

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA
MECÂNICA**

RAFAEL MATOS GOULARTE

**ANÁLISE DE DESEMPENHO ESTÁTICO E DINÂMICO DE UM
ATUADOR ELETRO-HIDRÁULICO PARA ÁGUAS
PROFUNDAS**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Santa Catarina para a obtenção do Grau de Mestre em Engenharia.

Orientador: Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng.

Coorientador: Dr.-Ing. Alexandre Orth

Florianópolis, 2018

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor,
através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Universitária da UFSC.

Goularte, Rafael Matos

Análise de desempenho estático e dinâmico de um atuador eletro-hidráulico para águas profundas / Rafael Matos Goularte ; orientador, Victor Juliano De Negri, coorientador, Alexandre Orth, 2018.
137 p.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico, Programa de Pós Graduação em Engenharia Mecânica, Florianópolis, 2018.

Inclui referências.

1. Engenharia Mecânica. 2. Atuador submarino. 3. Bomba com velocidade variável. 4. Controle na bomba. 5. Eficiência energética. I. Juliano De Negri, Victor. II. Orth, Alexandre. III. Universidade Federal de Santa Catarina. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. IV. Título.

Rafael Matos Goularte

**ANÁLISE DE DESEMPENHO ESTÁTICO E DINÂMICO DE UM
ATUADOR ELETRO-HIDRÁULICO PARA ÁGUAS
PROFUNDAS**

Esta Dissertação foi julgada adequada para obtenção do Título de “Mestre em Engenharia”, e aprovada em sua forma final pelo Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Florianópolis, 08 de março de 2018.

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
Coordenador do Curso

Banca Examinadora:

Prof. Victor Juliano De Negri, Dr. Eng. - Orientador
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Andrey Ricardo da Silva, Ph.D. Eng.
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Jonny Carlos da Silva, Dr. Eng.
EMC / Universidade Federal de Santa Catarina

Prof. Yesid Ernesto Asaff Mendoza, Dr. Eng. (videoconferência)
CTJ / Universidade Federal de Santa Catarina

AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família que sempre me incentivaram e apoiaram ao longo desta jornada de estudos.

A minha amiga e namorada, Maria Alice, a qual esteve ao meu lado durante boa parte deste trabalho e dividiu comigo os momentos bons e desafiadores desta jornada.

A todos os colegas de laboratório que durante os meus quatro anos de atividades no LASHIP proporcionaram um ambiente de trabalho agradável e de ajuda mútua, com esclarecimento de dúvidas e compartilhamento de conhecimento.

Ao meu amigo Marcus Vinicius que ajudou com ideias, melhorias e as correções deste trabalho.

Ao meu orientador professor Victor De Negri que orientou o desenvolvimento deste trabalho de forma sábia e objetiva.

Ao engenheiro Alexandre Orth e a empresa Bosch Rexroth AG que enfrentaram o desafio de realizar um estudo em conjunto com a universidade e que ofereceram o apoio técnico essencial para este trabalho.

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (POSMEC) pela estrutura fornecida. Ao CNPq pelo apoio financeiro.

The person who risks nothing, does nothing, has nothing, is nothing, and becomes nothing. He may avoid suffering and sorrow, but he simply cannot learn, feel, change, grow or love. Chained by his certitude, he is a slave; he has forfeited his freedom. Only the person who risks is truly free.

(Leo Buscaglia)

RESUMO

A operação de produção de petróleo está sendo realizada cada vez mais distante da costa e, conseqüentemente, em profundidades maiores. Tal fator demanda sistemas confiáveis, energeticamente eficientes e com custos atrativos. O objetivo deste trabalho é analisar, por meio de um modelo matemático, o desempenho dinâmico de um Atuador Eletro-Hidráulico Submarino, o qual possui uma Unidade de Potência Hidráulica integrada. Este sistema foi projetado para realizar abertura e fechamento de uma válvula gaveta instalada em uma Árvore de Natal Molhada, a qual deve ser capaz de operar a uma profundidade entre os 2.500 e 3.300 metros. O modelo do sistema hidráulico e os controladores são implementados no software de simulação Simster, que apresenta modelos matemáticos prontos dos componentes necessários para construção e controle de um sistema hidráulico. Em MATLAB Simulink é implementado um modelo para representar as forças que atuam na válvula gaveta: o efeito da pressão devido à coluna de água e a queda de pressão ao longo do duto de escoamento do fluido de produção. As duas simulações são executadas simultaneamente, de modo que o comportamento do sistema seja avaliado. Os parâmetros observados são: as pressões nas câmaras do cilindro hidráulico, o tempo de resposta para realização das funções da válvula gaveta, a capacidade de posicionamento do sistema de atuação e o consumo de energia do sistema. O atuador apresenta um baixo consumo de energia para abertura e fechamento da válvula gaveta, uma vez que utiliza um sistema hidráulico com bomba de velocidade variável. Além disso, esta solução permite uma curva suave de aceleração e desaceleração do atuador, pois evita picos de pressão dentro do circuito hidráulico. Os resultados mostram que o tempo para abrir ou fechar a válvula gaveta é inferior a 60 segundos, o que é uma condição segura para válvulas com diâmetro de 2 1/16". As simulações também indicam que os momentos críticos para o atuador são: o início da abertura e o fim do fechamento da válvula gaveta. Isso se deve ao aumento da diferença de pressão através da válvula, o que resulta em uma grande força de arrasto na superfície superior da válvula. As conclusões sobre o desempenho do sistema, o consumo energético e os benefícios da arquitetura avaliada são apresentados neste documento.

