição (acima) e erros de posicionamento dos três cilindros (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas com zona morta

A Figura 10.6 mostra os gráficos de *roll* da embarcação e também da plataforma. No gráfico da plataforma, observa-se a distorção nos movimentos, os quais sem a simulação da zona morta das válvulas apresentavam característica senoidal bem definida. O erro obtido foi de $0,4^\circ$.

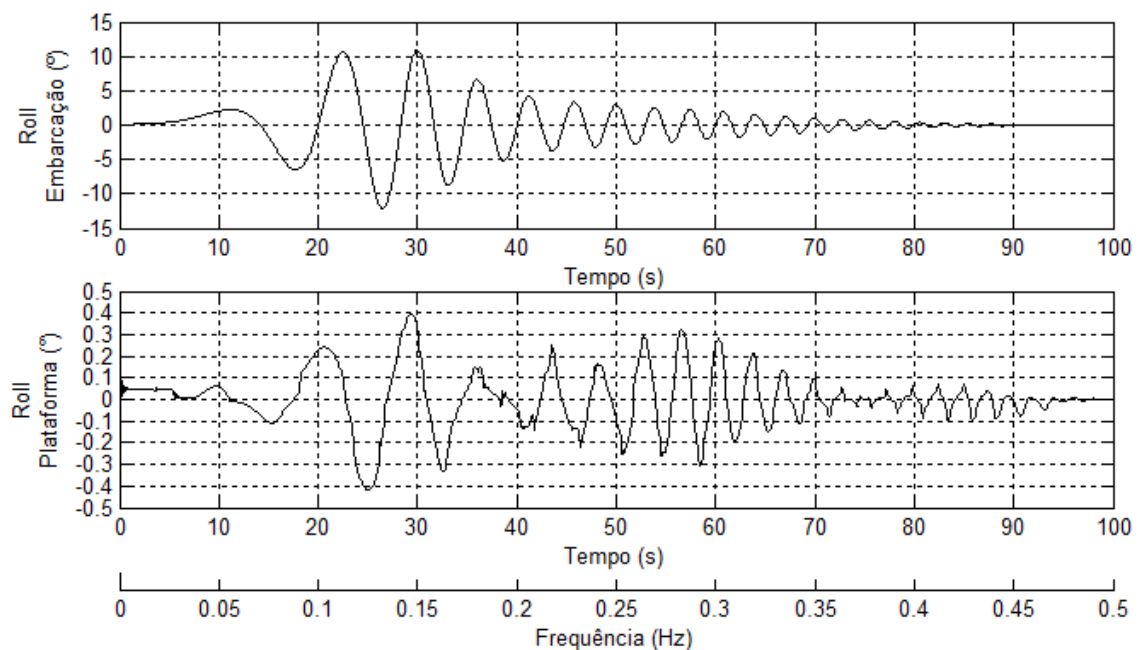


Figura 10.6 - Movimentos de *roll* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas com zona morta

Na Figura 10.7 são mostrados os gráficos de *pitch* tanto da embarcação quanto da plataforma. Também observa-se a deformação do sinal e o aumento do erro para quase $0,5^\circ$.

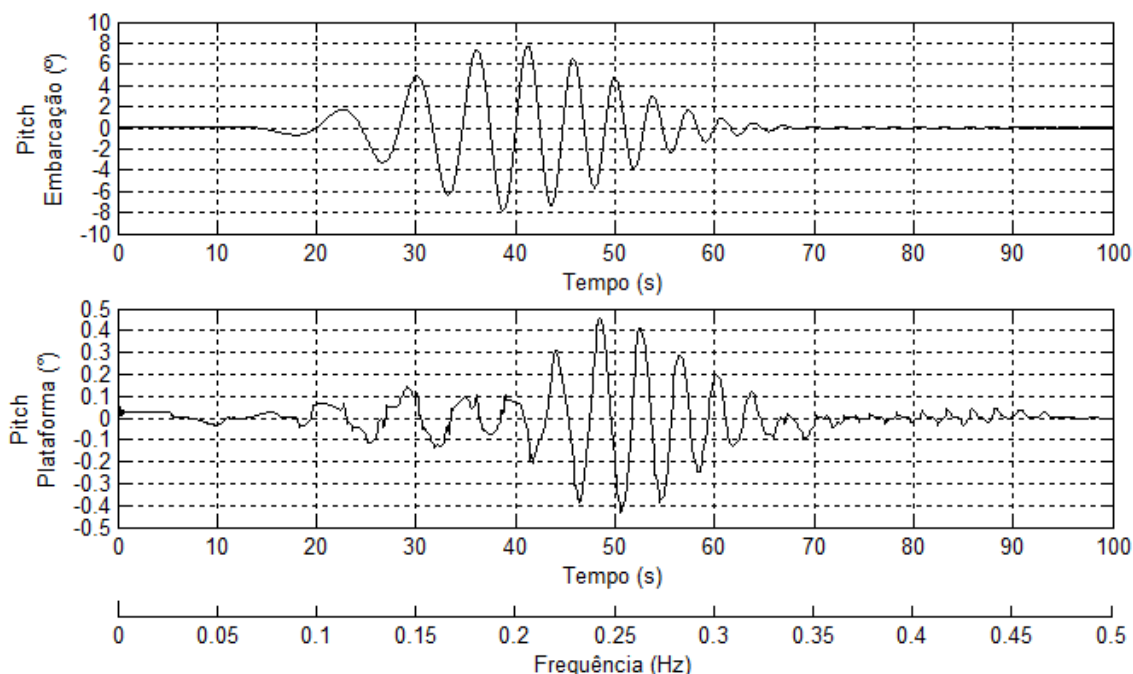


Figura 10.7 - Movimentos de *pitch* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas com zona morta

Observando-se a Figura 10.8 é possível entender as causas das deformações nos sinais e o aumento do erro. Esta mostra as tensões de entrada e saída (tensão proporcional à vazão) da válvula 1, destacando o intervalo de tempo compreendido entre 22 e 27 segundos. Próximo ao instante 23,5 segundos, quando a tensão de entrada está variando entre -0,6 e 0,1V, que é a região de zona morta, a vazão não muda, mantendo-se em zero por aproximadamente 0,2 segundos. Quando a tensão de entrada finalmente ultrapassa a região de zona morta, a tensão de saída está levemente diferente de seu “*set point*”. Então, o sinal de saída varia rapidamente buscando este valor e, devido à inércia do carretel da válvula, existe uma oscilação amortecida que pode ser observada.

