

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Análise Experimental de um compensador de heave hidropneumático

Por,
Tássio Melo Linhares

Brasília, 28 de Novembro de 2014

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECANICA

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Análise Experimental de um compensador de heave hidropneumático

POR,

Tássio Melo Linhares

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Eugênio Libório Feitosa Fortaleza, UnB/ ENM
(Orientador)

Prof. Adriano Todorovic Fabro, UnB/ ENM

Prof. Marcus Vinicius Girão de Moraes, UnB/ ENM

Brasília, 28 de Novembro de 2014

Agradecimentos

Agradeço a todos que contribuíram para o meu desenvolvimento acadêmico e pessoal.

À Petrobras através do PRH-PB223(Programa de Formação de Recursos Humanos em Automação Offshore) pelo apoio financeiro.

Tássio Melo Linhares

RESUMO

Este trabalho apresenta a metodologia utilizada para o desenvolvimento do protótipo, em escala reduzida, de um compensador de heave hidropneumático semi-ativo. Este compensador é desenvolvido utilizando os polos da função de transferência do filtro Butterworth de segunda ordem, com isso pretende-se obter um compensador que apresente um bom isolamento das frequências superiores a frequência de corte. O compensador possui uma válvula de controle de vazão variável, a qual permite ajustar a frequência de corte quando o sistema é submetido a uma variação na massa suportada, portanto o compensador é capaz de manter a mesma frequência de corte. O protótipo desenvolvido e os resultados experimentais obtidos são apresentados no final do trabalho.

ABSTRACT

This paper presents the methodology used to develop the prototype, in reduced scale, of a semi-active hydropneumatic heave compensator. This compensator is developed using the poles of the transfer function of the second order Butterworth filter, so it is intended to obtain a compensator that has a good insulation of frequencies above the cutoff frequency. The compensator has a variable flow control valve, which allows to adjust the cutoff frequency when the system experiments a variation in the sprung mass, so the compensator is capable to keep the same cutoff frequency. The scaled prototype and the experimental results are presented at the end of paper.

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivo	2
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	3
2.1 Projeto geral de um sistema de suspensão	3
2.2 Sistema Hidropneumático.....	3
2.2.1 Características da Rigidez	4
2.2.2 Comparação das características de Rigidez.....	6
2.2.3 Características de Amortecimento	6
2.3 Filtro Butterworth	7
3 MODELAGEM	9
3.1 Massa de projeto	9
3.2 Variando a massa suportada	13
4 PROJETO DO COMPENSADOR	14
4.1 Determinação do amortecimento b :	14
4.2 Determinação da rigidez K :	15
5 PARÂMETROS DE PROJETO:	16
6 CONTROLE	18
7 EXPERIMENTO	19
7.1 Protótipo	19
7.2 Procedimentos e Resultados Experimentais	19
7.3 Análise dos resultados experimentais.....	22
8 CONCLUSÃO	23
REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS	24

LISTA DE FIGURAS

Figura 1. Compensador ativo (LAFAVE, 2004)	2
Figura 2. Sistema hidropneumático	3
Figura 3. Compensador hidropneumático com uma válvula	4
Figura 4. Comportamento do Coeficiente adiabático k (BAUER, 2010).....	5
Figura 5. Comparação do comportamento da taxa de rigidez (BAUER, 2010).....	6
Figura 6. Amplitude do ganho em uma escala linear para filtros Butterworth (OPPENHEIM, 1997)..	7
Figura 7. Amplitude de ganho na escala logaritmica para filtros Butterworth com N=1, 2, 4 e 8(OPPENHEIM, 1997).	7
Figura 8. Padrão polo zero para o quadrado da magnitude da resposta em frequência para filtros Butterworth(OPPENHEIM, 1997).	8
Figura 9. Representação do sistema compensador com as coordenadas.	9
Figura 10. Diagrama de Corpo Livre.	9
Figura 11. Frequência natural com a variação da massa	16
Figura 12. Rigidez com a variação da massa	16
Figura 13. Fator de amortecimento com a variação da massa.....	17
Figura 14. Volume de N2 com a variação da massa	17
Figura 15. Diagrama de Bode para diferentes massas.....	17
Figura 16. Transmissibilidade para diferentes massas	17
Figura 17. Diagrama de Bode para 3 massas	18
Figura 18. Ação do controle para 3 massas diferentes.	18
Figura 19. Compensador montado para realização do teste.	19
Figura 20. Amplitude de entrada e saída da varredura de 3Hz a 20Hz.	19
Figura 21. Menores incrementos de tempo, amplitude de entrada constante.....	20
Figura 22. Amplitudes máximas para diferentes amortecimentos para a massa de 4kg	20
Figura 23. Massas de 2kg, 3kg e 4kg para o mesmo ajuste de válvula	21
Figura 24. Comportamento do sistema com a ação do controle.....	21

LISTA DE TABELAS

Tabela 1. Dimensões do protótipo.....	16
Tabela 2. Valores dos parâmetros físicos com a variação da massa.	16

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

A	Área	$[m^2]$
T	Temperatura	$[^{\circ}C]$
L	Comprimento da mangueira	$[m]$
v	velocidade do óleo	$[m/s]$
V	volume	$[m^3]$
d	diâmetro interno da mangueira	$[m]$
P	Pressão	$[N/m^2]$
m	massa	$[kg]$
R_g	Constante universal dos gases	$[\]$
R	Resistência hidráulica	$[\]$
q	vazão volumétrica	$[m^3/s]$
K	Coefficiente de Rigidez	$[N/m]$
b	Coefficiente de amortecimento	$[N.s/m]$
S_v	Área interna do cilindro e do reservatório	$[m^2]$
z_2	Coordenada de posição do pistão	$[m]$
z_1	Coordenada de posição da massa suspensa	$[m]$
z_3	Coordenada de posição relativa entre z_2 e z_1	$[m]$
f	Força	$[N]$
D	Diâmetro interno do tubo e do reservatório	$[m]$
C	Capacidade pneumática do acumulador	

Símbolos Gregos

ω	Relação frequência excitação e frequência natural	$[\]$
μ_0	viscosidade do óleo	$[Pa.s]$
w_n	Frequência natural	$[rad/s]$
Ω	Frequência de Excitação	$[rad/s]$
ξ	Fator de amortecimento	
w_c	Frequência de corte	$[rad/s]$

Grupos Adimensionais

r	coeficiente adiabático
-----	------------------------

Subscritos

AC	<i>reservatório</i>
c	<i>óleo</i>
atm	atmosférica

Sobrescritos

\bullet	Variação temporal
$-$	Valor médio
st	estática

Siglas

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Muitos problemas podem surgir durante a perfuração de um poço de petróleo, como dificuldade de controle da trajetória do poço, problemas de limpeza dos cascalhos do poço, influxo de fluidos indesejados da formação, interação do fluido de perfuração com a formação, prisão de coluna, perda de circulação, encontro de zonas anormalmente pressurizadas, dentre outros. Entre esses problemas figuram as vibrações excessivas da coluna de perfuração o que pode trazer diversas consequências danosas para as operações, que vão desde diminuição da taxa de penetração até ruptura da coluna de perfuração (DIVENYI, 2009).

As vibrações da coluna de perfuração são classicamente divididas em três modos distintos, a saber: axial, torcional e lateral. Cada um desses modos tem causas e características distintas (DIVENYI, 2009).

As vibrações na coluna de perfuração podem gerar diversos problemas durante a perfuração de um poço de petróleo. O principal dentre estes problemas é a fadiga induzida por vibrações severas, que figura como uma das principais causas de rompimento de colunas de perfuração. O rompimento da coluna de perfuração é uma das situações mais indesejadas durante a perfuração de um poço. Quando ocorre este evento, é necessário tentar recuperar a coluna através de operações de pescaria no poço, o que podem durar muitos dias e ser extremamente oneroso. Em casos piores, pode obrigar o operador a realizar um desvio no poço, o que significa praticamente recomeçar o poço acima do ponto onde a coluna se rompeu (DIVENYI, 2009).

O rompimento da coluna não é o único evento indesejável que pode resultar de vibrações severas. Pode ocorrer também redução da taxa de penetração, danos a diversos equipamentos de fundo de poço, perda da energia torcional transmitida à coluna, danos a parede do poço e perda de controle da direcionalidade do poço (DIVENYI, 2009).

Atualmente existem sistemas capazes de prover a atenuação dessas vibrações, porém são sistemas com controle ativo, tendo assim o ponto desfavorável de demandarem altas quantidades de energia.

Esses compensadores, em sua maioria, controlam a rigidez, através da variação do volume de gás no reservatório. Portanto são sistemas capazes de modificar a frequência natural, permitindo que o sistema fuja da zona de amplificação e trabalhe na zona de isolamento. Porém o processo de bombeamento do gás é um processo com alto dispêndio de energia, o que torna tais processos de controle bastante onerosos.

A Figura 1 mostra o layout simplificado de um equipamento de operação offshore com a utilização de um sistema compensador hidropneumático ativo, em que o controle da altura da massa suportada é realizado pela mudança do volume de gás no acumulador. Neste compensador

também é realizado o controle de abertura da válvula MCV, sendo essa responsável pelo ajuste da queda de pressão. Nota-se que o bloco de coroamento e a coluna de perfuração permanecem estacionários, enquanto o resto do sistema ligado à própria plataforma de petróleo se move para cima e para baixo obedecendo ao movimento das ondas. A válvula MCV (Motion Compensator Valve) também deve isolar automaticamente os cilindros do acumulador principal no caso de quebra da coluna de perfuração (LAFAVE, 2004).