Palavras-chave: Atuador submarino, Bomba com velocidade variável, Controle na bomba, Confiabilidade, Segurança funcional, Eficiência energética

ABSTRACT

ANALYSIS OF STATIC AND DYNAMIC PERFORMANCE OF AN ELECTRO-HYDRAULIC ACTUATOR FOR DEEPWATER

The oil production has been operating farther away from the coast and consequently at greater depths. These factors demand reliable, safety and energy efficient systems with attractive costs. The objective of this work is to analyze the dynamic performance of a Subsea Electro-Hydraulic Actuator that has an integrated Hydraulic Power Unit. This system is designed to operate on Wet Christmas Tree that is capable of operating at a depth between 2,500 and 3,300 meters. A mathematical model is developed to evaluate the performance of the system in co-simulation. The hydraulic system model and controllers are implemented in Simstar simulation software. A model representing the forces acting on the gate valve, the effect of the pressure due to the water column, and the pressure drop along the oil duct are modelled in MATLAB Simulink. The two simulations are executed simultaneously in order to evaluate the system behavior. The observed parameters are the pressures in the chambers of the hydraulic cylinder, the response time to perform the functions for the gate valve, the positioning ability of the actuation system and the energy consumption of the system. The electro-hydraulic actuator connected to an HPU has low power consumption for opening and closing of the gate valve, since it uses a hydraulic system with variable speed pump. In addition, this allows a smooth curve of acceleration and deceleration of the actuator, as it avoids peaks of pressure inside the hydraulic circuit. The results also show that the time to open or close the gate valve is less than 60 seconds, which is a safe condition for gate valves with 2 1/16" diameter. Simulations also indicate that the most critical conditions for the actuator are the begin of the opening and the end of the closing of the gate valve. This is due to the increase of the pressure difference through the valve that results in a large force on the upper surface of the valve. Conclusions about the system performance, energy consumption and other advantages of the system architecture are presented in the document.

Keywords: Subsea actuator, Variable pump speed, Pump control. Reliability, Functional safety, Energy efficiency

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Mapa da região de exploração do pré-sal.	25
Figura 1.2 – Investimentos da PETROBRAS na área de exploração e produção de óleo e gás.	26
Figura 2.1 – Sistema de produção offshore.....	31
Figura 2.2 – Exemplo de Umbilical submarino.	32
Figura 2.3 – Combinações de posições de abertura e fechamento de válvulas para a operação de uma ANM-V durante o processo de recuperação de óleo. ...	34
Figura 2.4 – Combinações de posições de abertura e fechamento de válvulas para a operação de uma ANM-V durante o processo de produção com injeção.	35
Figura 2.5 – Combinações de posições de abertura e fechamento de válvulas para a operação de uma ANM-V durante o processo de produção sem injeção.	36
Figura 3.1 – Representação de um sistema de atuação submarino hidráulico operando uma válvula do tipo gaveta.	40
Figura 3.2 – As partes constituintes de uma válvula gaveta.	40
Figura 3.3 – Sistema de controle multiplexado para atuadores.....	43
Figura 3.4 – Sistema de controle para atuadores elétricos.	46
Figura 3.5 – Sistema de atuação da válvula gaveta <i>all-eletric</i>	47
Figura 3.6 – Sistema de controle Multiplexado Alternativo	48
Figura 4.1 – Principais exemplos de controle para sistemas hidráulicos classificados por unidade de atuação.	51
Figura 4.2 – Alternativas de controle de atuadores diretamente na unidades de potência hidráulica.	52
Figura 4.3 – Consumo de energia de um acionamento com deslocamento variável e um acionamento com velocidade variável durante uma hora para um ciclo de operação específico.	54
Figura 4.4 – Modelo esquemático de um sistema DDH.	55
Figura 4.5 – Modos de operação da configuração DDH.....	56
Figura 4.6 – Circuito Hidráulico do atuador eletro-hidráulico.....	58
Figura 4.7 – Linhas de pressões durante o avanço do atuador hidráulico.	60
Figura 4.8 – Linhas de pressões durante o retorno do atuador hidráulico.	61
Figura 5.1 – Fases típicas de um projeto de um equipamento submarino ao longo do seu ciclo de vida.....	63
Figura 5.2 – Força de atuação durante o avanço do atuador.	65
Figura 5.3 – Representação da coluna d'água acima do sistema hidráulico de atuação (LDA) e a distância da superfície d'água ao ponto de descarregamento do petróleo na plataforma (AG).	67
Figura 5.4 – Histerese de uma mola Belleville.	69
Figura 5.5 – Curvas das molas linear e Belleville.....	70
Figura 5.6 – Efeito da vedação na força devido à pressão na cavidade do corpo da válvula gaveta e o detalhamento das vedações na sede de jusante (a) e sede de montante (b).	72

Figura 5.7 – Estágios de operação da válvula gaveta conforme a posição da válvula gaveta.	76
Figura 5.8 – Desenho esquemático de uma válvula de retenção de assento.	79
Figura 5.9 – A curva de operação da válvula de retenção selecionada para os componentes V5.1, V5.2, V5.3 e V5.4 é a de número 2.	80
Figura 5.10 – Curva de operação da válvula de retenção selecionada para os componentes V3.1 e V3.2 é a de número 0.	82
Figura 5.11 – Curva de operação da válvula de retenção TN6 modelada no Simster está reproduzindo a curva número dois do catálogo.	83
Figura 5.12 – Curva de operação da válvula de retenção TN8 modelada no Simster está reproduzindo a curva número zero do catálogo.	83
Figura 5.13 – Exemplo de válvula de retenção pilotada geminada (a) e diagrama hidráulico para representação da válvula.	84
Figura 5.14 – Modelo esquemático de uma válvula de retenção geminada.	86
Figura 5.15 – Curva de atuação da válvula de retenção pilotada quando está operando como uma válvula de retenção A→A1 e como um orifício A1→A, representados pela linha contínua e tracejada respectivamente.	87
Figura 5.16 – Curva de operação da válvula de alívio selecionada.	88
Figura 5.17 – Curva de operação do modelo da válvula de alívio representada no Simster.	88
Figura 5.18 – Rendimento da bomba modelada para o sistema hidráulico com frequência rotacional de 750 rpm.	90
Figura 5.19 – Representação do sistema de compensação do reservatório do sistema hidráulico do atuador.	92
Figura 5.20 – Ação das pressões hidráulicas sobre as vedações do cilindro.	93
Figura 5.21 – Curva de Força de atrito em relação a velocidade de movimentação do cilindro obtida.	94
Figura 5.22 – Malha de controle de posição do sistema utilizando a técnica de controle 2DOF.	98
Figura 5.23 – Malha de controle da velocidade angular do motor elétrico com o uso do controle por realimentação.	101
Figura 5.24 – Leiaute do sistema hidráulico com as malhas de controle da trajetória e da velocidade angular do motor elétrico em cascata.	102
Figura 6.1 – Sinal de referência (a) e região de transição no início (b) e no final (c) do movimento.	104
Figura 6.2 – Sinal de posição do atuador, sinal de referência e erro de posição (a) e o zoom na sobreposição do sinal de posição do atuador e de referência.	105
Figura 6.3 – Força hidráulica e mecânica realizada para abertura da válvula ao longo do movimento de abertura e fechamento, com uma profundidade de 3.300 metros.	107
Figura 6.4 – Diagrama de distribuição das perdas energéticas do sistema operando a 3300 metros de profundidade.	112
Figura 6.5 – Curva de pressão nos pontos A e A1 que indicam uma dissipação de energia significativa no retorno do atuador.	113