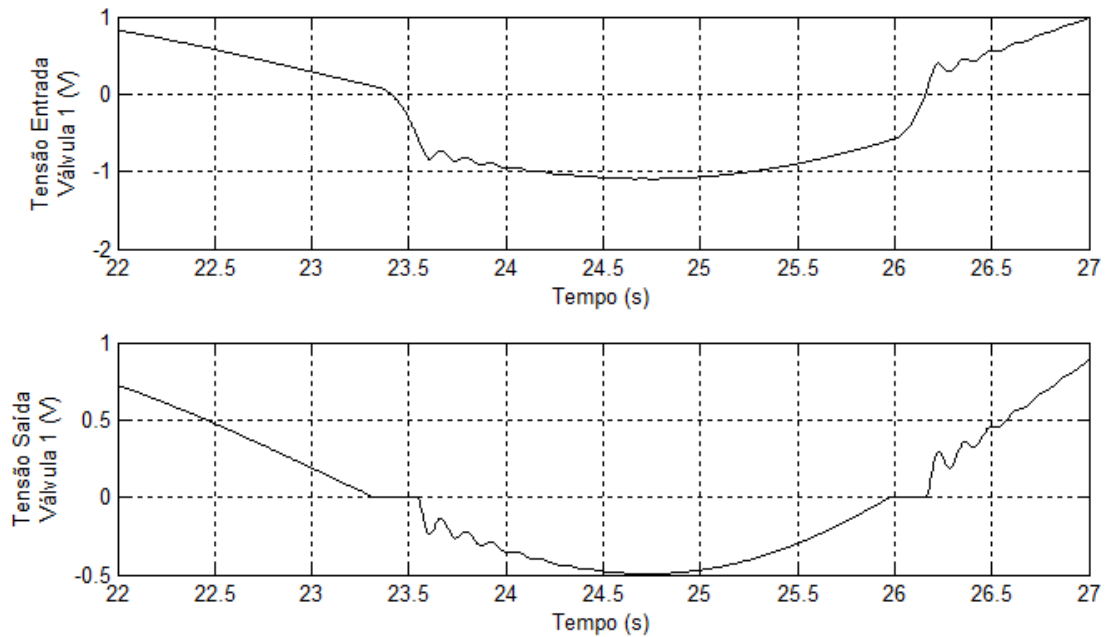


Figura 10.8 – Tensões de entrada (acima) e saída (abaixo) da válvula 1 para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas com zona morta

A Figura 10.9 apresenta o gráfico de força referente ao cilindro 1, com destaque para o intervalo de tempo compreendido entre 22 e 27 segundos. É possível observar que as oscilações do carretel da válvula, em função da zona morta, resultam em oscilações de vazão e, conseqüentemente, existe a oscilação da força exercida pelo cilindro em questão.

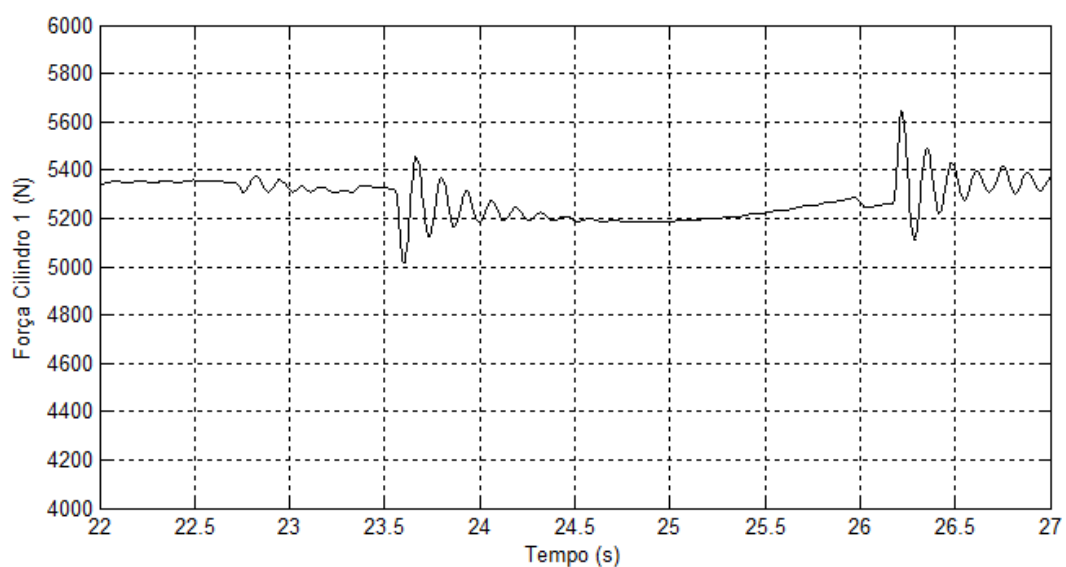


Figura 10.9 – Força do cilindro 1 para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas com zona morta

10.3 Controlador Repetitivo Com 0,19Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Com Zona Morta – Movimentos de Baixa Frequência

Um importante aspecto a ser observado é a existência de movimentos *roll* de baixa frequência, entre 0 e 0,02Hz, conforme pode ser observado na Figura 8.2. Por isso, o funcionamento do controlador repetitivo deve ser avaliado para esta região de baixa frequência.

A Figura 10.10 mostra os movimentos de *roll* da embarcação e da plataforma para uma simulação realizada durante 100 segundos, onde a frequência é aumentada linearmente de 0 a 0,002Hz. Conforme pode ser observado, até o instante igual a 5,3 segundos, existe apenas a ação proporcional e, quando os controladores repetitivos começam a atuar, o erro é diminuído a um valor residual, menor que $0,002^\circ$.