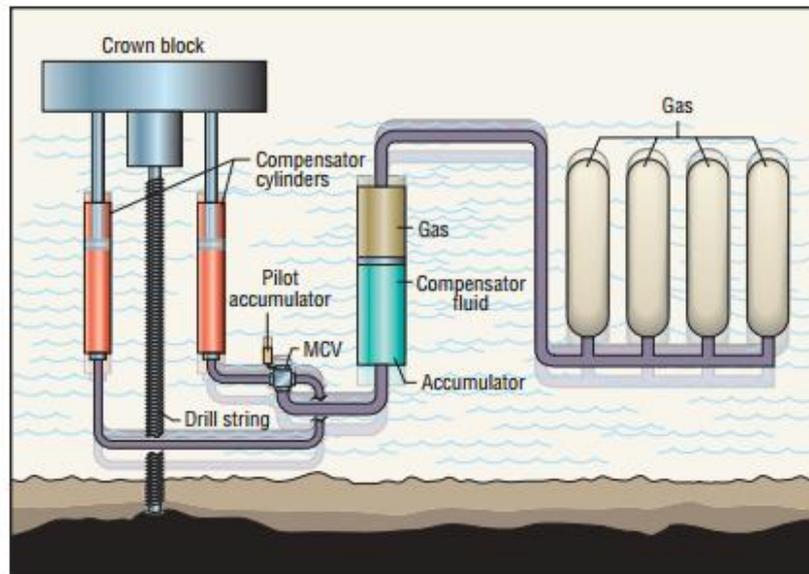


Figura 1. Compensador ativo (LAFAVE, 2004)

1.2 Objetivo

Neste trabalho pretende-se desenvolver o protótipo de um compensador hidropneumático semiativo, utilizando os polos da função de transferência do filtro Butterworth de segunda ordem. Este sistema deve ser capaz de mitigar as vibrações axiais acima da frequência de corte. A ação de controle será realizada pelo ajuste da válvula, o que permite manter constante a frequência de corte.

Com este sistema de controle pretende-se obter um sistema robusto e econômico em relação aos compensadores ativos. Pois este controle conta com apenas uma parte móvel, a válvula.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Projeto geral de um sistema de suspensão

Um sistema de suspensão usualmente consiste de um elemento de rigidez e um elemento de dissipação. O elemento de rigidez (normalmente representado por uma mola mecânica) permite o movimento relativo entre a entrada e a saída. Porém, a mola armazena energia e assim o sistema tende a se manter em oscilação permanentemente (BAUER, 2010).

Esta é a razão pela qual a mola é usada em combinação com o amortecedor. A energia que é armazenada na mola é dissipada pelo amortecedor e a amplitude da oscilação, portanto decai. Normalmente os amortecedores usados são componentes hidráulicos que usam o deslocamento do fluido interno para gerar as forças de amortecimento. (BAUER, 2010).

2.2 Sistema Hidropneumático

Os sistemas hidropneumáticos são sistemas que possuem seu elemento de rigidez representado por um volume de gás armazenado em um reservatório e seu elemento de dissipação representado por um amortecedor hidráulico.

Os sistemas hidropneumáticos mais simples são compostos de somente 3 componentes: um cilindro hidráulico, um reservatório hidropneumático, que é montado diretamente no cilindro e o fluido hidráulico. Caso, o cilindro e o acumulador precisem ser separados, linhas de óleo e acessórios adicionais são necessários para fornecer a conexão hidráulica (BAUER, 2010).

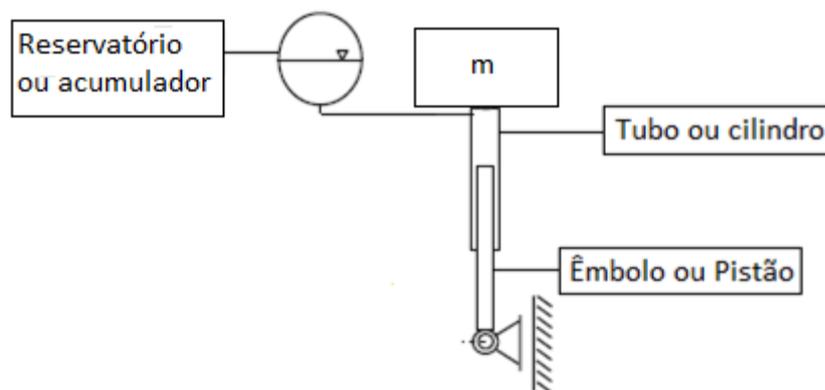


Figura 2. Sistema hidropneumático

Para permitir um amortecimento adicional, uma resistência de fluxo é colocada entre o cilindro e o reservatório. Essa resistência dissipa parte da energia cinética do fluido hidráulico (atrito viscoso). Então essa chamada “unidade de suspensão”, consistindo de um cilindro, um reservatório, uma resistência de fluxo e um fluido hidráulico, realiza a função de suspensão e pode substituir a típica combinação de mola mecânica e amortecedor (BAUER, 2010).

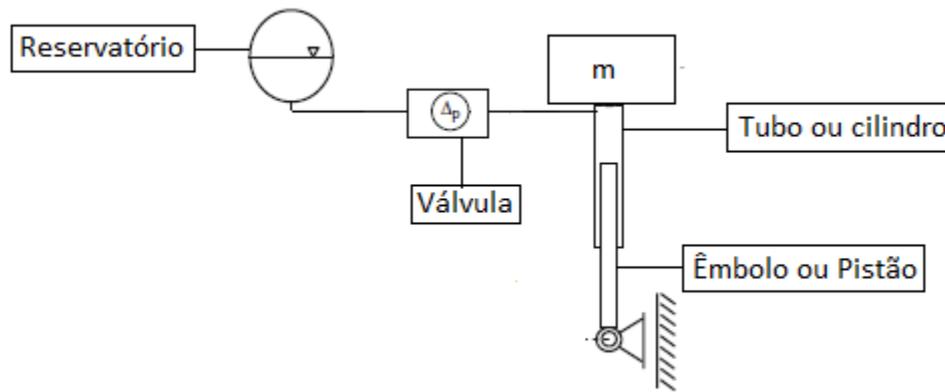


Figura 3. Compensador hidropneumático com uma válvula

Basicamente existem outros 2 sistemas além dos hidropneumáticos: os pneumáticos e as suspensões mecânicas. Além destes existem alguns conceitos como as suspensões com uma almofada de ar (aerodeslizadores) e ainda as suspensões com um campo magnético (BAUER, 2010).

2.2.1 Características da Rigidez

O gás no reservatório é o principal responsável pela rigidez do sistema, portanto, suas propriedades são extremamente importantes para o comportamento de todo o sistema de suspensão.

No estado inicial do reservatório um certo número de moléculas de gás e portanto uma certa massa de gás m_G está dentro do reservatório. A massa é definida pelo volume do reservatório V_0 e pela carga inicial, p_0 , a que o gás é submetido. O gás é descrito pela equação de estado de gás ideal, Eq.(2.1) em que R_g é a constante universal dos gases e T é a temperatura (BAUER, 2010):

$$p_0 V_0 = m_G R_g T \quad (2.1)$$

Quando submetido a uma pressão superior a p_0 , o volume de gás é comprimido até o equilíbrio de forças. O aumento da pressão pode ser causado, por exemplo, pelo acréscimo da massa suportada.

Quando ocorre um aumento da massa suportada, a compressão do gás ocorre muito lentamente e a nova pressão, p_1 , é mantida por um longo período, então neste caso, pode ser assumida uma mudança de estado isotérmica (Boyle-Mariotte). O calor gerado pela compressão dissipa-se no meio ambiente e a temperatura permanece constante durante o processo (BAUER, 2010).

$$V_1 = V_0 \frac{p_0}{p_1} \quad (2.2)$$

Na equação (2.2) V_1 representa o volume final após a compressão. A mudança de estado isotérmica pode ser usada para o cálculo do primeiro carregamento do sistema de suspensão, assim como para subsequentes mudanças lentas de carregamento (BAUER, 2010).

A suspensão movimenta-se muito rapidamente, quando absorvendo choques durante uma operação regular. A frequência de excitação que o sistema de suspensão é capaz de absorver usualmente está na faixa de menos de 1Hz até valores superiores a 100 Hz. Estas mudanças rápidas de estado deixam pouco tempo para a dissipação ou absorção de calor. O gás irá, portanto, mudar a temperatura.