Figura 6.6 – Eficiência global das bombas do sistema durante o movimento de abertura (a) e (c) e para o movimento de fechamento (b) e (d) da válvula gaveta.	115
Figura 6.7 – Vazão volumétrica nas válvulas V3.1 e V3.2 durante o movimento de abertura (a) e fechamento (b), assim como as pressões em pR (c) e pL (d).	117
Figura 6.8 – Curva de potência consumida pelo sistema para as profundidades de 2.600 e 3.300 metros.	118
Figura 6.9 – Curva de pressão manométrica na descarga das bombas para 2.600 e 3.300 metros de profundidade.	119
Figura 6.10 – Curva de potência consumida para operação com e sem a presença da mola de segurança.	121
Figura 6.11 – Diagrama da distribuição das perdas energéticas do sistema operando a 3.300 metros de profundidade sem a presença da mola mecânica.	122
Figura 6.12 – Diagrama hidráulico do sistema em análise para o fechamento da válvula gaveta em falha segura.	123
Figura 6.13 – Curvas de pressão e posição do atuador no fechamento da válvula gaveta durante a falha segura.	123

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1 – Parâmetros para determinação <i>FHO</i>	68
Tabela 5.2 – Apresentação das vantagens e desvantagens das molas Belleville e helicoidal.	68
Tabela 5.3 – Valores estabelecidos para o projeto da mola.	70
Tabela 5.4 – Parâmetros característicos adotados para a mola Belleville.	71
Tabela 5.5 – Parâmetros para determinação <i>FEH</i>	72
Tabela 5.6 – Parâmetros construtivos da válvula gaveta e das condições operacionais para determinação <i>Fdrag</i>	78
Tabela 5.7 – Parâmetros da válvula de retenção TN 6.	81
Tabela 5.8 – Parâmetros da válvula de retenção TN 8.	82
Tabela 5.9 – Parâmetros adotados para válvula de retenção pilotada.	86
Tabela 5.10 – Parâmetros adotados para válvula de retenção pilotada.	89
Tabela 5.11 – Parâmetros adotados para bomba.	90
Tabela 5.12 – Parâmetros do modelo de atrito para cilindro hidráulico.....	95
Tabela 5.13 – Parâmetros construtivos para cilindro hidráulico mode-lado para representação do atuador.	95
Tabela 5.14 – Parâmetros adotados para transmissão multiplicadora de torque.	96
Tabela 5.15 – Parâmetros adotados para o motor elétrico.	97
Tabela 5.16 – Parâmetros adotados para o controlador da malha de posição do atuador hidráulico.	100
Tabela 5.17 – Parâmetros adotados para o controlador da malha de rotação do motor elétrico.....	101
Tabela 6.1 – Comparação de energia dissipada nas bombas e no motor elétrico para diferentes profundidades durante a operação de abertura da válvula gaveta.	120
Tabela 6.2 – Comparação de energia dissipada nas bombas e no motor elétrico para diferentes profundidades para operação de fechamento da válvula gaveta.	120

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

2DOF	<i>2 Degrees of Freedom</i>
ANM	Árvore de Natal Molhada
ANM-V	Árvore de Natal Molhada Vertical
ANM-H	Árvore de Natal Molhada Horizontal
API	<i>American Petroleum Institute</i>
AUV's	<i>Autonomous Underwater Vehicles</i>
BOED	<i>Barrels of Oil Equivalent Per Day</i>
DDH	<i>Direct Drive Hydraulic</i>
DNV-GL	<i>Det Norske Veritas and Germanischer</i>
E&P	Exploração e Produção
EHA	<i>Electro-Hydrostatic Actuator</i>
FPSO	<i>Floating Production Storage and Offloading</i>
IQ	Válvula Injeção Química
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
LASHIP	Laboratório de Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos
LS	<i>Load Sensing</i>)
M1	Válvula Master da Produção
M2	Válvula Master da Anular
MSI	<i>Manifold</i> Submarinos de Injeção
MSM	<i>Manifold</i> Submarino Misto
MSP	<i>Manifold</i> Submarino de Produção
PLEM	<i>Pipeline End Manifold</i>
PLET	<i>Pipeline End Termination</i>
ROV's	<i>Remote Operated Vehicles</i>
S1	Válvula Swab da Produção
S2	Válvula Swab da Anular
SCM	<i>Subsea Control Module</i>
UCP	Unidade Conversão Primária
UCS	Unidade de conversão secundária
UFP	Unidade Flutuante de Produção
ULC	Unidade de Limitação e Controle
UPE	Unidade de Potência Elétrica
UPH	Unidade De Potência Hidráulica
W1	Válvula Wing da Produção
W2	Válvula Wing da Anular
XOV	Válvula Crossover

LISTA DE SÍMBOLOS

ALFABETO GREGO

		[-]
α	Coefficiente ganho proporcional do controlador C_f	[-]
β	Coefficiente ganho derivativo do controlador C_f	[-]
γ	Peso específico do fluido de produção	[kg/m ² s ²]
Δp	Diferencial de pressão entre as portas da válvula	[Pa]
Δp_{bm}	Variação de pressão na bomba	[Pa]
$\Delta p_{P1.1}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da bomba P1.1	[Pa]
$\Delta p_{P1.2}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da bomba P1.2	[Pa]
$\Delta p_{V1.1}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V1.1	[Pa]
$\Delta p_{V1.2}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V1.2	[Pa]
$\Delta p_{V2.1}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V2.1	[Pa]
$\Delta p_{V2.2}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V2.2	[Pa]
$\Delta p_{V3.1}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V3.1	[Pa]
$\Delta p_{V3.2}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V3.2	[Pa]
$\Delta p_{V5.1}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V5.1	[Pa]
$\Delta p_{V5.2}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V5.2	[Pa]
$\Delta p_{V5.3}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V5.3	[Pa]
$\Delta p_{V5.4}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante da válvula V5.4	[Pa]
$\Delta p_{Z1.1}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante do filtro Z1.1	[Pa]
$\Delta p_{Z1.2}$	Diferenciais de pressão entre a porta à jusante e à montante do filtro Z1.2	[Pa]
Δx	Deformação elástica da mola	[-]