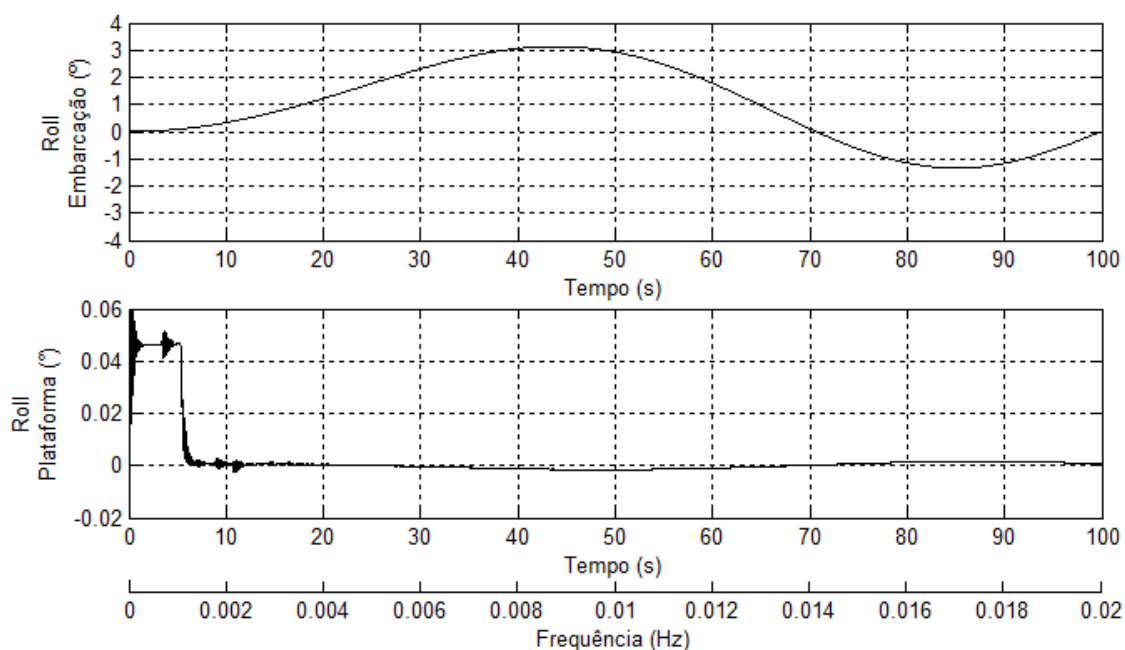


Figura 10.10 - Movimentos de *roll* para baixas frequências da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,19Hz e válvulas com zona morta

Este resultado satisfatório está de acordo com o esperado, afinal, o controlador repetitivo apresenta o primeiro pico de ganho na frequência igual a zero. Logo, o erro para frequências próximas a zero deve ser muito baixo.

10.4 Controlador Repetitivo Com 20Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Sem Zona Morta

Neste caso de projeto, a ideia é aumentar consideravelmente a frequência fundamental do controlador repetitivo, de modo a aumentar a banda de alto ganho do primeiro pico, o qual acontece na frequência igual a zero. Como a faixa de frequência de interesse é até 0,5Hz, sendo esta uma faixa pequena e de baixa frequência, toda faixa fica compreendida na região de alto ganho do primeiro pico do controlador.

A frequência fundamental foi aumentada para 20Hz, que é um valor alto comparado à faixa de frequências de interesse. Idealmente, este valor poderia ser aumentado, mas isso prejudicaria a implementação de tal controlador, pois o atraso gerado torna-se muito grande e o sistema digital necessitaria de muita memória para armazenar os valores referentes a este atraso.

A Figura 10.11 mostra as referências de posição dos cilindros e os respectivos erros de posicionamentos, conforme a simulação realizada. A ação de controle é similar à ação proporcional em toda faixa de frequências, mas os erros obtidos foram menores que a ação puramente proporcional. O erro máximo ocorre na frequência de aproximadamente 0,22Hz e é menor que 1 mm.

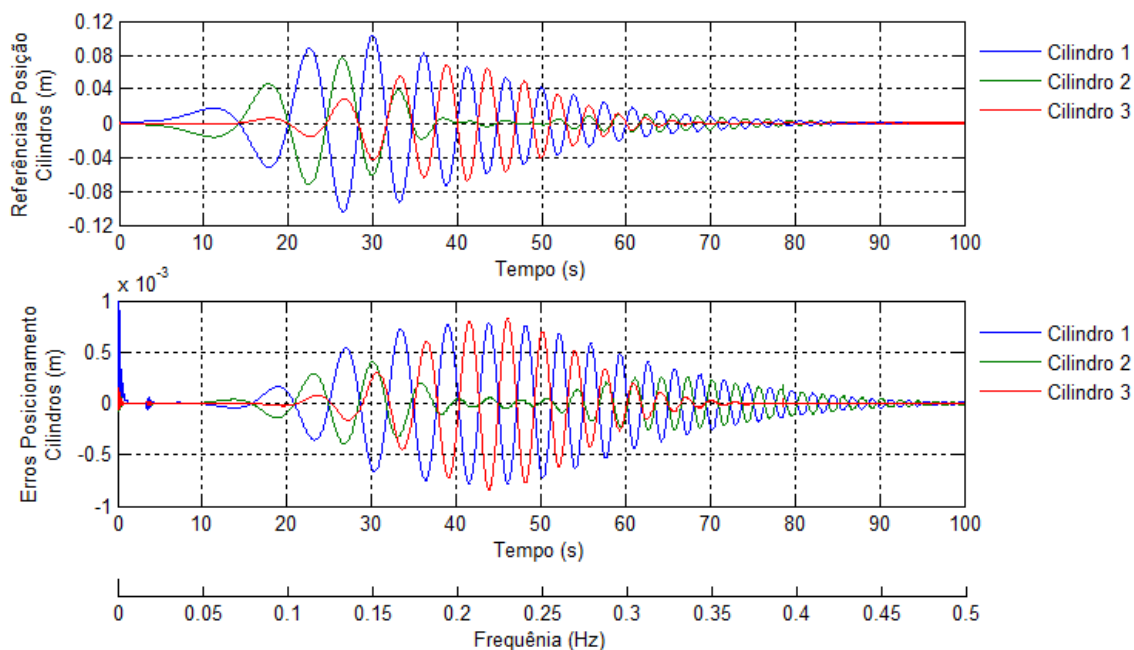


Figura 10.11 - Referências de posição (acima) e erros de posicionamento dos três cilindros (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 20Hz e válvulas sem zona morta

Na Figura 10.12 observam-se os gráficos de *roll* tanto da embarcação quanto da plataforma. O máximo obtido é de menos de $0,1^\circ$. Percebe-se que o erro (*roll* da plataforma) depende da amplitude do *roll* da embarcação e também da frequência, pois quanto maior a frequência menor é o ganho do controlador repetitivo e, conseqüentemente, maior é o erro. É importante observar que o controlador repetitivo começa a atuar no instante igual a 0,05 segundos.