Assumindo que nenhuma troca de calor é possível, uma mudança de estado adiabática ocorre de acordo com a seguinte equação (BAUER, 2010):

$$p_1 V_1^k = p_2 V_2^k \quad (2.3)$$

Na equação (2.3) k é o expoente adiabático, p_1 e V_1 representam a pressão e o volume para o estado inicial e p_2 V_2 representam a pressão e o volume para o estado final. Na literatura, valores padrões são adotados para k em condições de baixa pressão e temperatura ambiente. Estes valores são (BAUER, 2010):

$k \approx 1.66$ para gases monoatômicos (por exemplo He)

$k \approx 1.40$ para gases biatômicos (N_2 , O_2 e portanto também ar)

$k \approx 1.30$ para gases triatômicos (CO_2)

Para sistemas de suspensão hidropneumáticos é importante considerar que k depende da temperatura e da pressão do gás, Figura 4 fornece uma visão geral do comportamento do nitrogênio (BAUER, 2010).

Em suspensões hidropneumáticas reais há sempre a possibilidade de uma troca de calor marginal do gás com os componentes ao redor e portanto nunca haverá uma mudança de estado adiabática ideal. Isto significa que os processos da suspensão hidropneumática são definidos por uma mudança de estado politrópica caracterizada por $1 < n < k$. Quanto mais calor é trocado durante a mudança de estado, mais o expoente politrópico n para este processo irá de k para 1; o último define a mudança de estado isotérmica, ou seja, com perfeita troca de calor. As exatas condições para a troca de calor são usualmente desconhecidas e muito difíceis de identificar (BAUER, 2010).

O valor de $n=1.3$, usualmente é usado para cálculos preliminares. Somente em altas pressões, especialmente em combinação com muito baixas temperaturas de operação é recomendado usar $n=1.4$ ou maior. O valor médio mais realístico para n pode ser deduzido a partir de medidas de curvas experimentais de força- deslocamento. (BAUER, 2010).

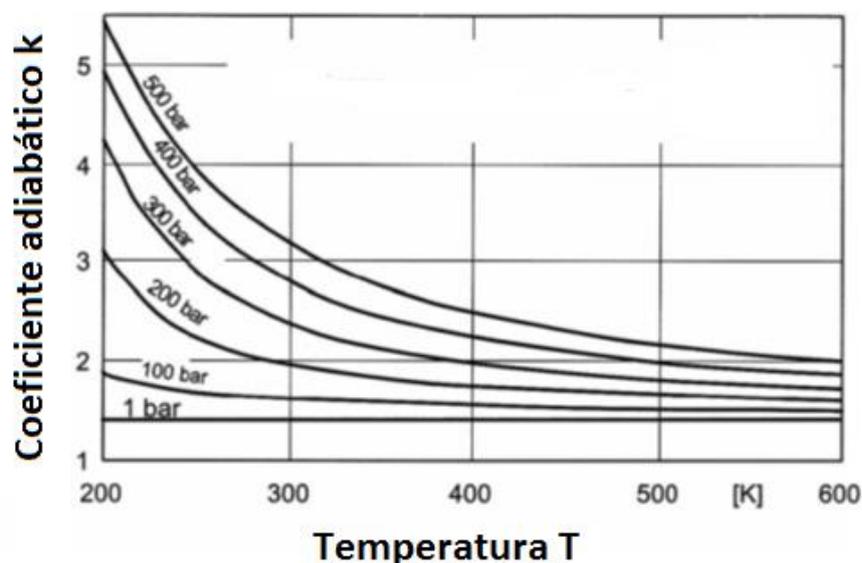


Figura 4. Comportamento do Coeficiente adiabático k (BAUER, 2010)

2.2.2 Comparação das características de Rigidez

A diferença principal entre os sistemas pneumático, mecânico e hidropneumático pode ser analisada na curva Força vs. Deslocamento. Enquanto a taxa de rigidez da mola mecânica é constante ao longo de todo o curso (assumindo uma mola linear), os outros dois sistemas não apresentam uma rigidez linear, o que é explicado pelas leis físicas para uma mudança de estado de gás politrópica. A Figura 5 ilustra o comportamento da rigidez destes diferentes sistemas (BAUER, 2010).

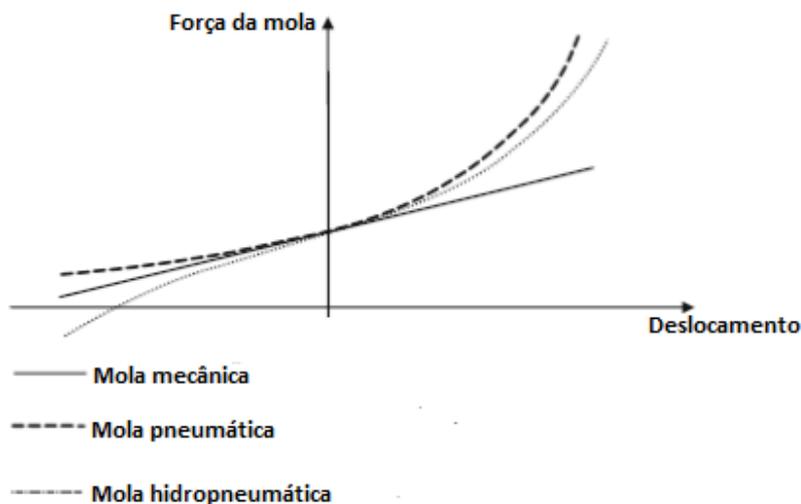


Figura 5. Comparação do comportamento da taxa de rigidez (BAUER, 2010).

2.2.3 Características de Amortecimento

A força de amortecimento é baseada no princípio do atrito. O amortecimento em sistemas de suspensão ocorre, principalmente, de duas formas (BAUER, 2010):

1. Atrito seco ou atrito de corpo sólido. Dois corpos sólidos pressionados, com uma força normal um contra o outro, deslizam suas interfaces, causando uma força resistente, devido a rugosidade ou adesão presente entre as superfícies. A força resistente é chamada de força de atrito e atua como uma força de amortecimento (BAUER, 2010).

2. Atrito viscoso ou atrito hidrodinâmico. O escoamento em dutos sofre forte influência das paredes, dissipando energia devido ao atrito. As partículas em contato com a parede adquirem a velocidade da parede, ou seja, velocidade nula, e passam a influir nas partículas vizinhas através da viscosidade e da turbulência, dissipando energia. Essa dissipação de energia provoca uma diminuição da pressão total do fluido ao longo do escoamento que é denominada de perda de carga. A perda de carga pode ser distribuída ou localizada. (BAUER, 2010).

No sistema de suspensão hidropneumático, o fluido hidráulico é usado para transferir a carga do cilindro para o reservatório. Devido ao movimento relativo entre cilindro e pistão, o fluido hidráulico escoar entre o cilindro e o reservatório com regular mudança da direção do escoamento. Se um resistor é colocado no percurso do escoamento, uma perda de carga localizada ocorre. (BAUER, 2010).

2.3 Filtro Butterworth

Os filtros desta classe são especificados por dois parâmetros, a frequência de corte e a ordem do filtro. A resposta em frequência deste filtro é monotônica, e a nitidez da transição da banda de passagem para a banda de atenuação é definida pela ordem do filtro.

Os filtros Butterworth possuem a magnitude da resposta em frequência ao quadrado, dada pela equação(2.4), em que $B(\omega)$ é a magnitude da resposta em frequência (OPPENHEIM, 1997):

$$|B(\omega)|^2 = \frac{1}{1 + (\omega/\omega_c)^{2N}} \quad (2.4)$$

O parâmetro N representa a ordem do filtro. O parâmetro ω_c é a frequência de corte na qual $|B(\omega)|$ é $1/\sqrt{2}$ vezes o seu valor em $\omega = 0$. No diagrama de Bode, o ganho é 3dB abaixo do valor em $\omega = 0$. A Figura 7 apresenta o diagrama de Bode para o ganho do filtro Butterworth para N=1, 2, 4 e 8. Na Figura 6 é mostrado $|B(\omega)|$ na escala linear. Como também é evidente a partir da equação (2.4), o ganho em $\omega = \omega_c$, é $1/\sqrt{2}$ independente da ordem do filtro, e quanto maior a ordem do filtro mais nítida é a transição da banda de passagem para a banda de atenuação (OPPENHEIM, 1997).

Das figuras 6 e 7 percebe-se que a classe de filtros Butterworth tem como característica a forma monotônica da curva de magnitude na banda passante e na banda de atenuação. Filtros Butterworth são também referidos como tendo uma resposta em frequência maximamente plana (OPPENHEIM, 1997).

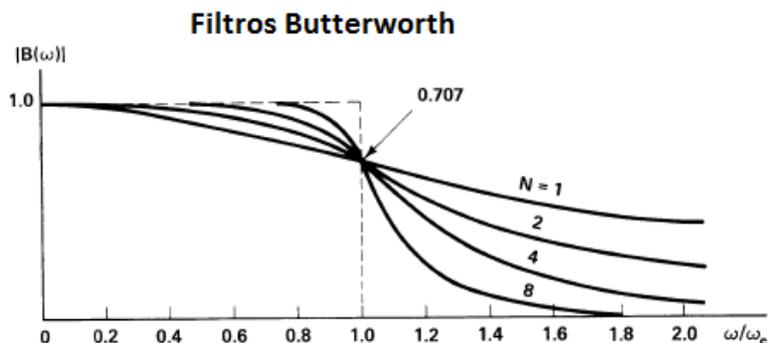


Figura 6. Amplitude do ganho em uma escala linear para filtros Butterworth (OPPENHEIM, 1997).