ε	Rugosidade média da parede interna do duto	[μm]
η_g	Rendimento global	[-]
η_m	Rendimento mecânico	[-]
η_v	Rendimento volumétrico	[-]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular do motor elétrico	[rad/s]
$\ddot{\theta}$	Aceleração angular do motor elétrico	[rad/s ²]
μ	Coefficiente de atrito entre a gaveta e a sede da válvula	[-]
ν	Viscosidade cinemática do fluido de produção	[m ² /s]
ρ_{FP}	Massa específica do fluido de produção	[kg/m ³]
ρ_{FH}	Massa específica do fluido hidráulico	[kg/m ³]
ρ_{mar}	Massa específica da água do mar	[kg/m ³]
ω_1	Velocidade angular de saída caixa de transmissão	[rad/s]
ω	Velocidade angular da bomba	[rad/s]
$\dot{\omega}$	Aceleração angular da bomba	[rad/s ²]

ALFABETO LATINO

A_{VG0}	Área máxima de abertura da válvula gaveta	[m ²]
A_{VRO}	Área do orifício	[m ²]
A_{VRx}	Área de passagem pelo orifício	[m ²]
AG	Distância entre a superfície da água e o ponto de separação do petróleo na UFP	[m]
b_{SM}	Coefficiente atrito viscoso elétrico	[Nms/rad]
b_{bm}	Coefficiente de atrito da bomba	[l/(bar.min)]
C_{VRd}	Coefficiente de descarga	[]
C_f	Compensador <i>feedforward</i> de posição	[-]
C_m	Controlador de velocidade do motor elétrico	[-]
C_p	Controlador <i>feedback</i> de posição	[-]
d_{FP}	Diâmetro do duto	[m]
$D(s)$	Derivação do sinal de erro entre referência e leitura	[m]
D_{bm}	Deslocamento volumétrico	[m ³ /rad]
d_C	Diâmetro do cilindro hidráulico	[m]
d_{HO}	Diâmetro haste de <i>override</i>	[m]
d_{HP}	Diâmetro haste principal	[m]
E_{At}	Energia consumida devido ao efeito de atrito	[J]

E_{Hid}	Energia hidráulica para movimentação da carga do atuador	[J]
E_{In}	Energia inicial	[J]
E_{Out}	Energia mecânica entregue pelo motor elétrico	[J]
$E_{P1.1}$	Energia consumida na bomba P1.1	[J]
$E_{P1.2}$	Energia consumida na bomba P1.2	[J]
E_{SM}	Energia que é dissipada no motor elétrico	[J]
E_{TR}	Energia entregue no eixo de saída da caixa de transmissão	[J]
$E_{V1.1}$	Energia dissipada na válvula V1.1	[J]
$E_{V1.2}$	Energia dissipada na válvula V1.2	[J]
$E_{V2.1}$	Energia dissipada na válvula V2.1	[J]
$E_{V2.2}$	Energia dissipada na válvula V2.2	[J]
$E_{V3.1}$	Energia dissipada na válvula V3.1	[J]
$E_{V3.2}$	Energia dissipada na válvula V3.2	[J]
$E_{V5.1}$	Energia dissipada na válvula V5.1	[J]
$E_{V5.2}$	Energia dissipada na válvula V5.2	[J]
$E_{V5.3}$	Energia dissipada na válvula V5.3	[J]
$E_{V5.4}$	Energia dissipada na válvula V5.4	[J]
$E_{Z1.1}$	Energia dissipada no filtro Z1.1	[J]
$E_{Z1.2}$	Energia dissipada no filtro Z1.2	[J]
f	Fator de atrito do duto	[-]
F_c	Coefficiente de atrito Coulomb	[N]
F_{drag}	Força de atrito devido ao contato sede-gaveta	[N]
F_e	Coefficiente de atrito estático	[N]
F_{EH}	Força devido à pressão na cavidade do corpo da válvula gaveta	[N]
f_{int}	Vazamento interno da bomba	[l/(bar.min)]
F_{HO}	Força da haste de <i>override</i>	[N]
F_{Mola}	Força devido à compressão da mola	[N]
F_N	Força Normal aplicada na vedação	[N]
F_v	Coefficiente de atrito viscoso	[Nm/s]
F_{VRO}	Força proveniente pré-carga da mola	[N]
F_{VResc}	Força de escoamento	[N]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h_{duto}	Perda de carga devida o atrito do fluido de	[m]

	produção com a superfície interna da tubulação	
h_{valve}	Perda de carga localizada	[m]
h_{valve}	Perda de carga localizada	[m]
i_{SM}	Corrente interna do motor	[A]
J_{SM}	Momento de inercia do motor elétrico	[kgm ²]
J_{bm}	Momento de inércia da bomba	[kgm ²]
K	Coefficiente de vazão através da válvula	[-]
k_1	Constante da mola	[N/m ²]
k_2	Constante da mola	[N/m]
K_P	Ganho proporcional do controlador C_p	[]
K_e	Constante BEMF (<i>Back Electromotive Force</i>)	[Nm/A]
K_m	Ganho proporcional do controlador C_m	[]
K_t	Constante de torque do moto	[Nm/A]
L	Comprimento da tubulação	[m]
L_1	Compressão inicial da mola para pré-carga	[m]
LDA	Lâmina d'água sobre o equipamento	[m]
L_{SM}	Indutor dos enrolamentos do motor elétrico	[H]
M_{VR}	Massa de inércia do obturador	[kg]
p_A	Pressão na porta de saída da válvula	[Pa]
p_{A1}	Pressão na porta de entrada da válvula	[Pa]
p_B	Pressão na porta de saída da válvula	[Pa]
p_{B1}	Pressão na porta de entrada da válvula	[Pa]
p_j	Pressão à jusante da válvula gaveta	[Pa]
p_L	Pressão na saída da bomba esquerda	[Pa]
p_R	Pressão na saída da bomba direita	[Pa]
p_S	Pressão de suprimento	[Pa]
p_{sep}	Pressão no separador na plataforma	[Pa]
p_T	Pressão de trabalho	[Pa]
p_{VPo}	Pré-carga da válvula de retenção	[Pa]
p_{VR0}	Pressão de pré-carga da mola da válvula de retenção	[Pa]
q_{VA}	Vazão da câmara B do cilindro	[m ³ /s]
q_{VB}	Vazão da câmara A do cilindro	[m ³ /s]
$q_{VP1.1}$	Vazão volumétricas na porta de saída da bomba P1.1	[m ³ /s]
$q_{VP1.2}$	Vazão volumétricas na porta de saída da bomba P1.2	[m ³ /s]