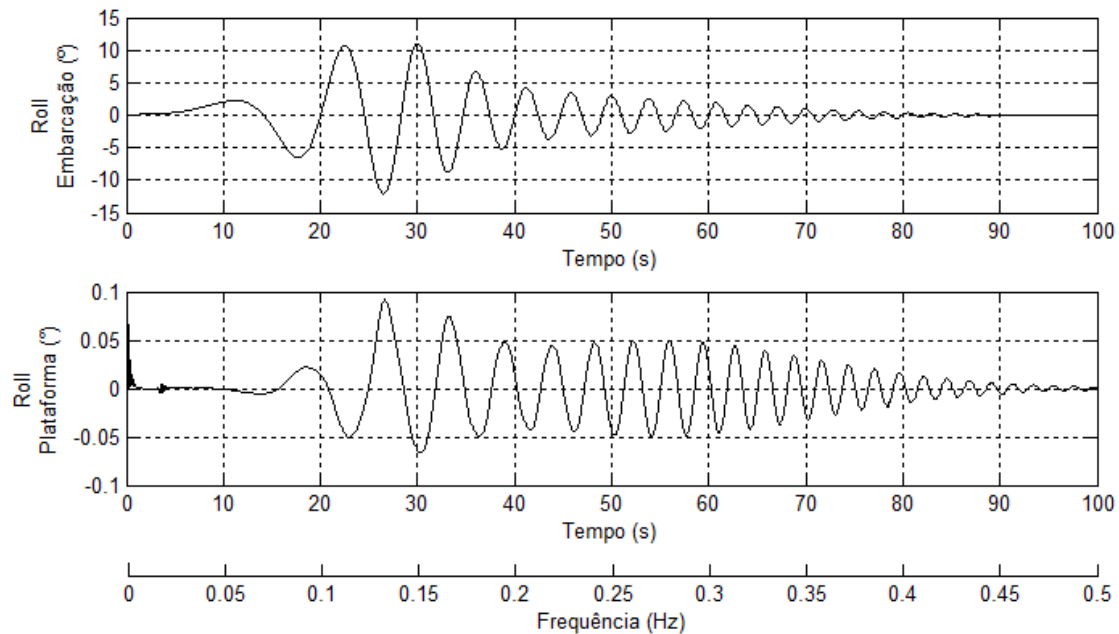


Figura 10.12 - Movimentos de *roll* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 20Hz e válvulas sem zona morta

Na Figura 10.13 observam-se tanto o *pitch* da embarcação quanto da plataforma. O erro máximo obtido é de pouco mais de $0,1^\circ$ na frequência de aproximadamente 0,2Hz.

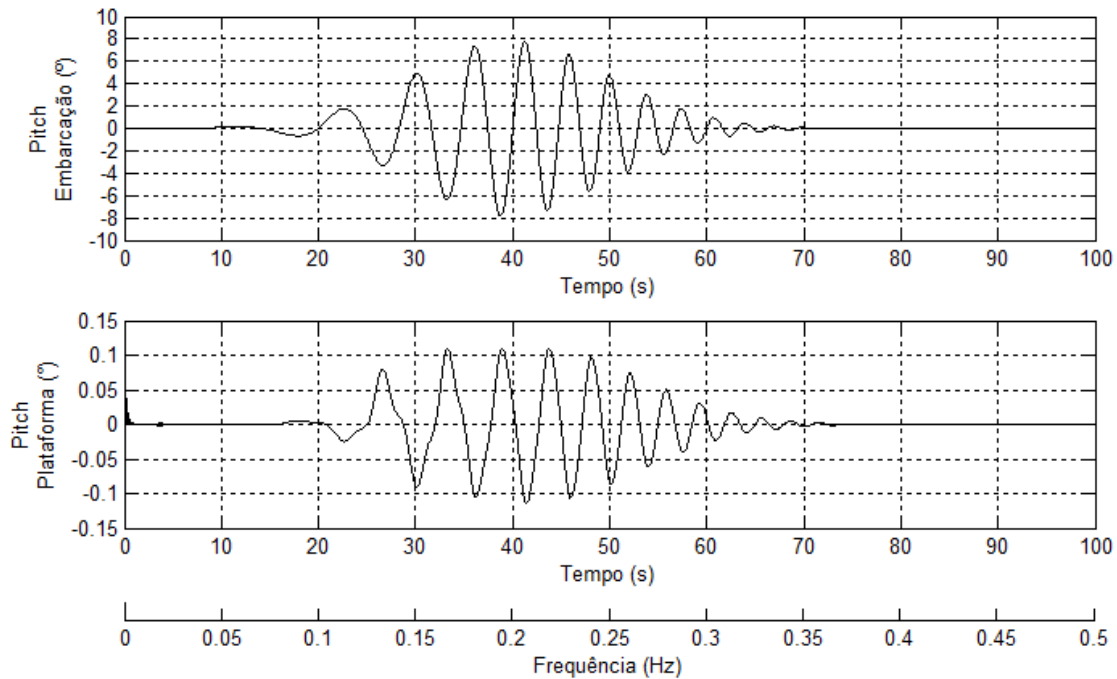


Figura 10.13 - Movimentos de *pitch* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 20Hz e válvulas sem zona morta

10.5 Controlador Repetitivo Com 20Hz de Frequência Fundamental e Válvulas Simuladas Com Zona Morta

Novamente, são avaliados os efeitos da zona morta da válvula. A Figura 10.14 mostra as referências de posição e os erros de posicionamento dos cilindros. Neste caso percebe-se uma grande distorção nos sinais referentes ao erro de posicionamento, os quais, sem a zona morta das válvulas, formavam senóides bem definidas. O erro máximo foi aumentado para 2mm e os erros para frequências maiores apresentaram o maior aumento percentual.

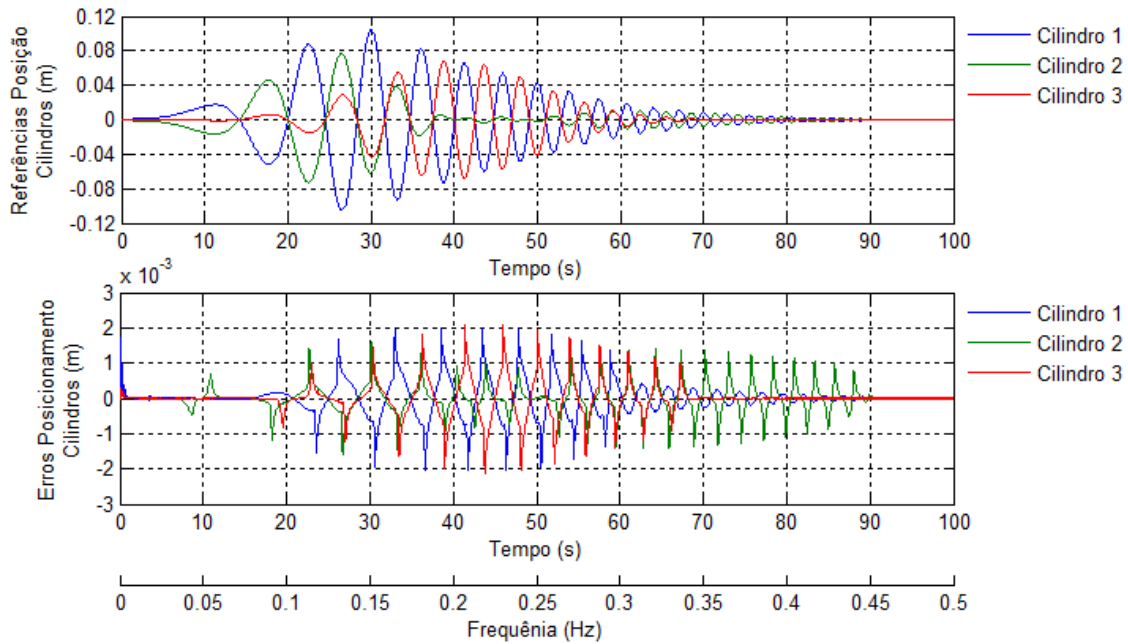


Figura 10.14 - Referências de posição (acima) e erros de posicionamento dos três cilindros (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 20Hz e válvulas com zona morta

A Figura 10.15 mostra os movimentos de *roll* tanto da embarcação quanto da plataforma. Conforme esperado, o sinal de *roll* da plataforma foi bastante distorcido e o valor máximo foi aumentado para quase $0,2^\circ$.