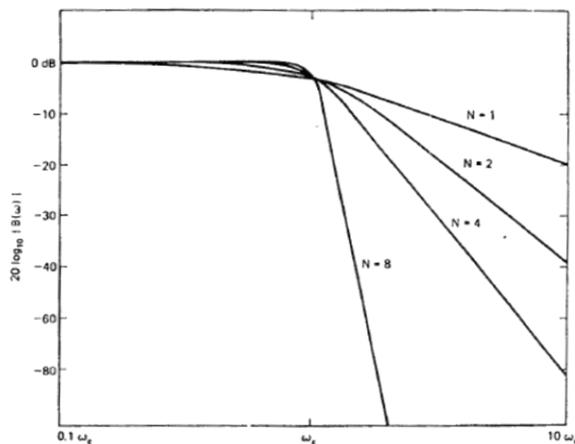


Figura 7. Amplitude de ganho na escala logarítmica para filtros Butterworth com N=1, 2, 4 e 8 (OPPENHEIM, 1997).

Para filtros Butterworth contínuos no tempo os polos associados com a magnitude da resposta em frequência ao quadrado são igualmente distribuídos em ângulos no círculo no plano-s, concêntrico com a origem e tendo um raio igual à frequência de corte, Figura 8.

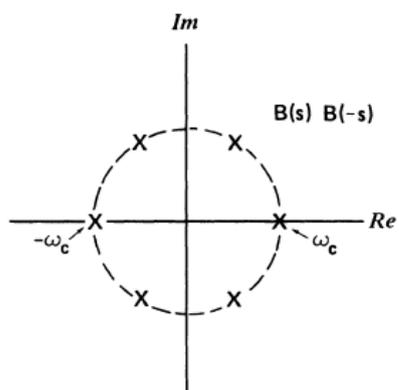


Figura 8. Padrão polo zero para o quadrado da magnitude da resposta em frequência para filtros Butterworth(OPPENHEIM, 1997).

3 MODELAGEM

3.1 Massa de projeto

O sistema compensador é apresentado na Figura 9 e são utilizadas duas coordenadas, $z_1(t)$ e $z_2(t)$, para descrever o sistema.

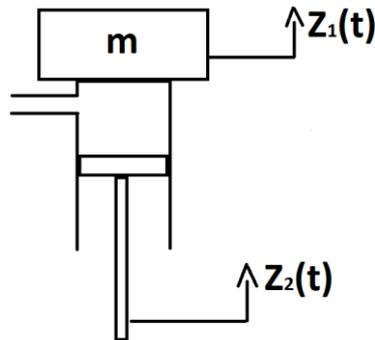


Figura 9. Representação do sistema compensador com as coordenadas.

O diagrama de corpo livre da parte suspensa é representada na Figura 10, em que $P_c(t)$, é a pressão do óleo, P_{atm} é a pressão atmosférica e mg é o peso da massa suspensa (o que inclui a massa do próprio tubo do amortecedor).

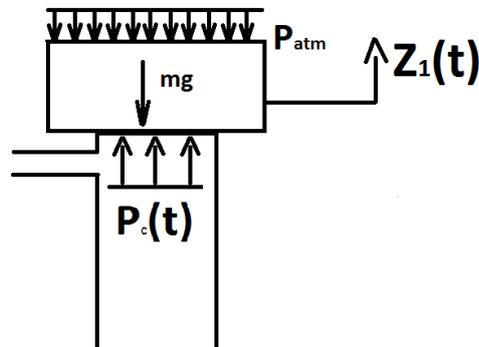


Figura 10. Diagrama de Corpo Livre.

O sistema em equilíbrio estático é descrito pelo seguinte equilíbrio de forças:

$$f_c^{st} = mg + f_{atm} \quad (3.1)$$

onde f_c^{st} é a força realizada pelo óleo em equilíbrio estático, f_{atm} é a força realizada pela pressão atmosférica e mg é o peso da massa suportada, logo:

$$P_c^{st} S_v = m g + P_{atm} S_v \quad (3.2)$$

ou ainda,

$$P_c^{st} = \frac{m g}{S_v} + P_{atm} \quad (3.3)$$

Em que S_v é a área interna do tubo do amortecedor. Como os cálculos apresentados se referem ao equilíbrio estático, o sobrescrito st será usado, representando assim a pressão do óleo no estado de equilíbrio estático, como apresentado na Eq.(3.3).

A equação que descreve o comportamento dinâmico do sistema em função do tempo é desenvolvida a seguir. O diagrama de corpo livre permite visualizar a relação entre as forças presentes no sistema. Portanto tem-se que:

$$m \ddot{z}_1(t) = P_c(t) S_v - m g - P_{atm} S_v \quad (3.4)$$

A pressão $P_c(t)$ é a pressão do óleo, sendo o óleo considerado um fluido incompressível. Essa pressão se propaga integralmente por todo o fluido, Princípio de Pascal. Devido aos forçamentos externos o óleo está submetido ao carregamento da massa, à pressão atmosférica sobre o tubo do amortecedor e ao forçamento periódico ambiental transmitido ao óleo pelo embolo. A pressão $P_c(t)$ é dada por 2 carregamentos internos: a pressão do gás N_2 , $P_{AC}(t)$, armazenado no reservatório, e a queda de pressão, $\Delta P(t)$, realizada em especial pela válvula reguladora, como representado na Eq.(3.5) de acordo com (MOREAU; ALTET; OUSTALOUP, 2003).

$$P_c(t) = \Delta P(t) + P_{AC}(t) \quad (3.5)$$

A queda de pressão $\Delta P(t)$ é uma função não linear do escoamento que passa através do amortecedor hidráulico. Assumindo pequenas variações de pressão, a linearização em torno da origem conduz a expressão da forma (MOREAU; ALTET; OUSTALOUP, 2003):

$$\Delta P(t) = R q_{AC}(t) \quad (3.6)$$

Portanto, a equação linearizada permite compreender que a queda de pressão na válvula é diretamente proporcional á vazão de óleo, $q_{AC}(t)$, na válvula. Sendo que a queda de pressão é obtida matematicamente pela multiplicação da vazão de óleo, na válvula, por uma constante de proporcionalidade, chamada de resistência hidráulica, R .

A vazão de óleo, em uma seção transversal qualquer, depende da velocidade de excitação ambiental, $\dot{z}_2(t)$, e para uma dada velocidade de excitação tem-se que a vazão de óleo é a mesma em todas as seções transversais percorridas pelo óleo, devido tratar-se de um óleo incompressível. Como o movimento de excitação ambiental acarretará em um movimento do tubo do amortecedor, $z_1(t)$, o movimento realizado pelo óleo será o movimento relativo entre a excitação ambiental e o movimento do tubo do amortecedor:

$$q_{AC}(t) = S_v (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) \quad (3.7)$$

Substituindo a Eq.(3.7)na Eq.(3.6):

$$\Delta P(t) = R S_v (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) \quad (3.8)$$

Considerando o nitrogênio no reservatório como um gás perfeito, a pressão no reservatório, $P_{AC}(t)$, pode ser descrita pela relação não linear da forma (MOREAU; ALTET; OUSTALOUP, 2003):

$$P_{AC}(t) = \frac{cst}{V(t)^r} \quad (3.9)$$

Onde $V(t)$ é o volume de gás no reservatório, $r \in [1;1.4]$ ($r=1$ corresponde a situação isotérmica e $r=1.4$ a situação adiabática) e onde a constante cst é obtida, por exemplo, a partir da pressão estática P_{st} e do volume estático V_{st}^r no equilíbrio (MOREAU; ALTET; OUSTALOUP, 2003):

$$cst = P_{st} V_{st}^r \quad (3.10)$$

Assumindo pequenas variações de pressão, a Eq.(3.9) da pressão $P_{AC}(t)$ pode ser linearizada em torno da pressão estática P_{st} (MOREAU; ALTET; OUSTALOUP, 2003).

$$P_{AC}(t) = P_{st} + \frac{dP}{dV_{P_{st},V_{st}}} dV(t) \quad (3.11)$$

A derivada parcial $\frac{dP}{dV_{P_{st},V_{st}}}$, é obtida ao redor do ponto de operação (P_{st}, V_{st}) e este resultado é representado pela capacidade pneumática do acumulador, C , que é a relação entre o volume estático e a pressão estática (MOREAU; ALTET; OUSTALOUP, 2003).

$$\frac{dP}{dV_{P_{st},V_{st}}} = -r \frac{P_{st}}{V_{st}} = -r \frac{1}{C} \quad (3.12)$$

onde:

$$C = \frac{V_{st}}{P_{st}} \quad (3.13)$$

A variação do volume de N_2 , $dV(t)$, no reservatório é igual à variação do volume de óleo no cilindro, ou seja, o movimento relativo, $(z_2(t) - z_1(t))$, entre as partes do amortecedor faz com que o óleo escoe entre o cilindro e o reservatório, sendo o óleo incompressível o volume total deste permanecerá constante, portanto, o aumento do volume de óleo em um compartimento acarretará na diminuição de mesmo volume de óleo no outro. Portanto a variação do volume de N_2 , em função do tempo, pode ser obtida a partir da integração, no tempo, da vazão de óleo, $q_{AC}(t)$ apresentada na Eq.(3.7).