$q_{VV1.1}$	Vazão volumétricas na porta de saída V1.1	[m ³ /s]
$q_{VV1.2}$	Vazão volumétricas na porta de saída V1.2	[m ³ /s]
$q_{VV2.1}$	Vazão volumétricas na porta de saída V2.1	[m ³ /s]
$q_{VV2.2}$	Vazão volumétricas na porta de saída V2.2	[m ³ /s]
$q_{VV3.1}$	Vazão através da válvula V3.1	[m ³ /s]
$q_{VV3.1}$	Vazão volumétricas na porta de saída V3.1	[m ³ /s]
$q_{VV3.2}$	Vazão através da válvula V3.2	[m ³ /s]
$q_{VV3.2}$	Vazão volumétricas na porta de saída V3.2	[m ³ /s]
$q_{VV5.1}$	Vazão volumétricas na porta de saída V5.1	[m ³ /s]
$q_{VV5.2}$	Vazão volumétricas na porta de saída V5.2	[m ³ /s]
$q_{VV5.3}$	Vazão volumétricas na porta de saída V5.3	[m ³ /s]
$q_{VV5.4}$	Vazão volumétricas na porta de saída V5.4	[m ³ /s]
$q_{VZ1.1}$	Vazão volumétricas na porta de saída do filtro Z1.1	[m ³ /s]
$q_{VZ1.2}$	Vazão volumétricas na porta de saída do filtro Z1.2	[m ³ /s]
R	Razão de áreas do obturador	[-]
R_{SM}	Resistência interna do motor elétrico	[Ω]
T_{carga}	Torque de carga demandado pelas bombas	[Nm]
T_D	Tempo derivativo do controlador C_p	[]
T_e	Torque elétrico	[Nm]
T_i	Tempo integral do controlador C_p	[]
T_m	Tempo integral do controlador C_m	[]
$T_{P1.1}$	Torques consumido pela bomba P1.1	[Nm]
$T_{P1.2}$	Torques consumido pela bomba P1.2	[Nm]
T_{SM}	Torque mecânico	[Nm]
T_{SM}	Torque mecânico fornecido	[Nm]
T_{TR}	Torque de saída caixa de transmissão	[Nm]
u_A	Porcentagem de abertura da válvula	[%]
v_1	Velocidade do fluido dentro reservatório de petróleo	[m/s]
v_2	Veloc. do fluido na entrada do separador de petróleo	[m/s]
V_{in}	Tensão de entrada do motor elétrico	[V]
v_s	Velocidade de <i>Stribeck</i>	[m/s]
V_{SM}	Tensão elétrica	[V]
x_{CO} :	Curso do atuador da posição de falha segura até crack-open	[m]

x_{TOT} :	Curso total do atuador	[m]
x_C	Posição instantânea do atuador	[m]
z_1	Posição do atuador hidráulico	[m]
z_2	Posição do separador de petróleo	[m]

Sumário

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	25
1.2	OBJETIVOS.....	27
1.2.1	<i>Objetivo Geral</i>	27
1.2.2	<i>Objetivos Específicos</i>	28
1.2.3	<i>Justificativa</i>	28
1.3	ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO	28
2	SISTEMA DE PRODUÇÃO SUBMARINO	31
2.1	SISTEMA DE COMUNICAÇÃO.....	32
2.2	EQUIPAMENTOS SUBMARINOS	33
2.2.1	<i>ANM – Árvore de Natal Molhada</i>	33
2.2.2	<i>Manifold</i>	36
2.2.3	<i>PLEM – Pipeline End Manifold</i>	37
2.2.4	<i>PLET – Pipeline End Termination</i>	37
3	SISTEMAS DE ATUAÇÃO SUBMARINOS	39
3.1	SISTEMA DE CONTROLE.....	41
3.1.1	<i>Hidráulico Multiplexado</i>	42
3.1.2	<i>Totalmente Elétrico (all-electric)</i>	44
3.1.3	<i>Hidráulico Multiplexado Alternativo</i>	48
4	SISTEMAS HIDRÁULICOS	51
4.1	SISTEMA HIDRÁULICO DE CONTROLE.....	51
4.2	SISTEMA PROPOSTO PARA O ESTUDO.....	57
5	MODELAGEM E SIMULAÇÃO	63
5.1	MODELAGEM VÁLVULA GAVETA	64
5.1.1	<i>Força na haste de override (FHO)</i>	66
5.1.2	<i>Força devido à compressão da mola (Fmola)</i>	68
5.1.3	<i>Força devido à pressão na cavidade do corpo da válvula gaveta (FEH)</i>	71
5.1.4	<i>Força de atrito devido ao contato sede-gaveta</i>	72
5.2	COMPONENTES DO SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO	78
5.2.1	<i>Válvulas de retenção</i>	78
5.2.2	<i>Válvula de retenção pilotada</i>	83
5.2.3	<i>Válvula de alívio</i>	87
5.2.4	<i>Bomba hidráulica</i>	89