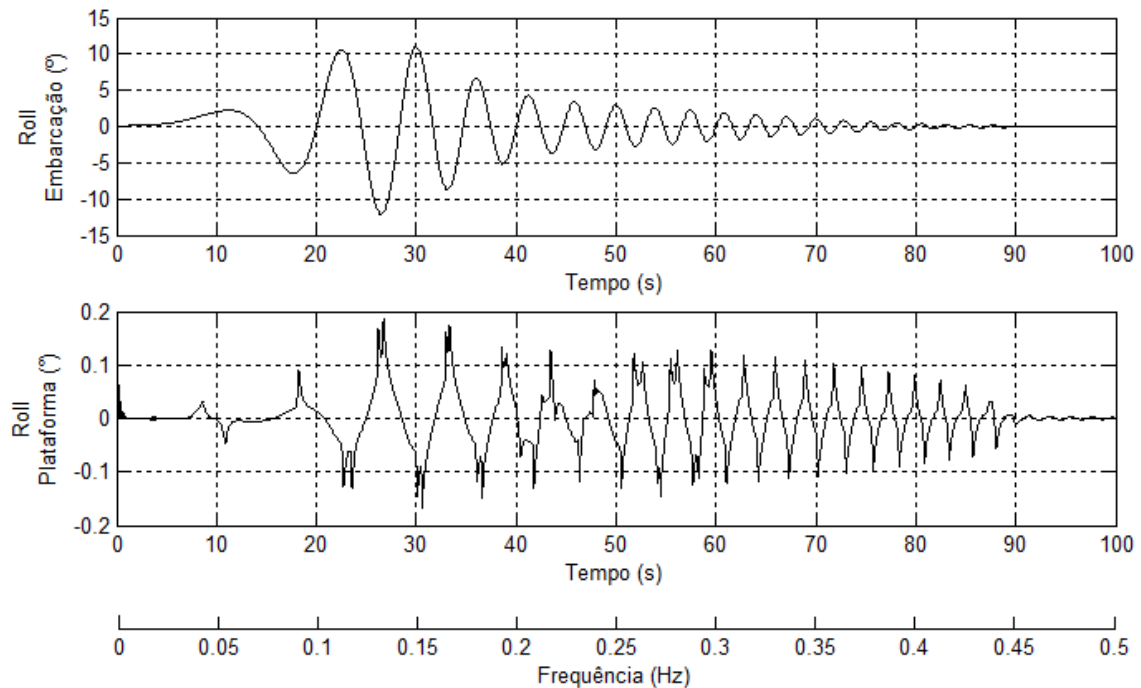


Figura 10.15 - Movimentos de *roll* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 20Hz e válvulas com zona morta

O *pitch* tanto da embarcação quanto da plataforma são apresentados na Figura 10.16 e notam-se os mesmos efeitos de distorção e aumento do erro máximo para quase $0,3^\circ$.

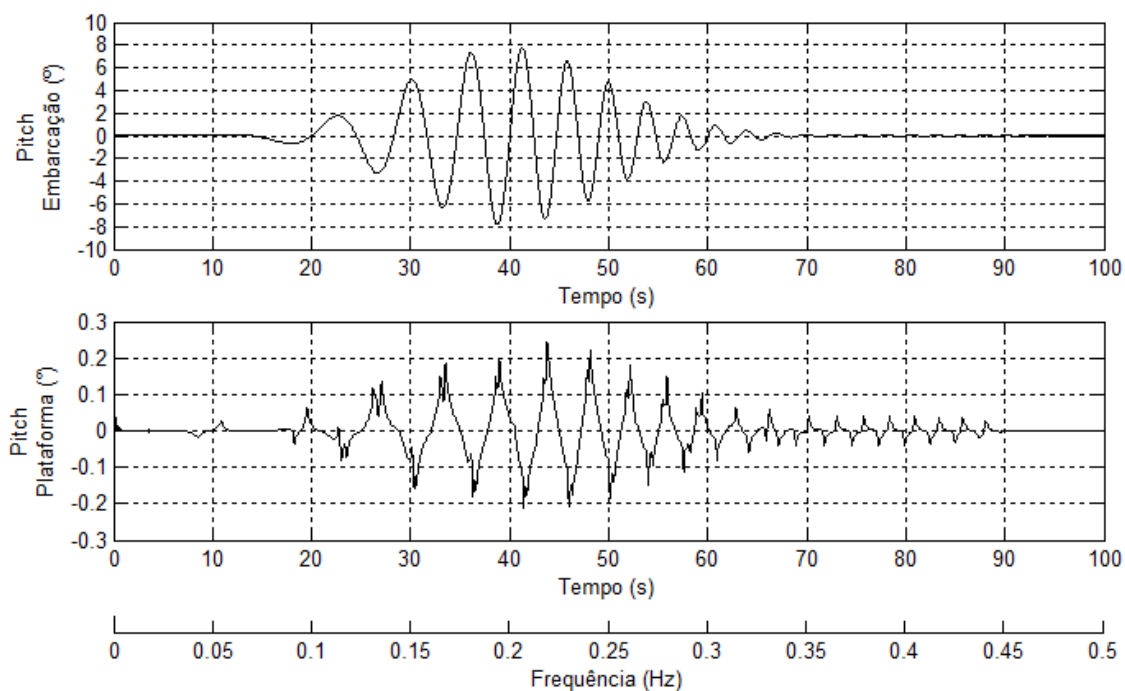


Figura 10.16 - Movimentos de *pitch* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 20Hz e válvulas com zona morta

10.6 Controlador Repetitivo Com Frequência Fundamental Igual às Frequências dos Movimentos da Plataforma

Todas simulações apresentadas até esta etapa foram simuladas com frequência variável. Agora, para verificar o quanto é possível diminuir o erro de seguimento utilizando um controlador repetitivo para um sistema de atuação hidráulico com movimentação senoidal, são apresentados os resultados de simulações onde as frequências de *roll* e *pitch* da embarcação são fixas e ambas iguais às frequências fundamentais dos controladores repetitivos. Essa consideração não é válida para um caso real, onde os movimentos de inclinação de uma embarcação estão compreendidos em uma faixa de frequências, contudo, desta forma avalia-se a “capacidade máxima” do controlador repetitivo. Para focar nos resultados do controlador, a zona morta das válvulas não foi simulada.