$$dV(t) = - \int_0^t S_v (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) dt \quad \text{ou} \quad dV(t) = \int_0^t S_v (\dot{z}_1(t) - \dot{z}_2(t)) dt \quad (3.14)$$

Substituindo Eqs.(3.14) e (3.12) na Eq.(3.11), obtêm-se a equação que descreve a pressão de N_2 em função do tempo.

$$P_{AC}(t) = P_{st} + r \frac{S_v}{C} (z_2(t) - z_1(t)) \quad (3.15)$$

Portanto, a pressão a que o óleo está submetido, $P_c(t)$, no decorrer do tempo, é representada pela substituição das Eqs.(3.8) e (3.15) na Eq.(3.5).

$$P_c(t) = R S_v (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) + P_{st} + \frac{r S_v}{C} (z_2(t) - z_1(t)) \quad (3.16)$$

Multiplicando a equação anterior pela área S_v , que é a área interna do tubo do cilindro, obtêm-se a força, $P_c(t)S_v$, que o óleo realiza verticalmente sobre o tubo do amortecedor:

$$P_c(t) S_v = R S_v^2 (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) + \frac{r S_v^2}{C} (z_2(t) - z_1(t)) + S_v P_{st} \quad (3.17)$$

Substituindo a Eq.(3.17) na Eq.(3.4):

$$m \ddot{z}_1(t) = R S_v^2 (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) + \frac{r S_v^2}{C} (z_2(t) - z_1(t)) + S_v P_{st} - m g - P_{atm} S_v \quad (3.18)$$

No calculo de equilíbrio estático obteve-se que $P_{st} = \frac{mg}{S_v} + P_{atm}$, Eq.(3.3), portanto:

$$m \ddot{z}_1(t) = R S_v^2 (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) + \frac{r S_v^2}{C} (z_2(t) - z_1(t)) \quad (3.19)$$

Com o objetivo de simplificar a equação (3.19), que é uma equação de segunda ordem, que descreve o comportamento do sistema dinâmico, são realizadas as substituições descritas abaixo, em que b é o coeficiente de amortecimento e K é a rigidez do sistema.

$$b = R S_v^2 \quad K = \frac{r S_v^2}{C} \quad (3.20)$$

$$m \ddot{z}_1(t) = b (\dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t)) + K (z_2(t) - z_1(t)) \quad (3.21)$$

Portanto o movimento da massa, $z_1(t)$, suportada pelo amortecedor, pode ser descrita pela equação expressa na Eq (3.22). Sendo $z_2(t)$, a excitação ambiental.

$$m \ddot{z}_1(t) + b \dot{z}_1(t) + K z_1(t) = b \dot{z}_2(t) + K z_2(t) \quad (3.22)$$

Resolvendo por Laplace, encontra-se a função de transferência:

$$m s^2 z_1(s) + b s z_1(s) + K z_1(s) = b s z_2(s) + K z_2(s) \quad (3.23)$$

$$\frac{z_1(s)}{z_2(s)} = \frac{(b s + K_2)}{(m s^2 + b s + K_2)} = \frac{\left(\frac{b}{m} s + \frac{K}{m}\right)}{\left(s^2 + \frac{b}{m} s + \frac{K}{m}\right)} \quad (3.24)$$

A Eq.(3.22) pode ser expressa pelo movimento relativo entre as duas coordenadas que descrevem o sistema, $z_3(t)$.

$$z_3(t) = z_2(t) - z_1(t) \quad \rightarrow \quad \dot{z}_3 = \dot{z}_2(t) - \dot{z}_1(t) \quad \rightarrow \quad \ddot{z}_3 = \ddot{z}_2 - \ddot{z}_1 \quad \rightarrow \quad \ddot{z}_1 = \ddot{z}_2 - \ddot{z}_3 \quad (3.25)$$

$$m(\ddot{z}_2(t) - \ddot{z}_3(t)) = b \dot{z}_3(t) + K z_3(t) \quad (3.26)$$

Obtém-se então a equação do movimento relativo do sistema, sendo $m\ddot{z}_2(t)$, a força de excitação ambiental.

$$m\ddot{z}_3(t) + b\dot{z}_3(t) + Kz_3(t) = m\ddot{z}_2(t) \quad (3.27)$$

No capítulo 4 será determinado o amortecimento b , e a rigidez, K , do sistema em função de grandezas conhecidas e manipuláveis, para o dimensionamento do protótipo.

3.2 Variando a massa suportada

A variação da massa do sistema acarretará um novo ponto de equilíbrio, ou seja, uma nova pressão estática de equilíbrio e um novo volume estático de equilíbrio. Essas grandezas podem ser calculadas pela mesma relação apresentada na Eq.(3.9), em que se caracteriza o processo de compressão e descompressão do gás N_2 , como um processo adiabático. Na Eq(3.28) o índice 1, representa o estado de equilíbrio para a massa m_1 e o índice 2, representa o estado de equilíbrio para a massa m_2 . Então, P_1 e P_2 representam as pressões estáticas e V_1 e V_2 representam os volumes estáticos de N_2 , para m_1 e m_2 , respectivamente.

$$P_1 V_1^r = P_2 V_2^r \quad \frac{P_1}{P_2} = \left(\frac{V_2}{V_1}\right)^r \quad (3.28)$$

O equilíbrio de forças para as novas massas é representado pelo mesmo diagrama de corpo livre da Figura 10, usado para obter a Eq.(3.2), portanto:

$$P_1 S_v = m_1 g + P_{atm} S_v \quad \rightarrow \quad P_2 S_v = m_2 g + P_{atm} S_v \quad (3.29)$$

Dividindo as duas equações apresentadas em (3.29), uma pela outra, obtêm-se:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{(m_1 g + P_{atm} S_v)}{(m_2 g + P_{atm} S_v)} \quad (3.30)$$

Para obter a relação entre os volumes estáticos e assim ser possível determinar o novo volume estático de N_2 iguala-se (3.28) e (3.30):

$$\left(\frac{V_2}{V_1}\right)^r = \frac{(m_1 g + P_{atm} S_v)}{(m_2 g + P_{atm} S_v)} \quad \rightarrow \quad V_2 = \left(\frac{m_1 g + P_{atm} S_v}{m_2 g + P_{atm} S_v}\right)^{1/r} V_1 \quad (3.31)$$

4 PROJETO DO COMPENSADOR

A função de transferência do compensador é projetada com os polos recomendados pelo filtro passa baixa de Butterworth de segunda ordem. Este filtro é escolhido, pois ele possui uma resposta de frequência plana na banda de passagem e uma atenuação aceitável na banda de transição. (CUELLAR; FORTALEZA, 2014).

O compensador apresenta tal resposta em frequência na banda passante, pois em sistemas mecânicos de segunda ordem com fator de amortecimento igual ou maior do que $1/\sqrt{2}$ não existe ressonância.

Portanto, com a utilização dos polos do filtro de Butterworth tem-se que para qualquer frequência natural (ω_n) de projeto, o fator de amortecimento (ξ) de projeto é de 0,707.

4.1 Determinação do amortecimento b:

Como apresentado nas Eqs. (3.20) e (3.6) o amortecimento pode ser escrito como:

$$b = R S_v^2 = \frac{\Delta P}{Q} S_v^2 \quad (3.32)$$

Como já citado anteriormente a vazão de óleo, $q_{AC}(t)$, é a mesma em todas as seções transversais em que ocorre o escoamento de óleo. Assumindo Q como uma vazão genérica em uma área transversal A genérica com uma velocidade v genérica, pode-se escrever:

$$q_{AC}(t) = Q \quad \rightarrow \quad S_v \dot{z}_3 = Av \quad (3.33)$$

Substituindo a Eq.(3.33) na Eq.(3.32), obtêm-se:

$$b = \frac{\Delta P}{S_v \dot{z}_3} S_v^2 = \Delta P \frac{S_v}{\dot{z}_3} \quad (3.34)$$

A queda de pressão de um fluido incompressível escoando em um duto circular em escoamento laminar é expressa pela Equação de Hagen-Poiseuille mostrada na Eq.(3.35), sendo μ_0 a viscosidade cinemática do fluido, L o comprimento do duto, \bar{v}_1 a velocidade média do escoamento, em um ponto 1 qualquer, e d o diâmetro do duto:

$$\Delta P = \frac{32 \mu_0 L \bar{v}_1}{d^2} \quad (3.35)$$

Sendo \bar{v}_1 , a velocidade média do escoamento de óleo na mangueira que conecta o reservatório e o tubo do amortecedor, pode-se determinar \bar{v}_1 a partir da relação do escoamento entre a seção transversal da mangueira (1) e a seção transversal do tubo do amortecedor (2), como já citado anteriormente a vazão em ambas as seções são iguais. Sendo D o diâmetro do tubo do amortecedor e d o diâmetro da mangueira de conexão.

$$Q_1 = Q_2 \quad \rightarrow \quad A_1 v_1 = S_v \dot{z}_3 \quad \rightarrow \quad \bar{v}_1 = \frac{S_v}{A_1} \dot{z}_3 = \frac{D^2}{d^2} \dot{z}_3 \quad (3.36)$$

Substituindo a Eq.(3.36) na Eq.(3.35) obtêm-se a perda de carga em função da velocidade relativa \dot{z}_3 , para um duto de diâmetro d .

$$\Delta P = \frac{32 \mu_0 L D^2}{d^2} \frac{D^2}{d^2} \dot{z}_3 \quad (3.37)$$

Substituindo a Eq.(3.37) na Eq.(3.34), obtêm-se a expressão do coeficiente de amortecimento para um duto circular de diâmetro d .

$$b = \frac{32 \mu_0 L D^2}{d^2} \frac{D^2}{d^2} \dot{z}_3 \frac{S_v}{\dot{z}_3} = \frac{32 \mu_0 L D^2 S_v}{d^4} = \frac{8 \pi \mu_0 L D^4}{d^4} \quad (3.38)$$

Portanto em um sistema com uma válvula de controle de vazão variável, o coeficiente de amortecimento será expresso:

$$b = \frac{8 \pi \mu_0 L_{mangueira} D^4}{d_{mangueira}^4} + \frac{8 \pi \mu_0 L_{valvula} D^4}{d_{valvula}^4} \quad (3.39)$$

Sabendo que:

$$b = 2 * \xi * \omega_n * m \quad (3.40)$$

Onde $\xi = 1/\sqrt{2}$ é o fator de amortecimento, valor fornecido pelo polo do filtro Butterworth, ω_n , é a frequência natural e m é a massa. Estabelecendo ω_n e m é possível dimensionar a mangueira e a válvula.