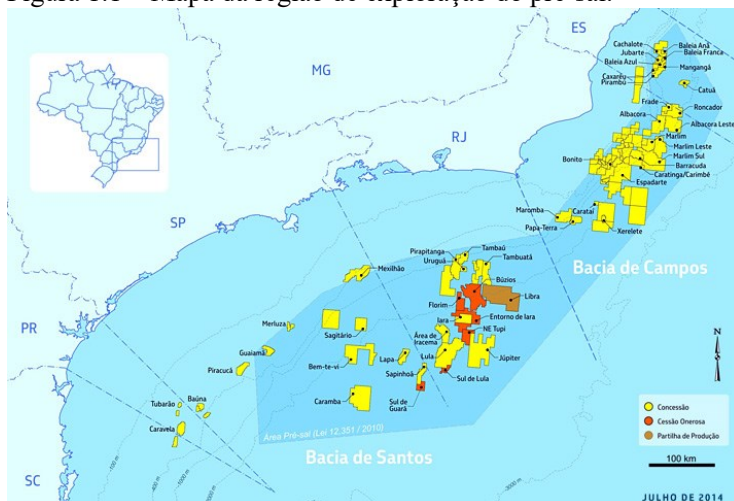
5.2.5	<i>Reservatório</i>	91
5.2.6	<i>Cilindro hidráulico</i>	92
5.2.7	<i>Caixa de transmissão</i>	95
5.2.8	<i>Motor elétrico de acionamento</i>	96
5.2.9	<i>Sistema de controle da trajetória do atuador e rotação do motor elétrico</i>	97
6	ANÁLISE E RESULTADOS	103
6.1	INTRODUÇÃO.....	103
6.2	ANÁLISE NOS DIFERENTES ESTÁGIOS DE OPERAÇÃO.....	103
6.3	CONSUMO ENERGÉTICO DO SISTEMA.....	108
6.3.1	<i>A influência da lamina d'agua</i>	118
6.3.2	<i>Avaliando influência da mola</i>	121
6.4	CONDIÇÃO DE FALHA SEGURA.....	122
7	CONCLUSÃO	125
7.1	TRABALHOS FUTUROS.....	125
8	REFERÊNCIAS	129

1 INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

Estatísticas apontam que o consumo anual por pessoa de petróleo em países desenvolvidos chega a quatorze barris por ano, enquanto que em países em desenvolvimento esse valor cai para apenas três barris. Segundo afirma Yergin (2014), caso haja um aumento da demanda nos países em desenvolvimento a ponto de dobrarem o seu consumo, a produção necessária de petróleo apresentaria uma elevação abrupta. Assim, companhias de exploração e produção de petróleo, visando garantir esta parcela do mercado, estão buscando novas reservas. Esse é o caso da indústria do petróleo e gás brasileiro, a qual vem crescendo de modo acelerado nos últimos anos desde a descoberta das reservas de petróleo e gás na camada do pré-sal da Bacia de Santos no ano de 2005. No entanto, somente anos depois se descobriu o verdadeiro potencial da reserva, a qual tem um volume estimado em torno de 8,3 bilhões de barris de petróleo do tipo leve, o qual apresenta o maior valor de mercado (PETROBRAS, 2014). Os estudos mostram que a reserva do pré-sal se estende por uma larga região, partindo do litoral do sul do Espírito Santo até o norte do litoral do estado Santa Catarina, conforme ilustrado na Figura 1.1.

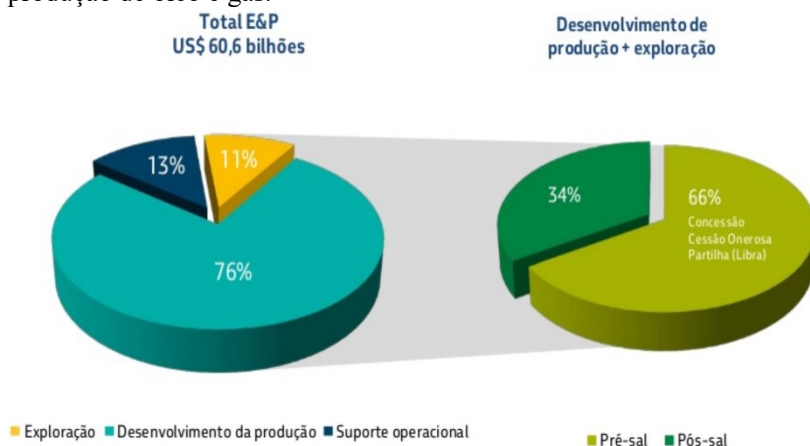
Figura 1.1 – Mapa da região de exploração do pré-sal.



Fonte: Petrobras (2014)

Para aproveitar todo o potencial, o plano estratégico proposto até o ano 2020 pela companhia PETROBRAS prevê uma produção total de óleo e gás (Brasil e Internacional) de 3,7 milhões de *BOED* (*Barrels of Oil Equivalent Per Day*), do qual 50% do petróleo extraído seja proveniente da região do pré-sal brasileiro. Para atingir o objetivo, a companhia propôs em seu planejamento estratégico apresentado em setembro de 2016, que investiria aproximadamente US\$ 74,1 bilhões no período de 2017 até 2021. Deste valor, 83% (US\$ 60,6 bilhões) serão destinados à área de Exploração e Produção (E&P), que divide seus investimentos em três segmentos: Desenvolvimento da Produção, Exploração e Suporte Operacional. A porcentagem destinada a cada segmento é ilustrada na Figura 1.2. A maior parcela do orçamento (76%) é prevista para o segmento de Desenvolvimento da Produção, a qual é responsável pelas instalações necessárias para produção e o beneficiamento dos produtos extraídos do pré-sal. (PETROBRAS, 2017)

Figura 1.2 – Investimentos da PETROBRAS na área de exploração e produção de óleo e gás.



Fonte: Petrobras (2017)

Como exemplos de instalações necessárias, pode-se citar a infraestrutura de produção submarina, que é composta por uma série de equipamentos: ANM (Árvore de Natal Molhada), *Jumpers*, *Manifold*, *PLET* (*Pipeline End Termination*), duto rígido (*Flowline*), *Riser* e *FPSO* (*Floating Production Storage and Offloading*).

O investimento planejado pela companhia gera uma demanda por equipamentos para atuação na produção, onde um dos grandes desafios é o desenvolvimento de soluções para essa aplicação. As reservas da camada do pré-sal encontram-se nas regiões marítimas chamadas de águas ultraprofundas, onde a profundidade corresponde à faixa de 1.830 a 10.911 metros. Operações nesta profundidade apresentam peculiaridades para o projeto de equipamentos, não só de exploração como também de produção de petróleo. Pode-se citar a alta pressão externa sobre os equipamentos e a dificuldade de acesso para realização de operações de manutenção, as quais são realizadas por meio de ROV's (*Remote Operated Vehicles*) ou AUV's (*Autonomous Underwater Vehicles*). Além das dificuldades mencionadas, os equipamentos de produção devem ser projetados para operarem com baixo consumo energético, mínima intervenção corretiva e garantia de uma correta operação por um período equivalente a 25 anos (MASHIBA, 2011; GERNGROSS E ORTH, 2014; PETROBRAS, 2015). Com estes requisitos de operação, os atuadores eletro-hidráulicos surgem como uma boa alternativa. Em comparação com os sistemas atuais, essa solução tem a vantagem tratar-se de um sistema robusto, compacto, confiável, de baixo consumo e que favorece a descentralização do acionamento. O uso dessa solução tem como atributo simplificador o fato de não necessitar da utilização de um sistema de armazenamento de energia para o acionamento dos motores elétricos. Assim, reduz-se o peso, da complexidade e do período de manutenção do sistema instalado no solo marinho, em especial para os atuadores de válvulas de segurança para a produção de petróleo.