Estas simulações, novamente, apresentam 100 segundos de duração. Foram gerados movimentos de *roll* de 12° e de *pitch* de 8° , ou seja, as amplitudes máximas consideradas neste trabalho. Ambas as frequências desses movimentos são de 0,2Hz. As frequências fundamentais dos controladores repetitivos foram ajustadas para 0,213Hz, ou seja, levemente diferente das frequências de movimentação da embarcação. Nestas condições, obtiveram-se os valores mínimos de erro de seguimento de referência dos cilindros. Esta pequena diferença nas frequências para obtenção de erro mínimo é devida ao efeito do filtro passa-baixas introduzido nos controladores repetitivos, pois as frequências dos picos de ganho são levemente alteradas. A carga de 500Kg é posicionada acima do cilindro 1.

A Figura 10.17 mostra as referências de posição, assim como os erros de posicionamento dos cilindros. Observa-se que com os controladores repetitivos “sintonizados”, os erros de seguimento de posicionamento caem bastante. Na simulação, que considera as piores condições de amplitude dos movimentos e posição da carga de 500Kg, os erros máximos são de pouco mais de 0,2mm. Para tempos inferiores a 4,7 segundos o controle é apenas proporcional e é possível perceber que os erros são maiores. No instante igual a 4,7 segundos, os controladores repetitivos começam a atuar, diminuindo rapidamente o erro.

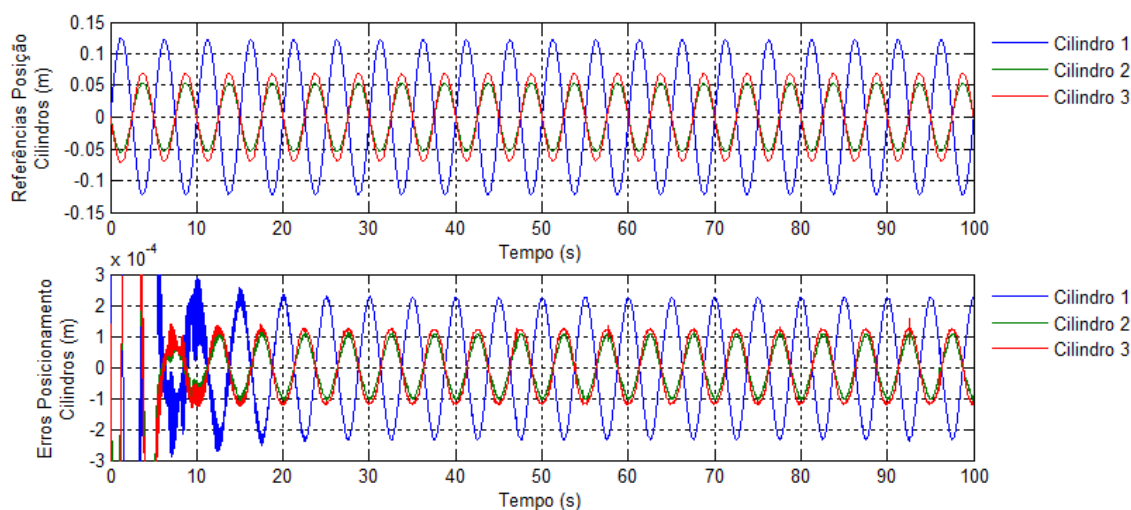


Figura 10.17 - Referências de posição (acima) e erros de posicionamento dos três cilindros (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,213Hz, movimentos da plataforma com frequência constante e válvulas sem zona morta

Na Figura 10.18 observa-se o *roll* não somente da embarcação, mas também da plataforma. Quando os controladores repetitivos começam a atuar, os o *roll* da plataforma cai para valores abaixo de $0,04^\circ$. Os *roll* da plataforma não é senoidal em função da geometria do sistema de acionamento.

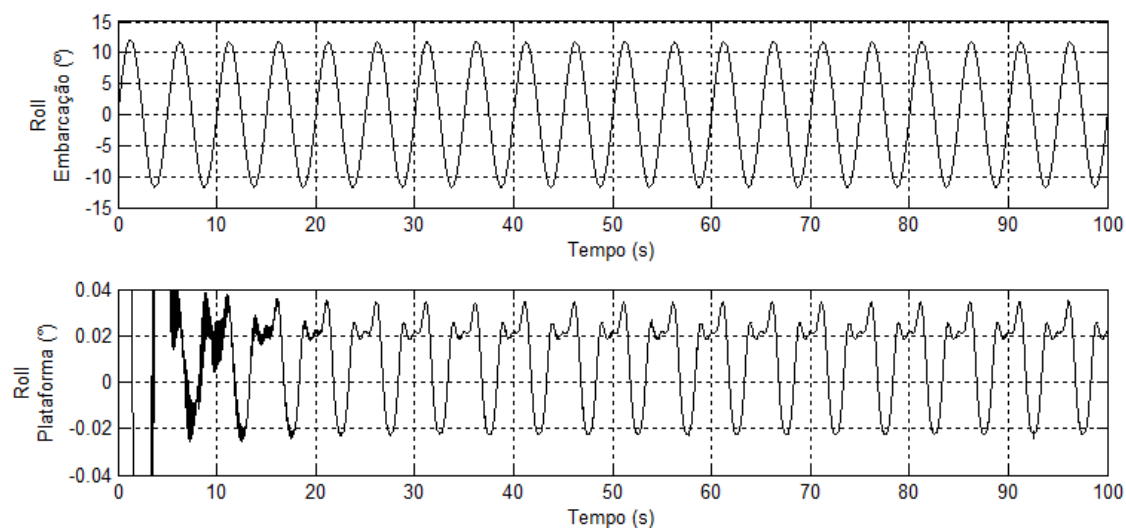


Figura 10.18 - Movimentos de *roll* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de $0,213\text{Hz}$, movimentos da plataforma com frequência constante e válvulas sem zona morta

A Figura 10.19 mostra os gráficos de *pitch* tanto da embarcação quanto da plataforma. Observa-se, novamente, a diminuição do erro a partir do instante igual a $4,7$ segundos, quando os controladores repetitivos começam a atuar e então o erro máximo atinge $0,15^\circ$. Neste caso nota-se também a distorção do *pitch* da plataforma devido à geometria do sistema de acionamento. Esta geometria, mesmo com a diminuição do erro de seguimento dos cilindros, evita a diminuição do *pitch* da plataforma.