4.2 Determinação da rigidez K:

A rigidez K é determinada estabelecendo os valores da frequência natural ω_n e da massa m , pela Eq.(3.41).

$$K = \omega_n^2 m \quad (3.41)$$

A partir da 2ª relação da Eq.(3.20), sabendo-se que $C = \frac{V_{st}}{P_{st}}$, como expresso na Eq.(3.13) e $P_{st} = \frac{mg}{S_v} + P_{atm}$, como expresso na Eq.(3.3), obtêm-se:

$$K = r S_v^2 \frac{P_{st}}{V_{st}} = \frac{r S_v^2 \left(\frac{m g}{S_v} + P_{atm} \right)}{V_{st}} = \frac{r m g S_v}{V} + \frac{P_{atm} r S_v^2}{V} \quad (3.42)$$

Portanto o volume, V , de N_2 , pode ser calculado pela equação:

$$V = \frac{r m g S_v}{K} + \frac{P_{atm} r S_v^2}{K} \quad (3.43)$$

5 PARÂMETROS DE PROJETO:

A partir das equações obtidas no capítulo 4 é dimensionado o protótipo. As dimensões e grandezas físicas são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1. Dimensões do protótipo

w_n (Frequência natural)	8 Hz
m (massa de projeto)	2 kg
D (diâmetro interno do cilindro)	46 mm
d (diâmetro da mangueira de óleo)	0,0127 m
b(coeficiente de amortecimento)	142,15 N.s/m
K (coeficiente de rigidez)	$5,05 \cdot 10^3$ N/m
V (volume de nitrogênio)	86 ml
L (comprimento mangueira de óleo)	0,2 m

Na Tabela 2 são apresentadas as características físicas do sistema quando submetido a diferentes massas.

Tabela 2. Valores dos parâmetros físicos com a variação da massa.

Massas(kg)	1	1,5	2	2,5	3	4	5
Volume (l)	0.0889	0.0872	0.0855	0.0840	0.0825	0.0796	0.077
Rigidez(N/m)	4604.6	4826.7	5053.2	5284.1	5519.2	6002.1	6501.8
Variação da Altura(m)	0.0020	0.0010	0	-0.0009	-0.0019	-0.0036	-0.0051
w_n (rad/s)	67.857	56.726	50.265	45.974	42.892	38.737	36.061
w_n (Hz)	10.799 8	9.0282	8.000	7.3170	6.8265	6.1651	5.7392
w_c (rad/s)	173	127	103	89.2	79.8	68.1	61
w_c (Hz)	27,53	20,21	16.39	14,20	12,70	10,84	9,71
P_{est} (kPa)	105.90	108.85	111.81	114.76	117.71	123.61	129.51
ξ	1.0474	0.8353	0.7070	0.6184	0.5524	0.4587	0.3942

Para a melhor visualização do comportamento dos parâmetros físicos expressos na Tabela 2, são apresentados gráficos que mostram a variação de tais parâmetros em função da massa

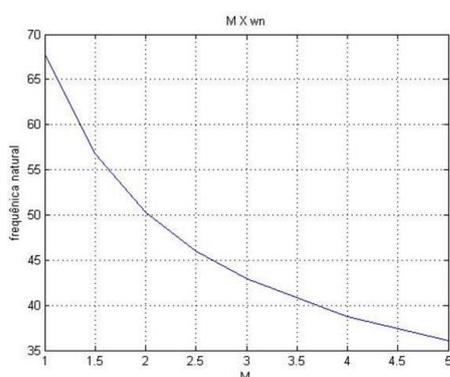


Figura 11. Frequência natural com a variação da massa

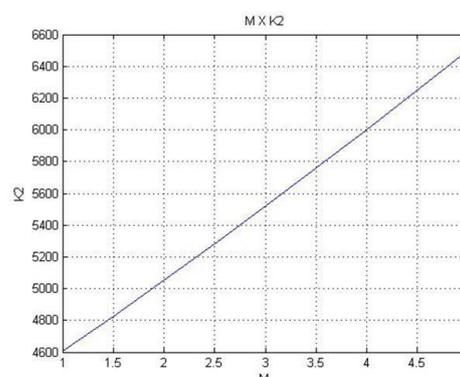


Figura 12. Rigidez com a variação da massa

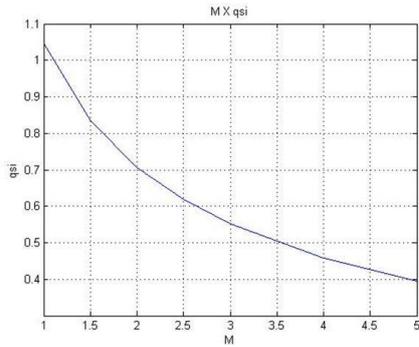


Figura 13. Fator de amortecimento com a variação da massa

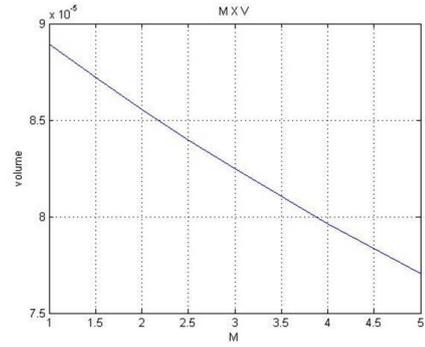


Figura 14. Volume de N2 com a variação da massa

Analisando a Tabela 2 e os gráficos é possível compreender que o aumento da massa acarreta no aumento da pressão do óleo, e consequente, compressão do gás N₂, com isso o volume de N₂ diminui e a rigidez K aumenta. O aumento da massa também ocasiona a diminuição do fator de amortecimento (ξ), mesmo mantendo b constante.

O efeito da variação da massa também é analisado na Figura 15 e na Figura 16 que representam, respectivamente, o Diagrama de Bode e a Transmissibilidade para diferentes massas.

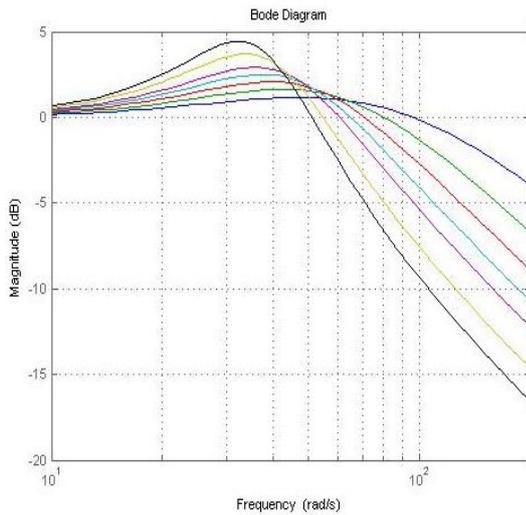


Figura 15. Diagrama de Bode para diferentes massas

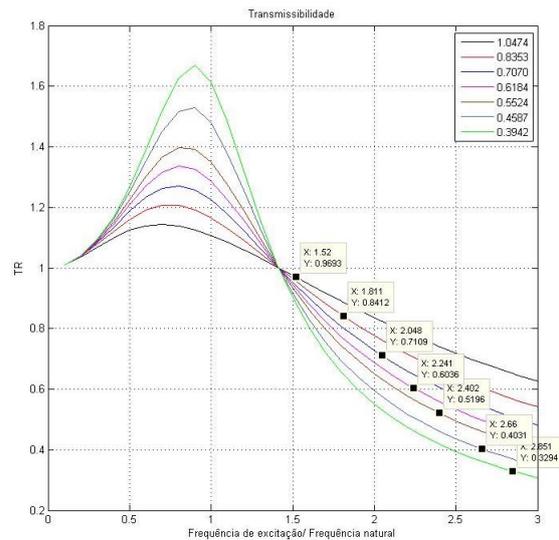


Figura 16. Transmissibilidade para diferentes massas

Analisando ambas as figuras é possível perceber que o aumento da massa causa a diminuição da frequência de corte e a diminuição do fator de amortecimento o que causa os picos elevados na banda passante.