Diante deste contexto, este trabalho apresenta a utilização de um atuador eletro-hidráulico com Unidade de Potência Hidráulica (UPH) acoplada, desempenhando assim a função de controle de posição e de velocidade de abertura da válvula de segurança.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

Este estudo teve como origem a demanda apresentada pela empresa Bosch Rexroth AG e possui como objetivo avaliar um sistema de atuação submarino com a unidade de potência hidráulica acoplada ao atuador hidráulico. Assim, todo o atuador eletro-hidráulico estará submetido às forças e efeitos do ambiente submarino. O estudo do sistema hidráulico está baseado no desenvolvimento de um modelo

matemático, o qual apresenta o comportamento para as condições estáticas e dinâmicas.

1.2.2 *Objetivos Específicos*

Como objetivos específicos, tem-se:

- Dimensionar o sistema eletro-hidráulico de um atuador submarino com componentes já existentes no mercado a fim de atender os requisitos definidos pelas normas vigentes para tais equipamentos. As principais exigências para o sistema são: movimentação (Abertura ou fechamento) da válvula gaveta num tempo de 60 segundos e um erro máximo de 0,3 mm durante a trajetória.
- Elaborar um modelo computacional que permita analisar o comportamento estático e dinâmico do atuador.
- Identificar os pontos críticos do sistema hidráulico e apresentar propostas de melhorias na eficiência energética.

1.2.3 *Justificativa*

A demanda por um sistema que seja capaz de operar com potência de acionamento limitada e ao mesmo tempo realizar as atividades com precisão e confiabilidade faz com que a utilização de equipamentos hidráulicos do tipo *on demand* seja uma alternativa para utilização em equipamentos submarinos. Além disso, esse sistema possa competir igualmente com os atuais modelos totalmente elétrica (*all-lectric*) nas operações em águas ultraprofundas.

1.3 ESTRUTURA DA DISSERTAÇÃO

Esta dissertação é dividida em sete capítulos, incluída esta introdução. Na sequência, no Capítulo 2 apresenta-se uma introdução ao sistema de produção submarino, descreve-se os principais equipamentos utilizados na produção de petróleo e mostra-se a função dos atuadores no processo.

No Capítulo 3 são abordadas as características de um sistema de atuação submarino, apresenta-se os componentes do sistema e as suas

características operacionais, como o funcionamento e o sistema de controle.

No Capítulo 4 são descritos os sistemas hidráulicos utilizados para o posicionamento de atuadores hidráulicos e detalha-se o sistema proposto.

No Capítulo 5 é descrita a modelagem do sistema eletro-hidráulico controlado pela bomba para acionamento de uma válvula gaveta e apresenta o modelo desenvolvido em co-simulação nos softwares Simster S e MATLAB SimulinkTM.

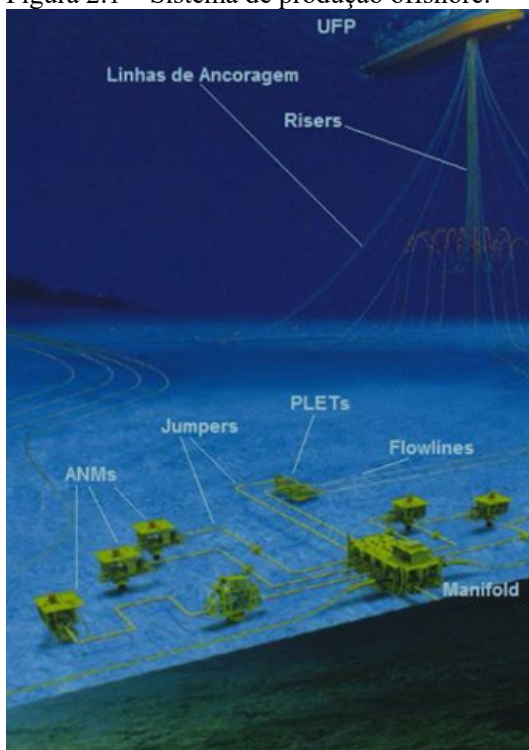
Ao longo do Capítulo 6 são expostas as análises feitas sobre o comportamento do sistema de atuação submarino, abordam-se aspectos como a influência da lamina d'água, pressões de trabalho no circuito hidráulico, o diferencial de pressão à jusante e à montante da válvula gaveta, a influência das pré-carga definidas e da constante de mola utilizada, além de constatar a potência consumida e as principais fontes de dissipação energética no sistema.

Para finalizar, o Capítulo 7 apresenta as conclusões desta dissertação e as sugestões de trabalhos futuros.

2 SISTEMA DE PRODUÇÃO SUBMARINO

Toda a infraestrutura que possui um poço e um equipamento associado abaixo da linha d'água é considerada um sistema de produção de petróleo submarino (BAI E BAI, 2012). Na Figura 2.1, é apresentado o conjunto de equipamentos fundamental para operação de produção de óleo e gás. A infraestrutura de produção submarina é composta por uma série de equipamentos, sendo os principais a ANM (Árvore de Natal Molhada), *Jumpers*, *Manifold*, *PLET* (*Pipeline End Termination*), duto rígido (*Flowline*), *Riser* e UFP (Unidade Flutuante de Produção) para realização do escoamento da produção de hidratos.

Figura 2.1 – Sistema de produção offshore.



Fonte: Mashiba (2011)

A Unidade Flutuante de produção (UFP), também conhecida como FPSO (*Floating Production Storage and Offloading*), é uma

embarcação em que estão instaladas as unidades de suprimento, controle e armazenamento para a produção. A partir dela são controlados todos os componentes submarinos instalados abaixo da linha d'água.