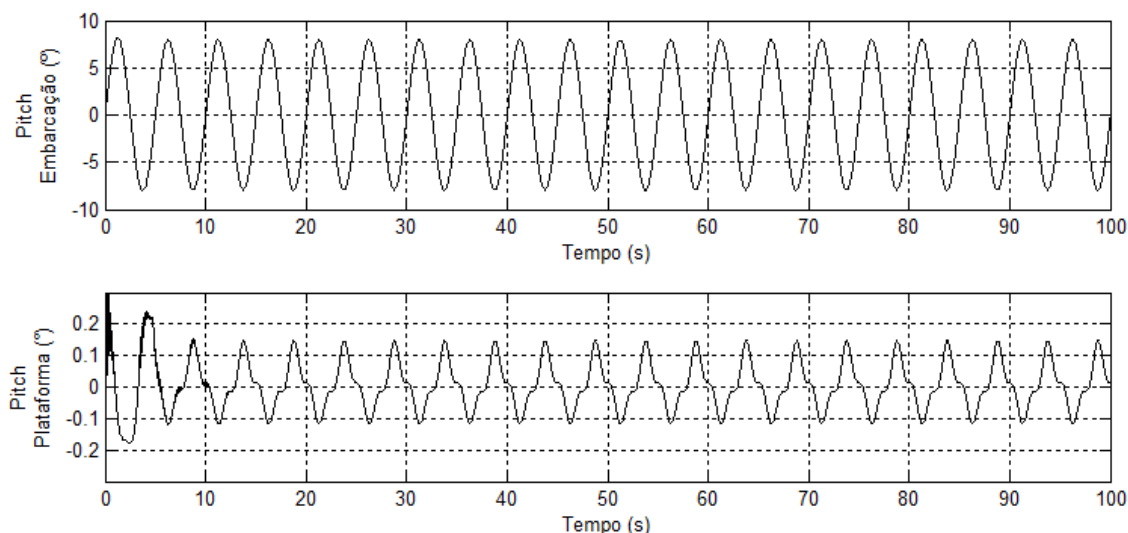


Figura 10.19 - Movimentos de *pitch* da embarcação (acima) e da plataforma (abaixo) para controlador repetitivo com frequência fundamental de 0,213Hz, movimentos da plataforma com frequência constante e válvulas sem zona morta

Conforme confirmado através desta simulação, o controlador repetitivo apresenta excelentes resultados, reduzindo bastante o erro de seguimento, quando a frequência fundamental do controlador corresponde à frequência de oscilação dos cilindros, desde que tal frequência seja mantida praticamente inalterada por um tempo suficiente para que o sinal atrasado tenha ação de controle eficaz.

10.7 Comparação dos Resultados Obtidos

A Tabela 10-1 mostra de forma resumida os resultados que foram obtidos desconsiderando-se a zona morta das válvulas. Observa-se que o menor erro de posicionamento dos cilindros é obtido quando a frequência fundamental do controlador é igual à de movimentação dos cilindros.

Tabela 10-1 – Comparação dos resultados obtidos

Frequência Fundamental Controlador Repetitivo (Hz)	Erro Máximo Posição Cilindros (mm)	Roll Máximo Plataforma (°)	Pitch Máximo Plataforma (°)
0,19	2,5	0,28	0,3
20	0,8	0,1	0,12
Igual à Frequência dos Cilindros	0,24	0,035	0,15

11 POSSIBILIDADES DE TRABALHOS FUTUROS

A seguir constam algumas sugestões de trabalhos que podem ser desenvolvidas como continuação do desenvolvimento apresentado neste projeto.

11.1 Análise do Desempenho de Controladores Repetitivos “Sintonizados” na Frequência Instantânea de *Roll* e *Pitch* de Uma Embarcação

Conforme observado na seção 10.6, quando a frequência fundamental de um controlador repetitivo é muito próxima à frequência de movimentação dos cilindros, o erro de seguimento em regime permanente é muito pequeno. Logo, medindo-se as frequências dos movimentos de inclinação da embarcação, seria possível “sintonizar” o controlador nestas frequências e, conseqüentemente obter erros pequenos de seguimento.

Para a plataforma de três cilindros considerada neste trabalho, é necessário calcular individualmente as frequências instantâneas de cada cilindro, pois os movimentos de *roll* e *pitch*, conforme mostrado, podem possuir frequências diferentes, que dependem da geometria da embarcação ou estrutura flutuante na qual é montada a plataforma. É possível utilizar uma plataforma acionada por apenas dois cilindros, um para controle de *roll* e outro de *pitch*. Neste caso, a frequência dos movimentos de *roll* da embarcação é igual à frequência do cilindro responsável pelos movimentos de *roll* da plataforma e o mesmo acontece para o cilindro responsável pelos movimentos de *pitch* da plataforma.

Uma vez que a frequência dos movimentos de inclinação da embarcação varia constante e aleatoriamente, devem ser estudados os efeitos do atraso do controlador, pois o mesmo insere um erro de “sintonia”, podendo aumentar consideravelmente o erro de posicionamento, já que, neste caso, a frequência fundamental do controlador repetitivo não seria igual à frequência dos movimentos da embarcação. Podem ser utilizadas técnicas baseadas em medições passadas de frequência para estimar a frequência futura e realizar uma melhor “sintonia” do controlador. Ao invés de “sintonizar” a frequência fundamental com as frequências dos movimentos da embarcação, podem ser utilizadas as frequências dos picos seguintes.

11.2 Análise do Desempenho de Controladores Ressonantes “Sintonizados” na Frequência Instantânea de *Roll* e *Pitch* de Uma Embarcação

Outra alternativa que possui o mesmo princípio de “sintonia” instantânea da frequência de um controlador é o uso de controladores ressonantes, os quais também são baseados na teoria do modelo interno e, embora não testados neste projeto, devem apresentar resultado semelhante.

Considerando uma plataforma acionada por 2 cilindros, cada um para posicionamento angular da plataforma em torno de cada eixo horizontal, os controladores ressonantes podem ser “sintonizados” nas frequências instantâneas dos movimentos e, uma vez que não apresentam atraso, atuar satisfatoriamente em todos instantes, posicionando a plataforma com erros baixíssimos.

11.3 Desenvolvimento de Métodos de Compensação das Não Linearidades dos Componentes Hidráulicos

Os componentes hidráulicos utilizados para o controle, que são válvulas e cilindros, apresentam diversas não linearidades, como zona-morta, histerese, atritos, etc. Estes podem prejudicar o desempenho de um sistema de controle, não permitindo a diminuição suficiente dos erros de seguimento de referência em regime permanente. Portanto, sugere-se que sejam propostas maneiras de compensação dos efeitos gerados por essas características com o objetivo de aprimorar o desempenho do sistema de controle.