6 CONTROLE

O controle consiste em manter a frequência de corte de projeto, ou seja, a válvula deve se ajustar de modo a fornecer o coeficiente de amortecimento (b), necessário para manter a frequência de corte.

A Figura 17 mostra o comportamento do sistema quando a massa aumenta (linha vermelha), quando a massa diminui (linha azul) e para a massa de projeto (linha verde). Isso mostra que o aumento da massa causa uma diminuição do fator de amortecimento (ξ) e a diminuição da massa causa o efeito oposto.

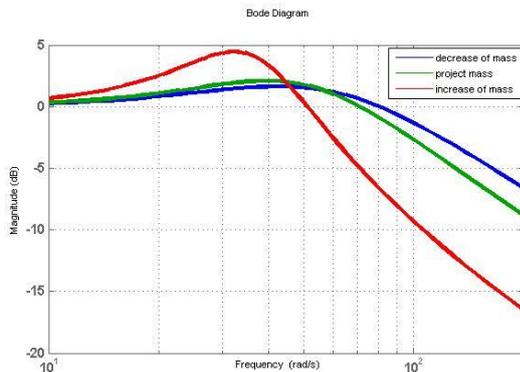


Figura 17. Diagrama de Bode para 3 massas

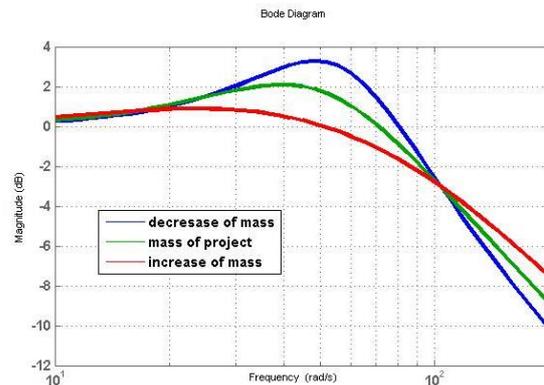


Figura 18. Ação do controle para 3 massas diferentes.

A fim de manter a frequência de corte constante, a válvula tem que se ajustar e fornecer o coeficiente de amortecimento (b) necessário. A Figura 18 mostra o comportamento do sistema com a ação do controle. Para se manter a frequência de corte com o aumento da massa (linha vermelha), a válvula deve fornecer um maior coeficiente de amortecimento (b), ou seja, diminuir o diâmetro interno, restringindo o fluxo do fluido. Quando a massa diminui o efeito oposto deve ser observado, a válvula tem que abrir mais, fornecendo um amortecimento menor, e consequentemente, ajustando a frequência de corte. No caso de diminuição da massa, o sistema controlado passa a apresentar um sobressinal na banda passante.

Esse controle é realizado, pois além de permitir satisfatória atenuação na faixa de funcionamento, também garante segurança, pois caso o compensador seja submetido a condições ambientais de excitação correspondentes a banda de passagem, o ganho será reduzido uma vez que o filtro Butterworth possui uma resposta de frequência plana na banda de passagem. Outra vantagem deste controle é a presença de apenas um componente móvel (a válvula), consumindo assim pouca energia e também sendo um sistema de fácil manutenção.

O controle automático do sistema em malha fechada deve ser realizado com o uso de uma servo válvula. Porém neste trabalho utiliza-se uma válvula manual, apenas para uma análise comportamental e a utilização de uma servo válvula será realizada em trabalhos futuros.

7 EXPERIMENTO

7.1 Protótipo

O compensador confeccionado para a realização dos testes é apresentado na Figura 19.

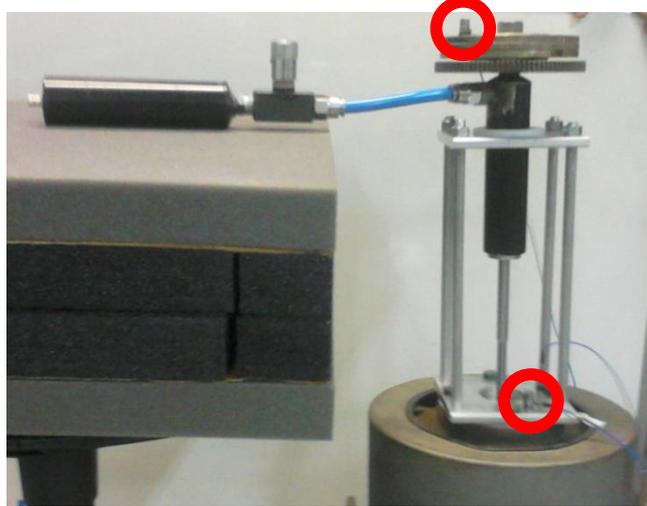


Figura 19. Compensador montado para realização do teste.

O protótipo possui a válvula hidráulica 800S da Parker e é confeccionado em aço brunido com as especificações dimensionais expressas no capítulo 5.

Para a aquisição de dados foram utilizados dois acelerômetros, um na base para obter os dados de entrada e outro acoplado na massa suportada superior, como destacado na Figura 19

7.2 Procedimentos e Resultados Experimentais

Inicialmente tentou-se caracterizar o compensador aplicando impulsos, porém os resultados se mostraram inconclusivos, pois o decremento da amplitude detectado era o mesmo independente do coeficiente de amortecimento estabelecido e independente da massa.

Dessa forma adotou-se para a caracterização do compensador testes de varredura. Inicialmente foram realizadas varreduras de 3Hz até 20Hz em um tempo total de 5 minutos, Figura 20. Nestes testes notou-se a influência do ajuste da válvula e a influência da variação da massa.

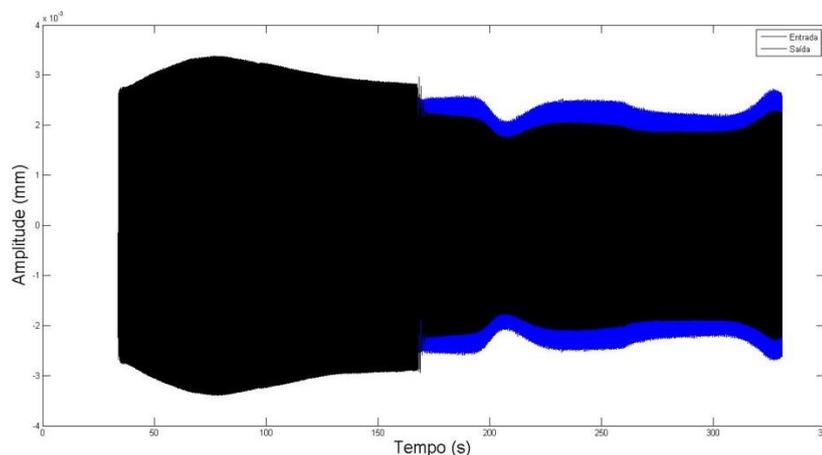


Figura 20. Amplitude de entrada e saída da varredura de 3Hz a 20Hz.

Porém, como estes primeiros testes foram realizados com altos incrementos de tempo, o shaker não foi capaz de manter constante a amplitude de excitação. A rápida variação de frequência também não permitiu obter a completa resposta do compensador a tal frequência.

Foram então realizados testes com menores incrementos de tempo, Figura 21.

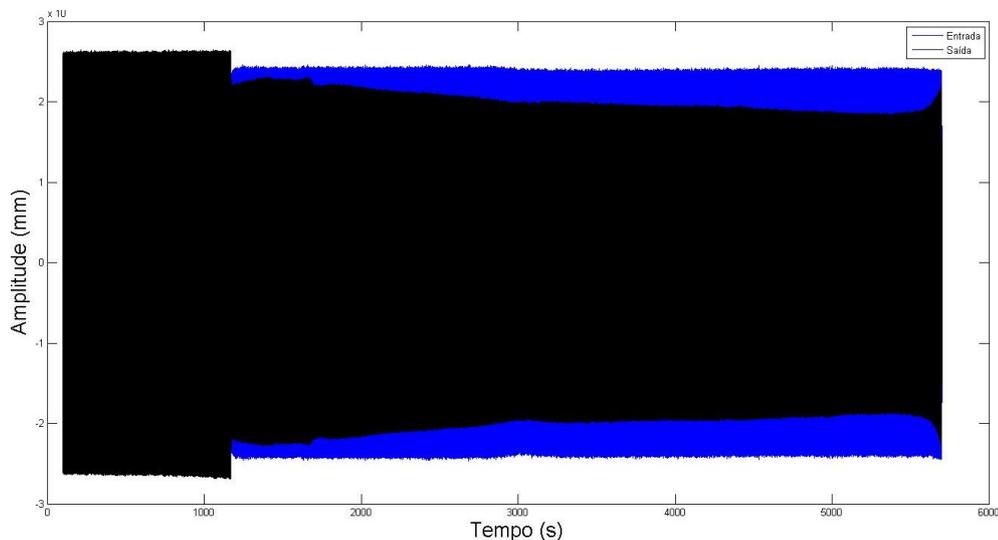


Figura 21. Menores incrementos de tempo, amplitude de entrada constante.

Com estes resultados foram obtidas as amplitudes máximas de resposta do sistema para a varredura da frequência de 10.5Hz até a frequência de 15.9Hz. A Figura 22 apresenta o diagrama de Bode do sistema com uma massa de 4kg a diferentes ajustes da válvula. A linha azul representa a válvula totalmente aberta e as linhas acima representam o fechamento gradativo da válvula.

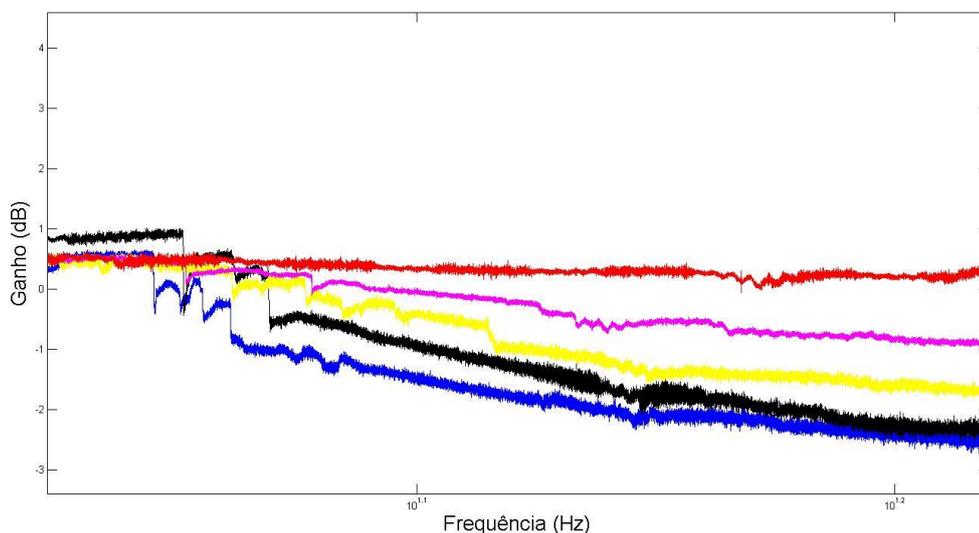


Figura 22. Amplitudes máximas para diferentes amortecimentos para a massa de 4kg

É possível perceber pela Figura 22 que a medida que a válvula é fechada o fator de amortecimento aumenta, aumentando o ganho do sistema, até o ganho do sistema ser constante, linha vermelha.

A Figura 23 apresenta o comportamento do compensador para diferentes massas quando a válvula está totalmente aberta. Percebe-se que o comportamento do compensador expresso na Figura 23 corresponde em parte com o comportamento teórico apresentado na Figura 17.

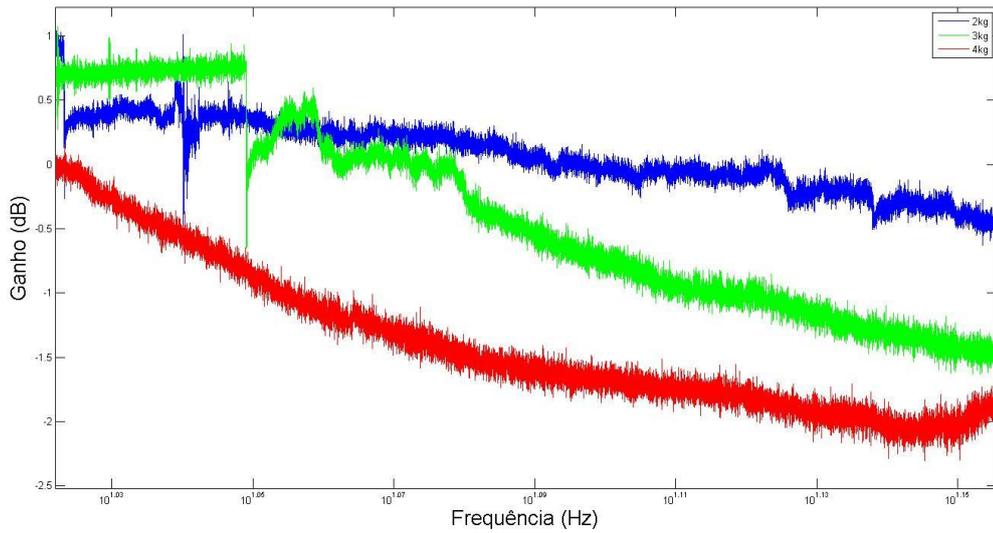


Figura 23. Massas de 2kg, 3kg e 4kg para o mesmo ajuste de válvula

A Figura 24 apresenta o Diagrama de Bode do compensador quando submetido as mesmas três diferentes massas, de 2kg, 3kg e 4kg, porém agora cada massa possui um ajuste de válvula diferente. O objetivo seria encontrar as 3 curvas se encontrando para uma mesma frequência de corte, como apresentado na Figura 18.

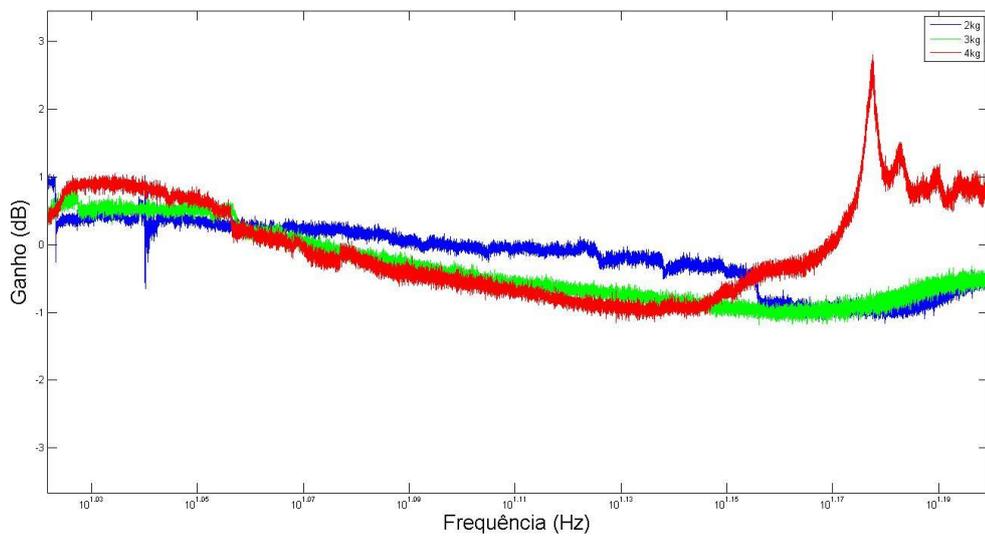


Figura 24. Comportamento do sistema com a ação do controle.

7.3 Análise dos resultados experimentais

De forma geral os resultados experimentais demonstraram que o comportamento do compensador correspondeu aos resultados teóricos esperados para uma certa faixa de frequência. Porém não foi possível quantificar parâmetros como a frequência natural e o fator de amortecimento.

Durante a realização dos testes foi detectada a existência de um alto valor de atrito seco entre o êmbolo e a parede interna do cilindro. Esse alto atrito seco foi responsável por impossibilitar o movimento relativo do cilindro para baixas frequências. Para a maioria dos casos foi verificado o início do movimento relativo a partir da frequência de 12Hz.

Outra situação detectada foi a vibração do reservatório e, portanto, a possibilidade desta vibração influenciar nos resultados obtidos.

Um comportamento inesperado é o aumento da amplitude de resposta para frequências próximas de 19Hz.

8 CONCLUSÃO

Com a realização deste trabalho é possível concluir a necessidade de modificações no protótipo, para que este possua um comportamento mais próximo do teórico desejado.

Uma modificação é a redução do atrito seco presente entre o embolo e o cilindro. Outra modificação é o correto posicionamento do reservatório, para que este não interfira na resposta do sistema.

Para trabalhos futuros propõe-se a modelagem do sistema incluindo o atrito seco, a montagem do compensador de ponta cabeça e a fixação do reservatório na base de excitação.

Cronograma				
	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro
Escrever Relatório	X	X		
Realizar Experimento			X	X
Coletar dados			X	X
Escrever Relatório Final			X	X

REFERENCIAS BIBLIOGRAFICAS

DIVENYI, S. Dinâmica de Sistemas não-suaves aplicada à perfuração de poços de petróleo. Rio de Janeiro: UFRJ, 2009. 30 p.

BAUER, W. Hydropneumatic Suspension Systems. London: Springer, 2010. 60 p.

MOREAU, X.; ALTET, O.; OUSTALOUP, A. The crone suspension: modelling and stability analysis. Bordeaux: Université Bordeaux, 2003. 2 p.

CUELLAR, W.; FORTALEZA, E. Semi-active hydropneumatic heave compensator. San Francisco: OMAE2014, 2014.

LAFAVE, C. Drilling Rigs Stand up to the power of the ocean; Olmstead Products Co.; 2004; <http://www.olmstedproducts.com/DefaultFilePile/Public/TechnicalLibrary/Offshore.pdf>

PARKER, Válvulas de controle de fluxo, de agulha e de retenção. Série colorflow; Catálogo 3320/Português: Parker Hannfin Corporation;1990.

OPPENHEIM, A.; Signals and Systems. University of Michigan: Prentice-Hall, 1997.