12 CONCLUSÕES

A análise referente, não somente às informações existentes nas bibliografias, mas também aos resultados obtidos com as simulações desenvolvidas, mostram o objetivo deste projeto é complexo e pode ser atingido de diversas maneiras, sendo muitas não comentadas neste projeto.

O sistema hidráulico deve ser projetado para suportar diferentes condições de carga, fator que implica em variações de vazão, que precisam ser tratadas de forma eficaz para não causar variações de pressão que prejudiquem o desempenho do sistema de controle. Portanto, é fundamental o correto dimensionamento de válvulas de alívio de pressão, assim como acumulador. Além disso, constatou-se a vital importância do bom funcionamento do filtro para evitar os danos nos componentes do sistema.

O controlador repetitivo mostrou alto desempenho no seguimento de referências senoidais. Os resultados obtidos permitem concluir que nas frequências múltiplas da fundamental, assim como em frequências próximas a estas, o erro de seguimento é muito pequeno. Também verificou-se a capacidade do controlador em seguir referências constantes e, em função do pico de ganho na frequência zero, o resultado apresentado foi muito satisfatório. O controlador mostrou bastante robustez à variação de carga, permitindo que a plataforma possa ser utilizada em diferentes condições. O único problema detectado deste controlador é o tempo de atraso, o qual resulta em um intervalo sem atuação de tal controlador, assim como pode inviabilizar aplicações onde o tempo de atraso precisa ser ajustado instantaneamente. Para utilizar controladores repetitivos é fundamental conhecer não apenas as amplitudes dos movimentos de inclinação, como também as frequências. Somente desta forma é possível definir os parâmetros do controlador e avaliar o desempenho do mesmo. Para sistemas com medição instantânea de frequência deve ser avaliada a influência do filtro da malha de controle, pois este pode alterar levemente a frequência dos picos ressonantes. A implementação deste controlador é simples e barata, uma vez que é necessário apenas o armazenamento dos valores de erro. Se a frequência fundamental é baixa a memória utilizada também é baixa.

As não linearidades existentes, principalmente nas válvulas e cilindros hidráulicos podem resultar em erros consideravelmente maiores que os simulados

considerando-se apenas o sistema linear ideal. A zona morta da válvula, conforme avaliado, resulta em intervalos de tempo onde a válvula não responde e, perde, portanto, a sintonia com seu *set-point*. Atritos podem causar erros de seguimento em regime permanente. O vazamento das válvulas varia com a pressão de suprimento, prejudica a ação de controle e ainda tende a aumentar com o tempo de uso das válvulas, degradando o sistema de controle. Existem variações no comportamento dos componentes para as diferentes condições em que são utilizados e, logo, resultados teóricos podem não representar com fidelidade uma situação prática em função das aproximações e linearizações que são realizadas na caracterização dos sistemas.

13 REFERÊNCIAS

- ALBERS, P. *Motion Control in Offshore and Dredging*. Dordrecht, Springer, 2010. 316p.
- DE NEGRI, V. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle – Parte III*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2001. (Apostila do curso de pósgraduação).
- FLORES, J., PEREIRA, L. F. A., GOMES DA SILVA JR., J., BONAN, G., COUTINHO, D. F. (2010). *Síntese de controladores repetitivos chaveados: uma aplicação às fontes ininterruptas de energia (UPS)*. *Revista Controle & Automação da Sociedade Brasileira de Automática* 22(2): 184-200.
- FOX, R.; McDONALD, A. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*. 4a. Ed. Rio de Janeiro: Editora Guanabara Koogan S.^a, 1995. 662 p.
- FRANCIS, B. A. and WONHAM, W. M. (1975). *The internal model principle for linearmultivariable regulators, Applied Mathematics and Optimization* 2(2): 170–194.
- FURST, F.; DE NEGRI, V. *Projeto de Sistemas Hidráulicos de Controle de Posição*. Florianópolis: Universidade Federal de Santa Catarina, 2002. (Apostila do curso de pósgraduação).
- FURST, F. *Sistematização do projeto preliminar de circuitos hidráulicos com controle de posição*. 2001. 132 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Cento Tecnológico, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.
- GOUGH, V. E. (1956-1957). *Contribution to discussion of papers on research in Automobile Stability, Control and Tyre Performance*. Proc. Auto Div. Inst. Mech. Eng.: 392–394.
- GRIFFIN, M. J. (1990) *Motion sickness. Handbook of Human Vibration*, Academic Press, New York.
- HARA, S., YAMAMOTO, Y., OMATA, T. and NAKANO, M. (1988). *Repetitive control system: a new type servo system for periodic exogenous signals, IEEE Transactions on Automatic Control* 33(7): 659–668.
- INOUE, T., NAKANO, M. and S., I. (1981). *High accuracy control of servomechanism for repeated contouring, Proceedings of the 10th Annual Symp. Incremental Motion Contr. Syst. and Devices*, pp. 258–292.
- JOHNSON, J. *Design of Electrohydraulic Systems for Industrial Motion Control*. Parker Hannifin Corp, Cleveland OH, USA, 1991
- JOHNSON, JACK L. *Learning about valve frequency response*. *Hydraulics & Pneumatics Magazine*, Cleveland, v. 57, n. 2, p. 25-27. Fev. 2004.
- LEWIS, E. E. & STERN, H. (1962). *Design of Hydraulic Control Systems*. New York McGraw Hill. 360p.

FICHTER, E. *A Stewart platform-based manipulator: General theory and practical construction*. International Journal of Robotic Research, v. 5, n. 2, p. 157-182, 1986.

MERRITT, H. E. *Hydraulic Control Systems*. 1. ed. New York: John Wiley & Sons, 1967. 358 p.

PEREIRA, PEDRO IVO INÁCIO. *Análise teórico-experimental de controladores para sistemas hidráulicos*. 2006. 163 f. Dissertação (Mestrado) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2006.

SALZMANN, D.J. Cerda. Ampelmann, *Development of the Access System for Offshore Wind Turbines*. 2004. 189f. PhD Thesis - Delft University of Technology, Netherlands.

SCHWARTZ, C. *Modelagem e Análise de um Dispositivo de Amortecimento de Fim de Curso Auto – Ajustável para Cilindros Hidráulicos*. 2004. 104 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

SERRANO, M. I. *Controle de força de um servoatuador hidráulico através da técnica de linearização por realimentação*. 2007. 108f. Pós-graduação (Engenharia Elétrica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre. 2007.

STEWART, D. *A platform with 6 degrees of freedom*. Proceedings of the institution of mechanical engineers 1965-1966, v. 180, n.15, p.371-386, 1965.

VALDIERO, A. *Controle de robôs hidráulicos com compensação de atrito*. 2005. 188 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis.

VIRVALO, T. *On the damping of a hydraulic cylinder drive*. Proceedings of the Sixth Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP'99, May 26-28, 1999, Tampere, Finland, pp 499-518.