2.1 SISTEMA DE COMUNICAÇÃO

O umbilical é responsável pela comunicação da UFP e os equipamentos submarinos (ANM, *Manifold*, PLET e outros equipamentos de produção submarina e de segurança). Através dele são transportados os fluidos hidráulicos de controle, de injeção química, além das transmissões de sinais por fibra óptica e do suprimento elétrico por cabos. Por isso, a constituição do umbilical é diversificada, podendo apresentar de 3 até 60 funções conforme a necessidade do sistema de produção instalado no fundo do oceano. Alguns exemplos de construção do umbilical são apresentados na Figura 2.2.

Figura 2.2 – Exemplo de Umbilical submarino.



Fonte: Bai e Bai (2012).

As funções e as dimensões de um umbilical são dependentes do tamanho e da complexidade do sistema de produção instalado no solo marinho. A distância entre os equipamentos submarinos e a distância que os mesmos estão da UFP definem o comprimento total do umbilical. Já as dimensões referentes ao diâmetro externo do umbilical (<10”) e dos dutos internos (<2”) para transporte do fluido hidráulico. Os diâmetros serão definidos pelo tipo de arranjo adotado para a produção de petróleo, ou seja, se o processo é operado de modo satélite (controle sobre um único poço) ou agrupado (controle sobre vários poços) (BAI E BAI, 2012).

2.2 EQUIPAMENTOS SUBMARINOS

2.2.1 ANM – *Árvore de Natal Molhada*

A ANM está instalada sobre a cabeça do poço de produção e é composta por até 20 válvulas que são responsáveis pelo controle e segurança dos fluidos injetados ou retirados do poço de petróleo. O conjunto de válvulas presentes na ANM pode ser operado de modo remoto com o auxílio de atuadores do tipo hidráulico ou elétrico quando os sinais de comando provêm da UFP. Em situações em que há a perda do controle da produção de petróleo ou uma condição não segura de operação, as válvulas devem realizar o bloqueio das linhas visando a interrupção das atividades de produção. Mesmo o sistema de atuação apresentando redundâncias para acelerar o processo de recuperação da produção em caso de falha, ainda assim deve-se permitir a movimentação das válvulas com a utilização de um mecanismo de acionamento secundário (externo). Essa operação remota se dá com o auxílio de um ROV (*Remote Operated Vehicle*), que será abordado com mais detalhe no próximo capítulo (MASHIBA, 2011; BAI E BAI, 2012; NOGUCHI, 2014; CEZAR *et al.*, 2015). A concepção da ANM pode ser de dois modos, as chamadas verticais (ANM-V) e as horizontais (ANM-H). Para fins didáticos será apresentado somente o modelo ANM-V, mais informações sobre ANM-H podem ser encontradas nos documentos de Mashiba (2011) e Morais (2013).

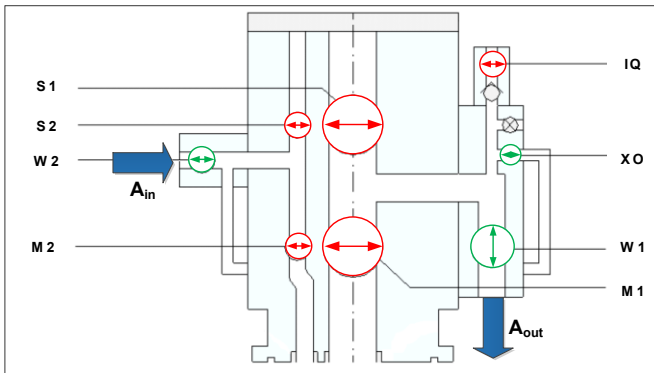
ANM-V são denominadas assim, pois o posicionamento das válvulas principais (M1 e S1) e as anulares (M2 e S2) estão sobrepostas uma sobre a outra, como demonstrado na Figura 2.3. A identificação do conjunto das principais válvulas de segurança são as seguintes:

- Válvula Master da Produção (M1);
- Válvula Wing da Produção (W1);
- Válvula Swab da Produção (S1);
- Válvula Master da Anular (M2);
- Válvula Wing da Anular (W2);
- Válvula Swab da Anular (S2);
- Válvula Crossover (XOV);
- Válvula de Injeção Química (IQ)

A combinação de abertura e fechamento das válvulas presente na ANM-V é realizada para execução de três processos típicos: a

recuperação de óleo na linha de produção, produção com injeção de fluido e produção sem injeção de fluido.

Figura 2.3 – Combinações de posições de abertura e fechamento de válvulas para a operação de uma ANM-V durante o processo de recuperação de óleo.

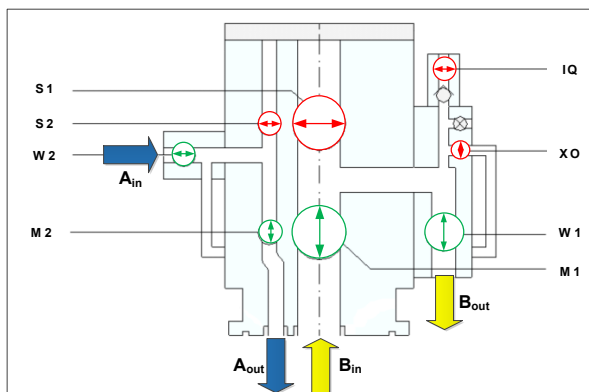


Fonte: Adaptado de Mashiba (2011).

Para recuperação de óleo presente na linha de produção tem-se a lavagem da linha de produção no interior da ANV no sentido da seta A_{in} para A_{out} , como pode ser observada na Figura 2.3. Assim, para a execução desta operação é necessária a abertura das válvulas W1, XO e W2. A combinação de abertura e fechamento das válvulas permite a injeção de fluido na tubulação para remover resíduos de petróleo e derivados que possam prejudicar os equipamentos ou a produtividade do processo de extração do petróleo.

Em condições de produção com injeção de fluido no interior do reservatório de petróleo é feita a combinação de abertura e fechamento de válvulas como ilustrado na Figura 2.4. A injeção de fluido tem como objetivo elevar a pressão interna do reservatório e facilitar a extração do petróleo. O fluido de injeção entra pela linha de injeção seguindo o sentido da seta A_{in} e posteriormente injetado no reservatório conforme a seta A_{out} . Em contra partida, o fluido de extração é retirado do reservatório como apontado pela seta B_{in} e encaminhado para linha de produção seguindo no sentido da seta B_{out} .

Figura 2.4 – Combinações de posições de abertura e fechamento de válvulas para a operação de uma ANM-V durante o processo de produção com injeção.

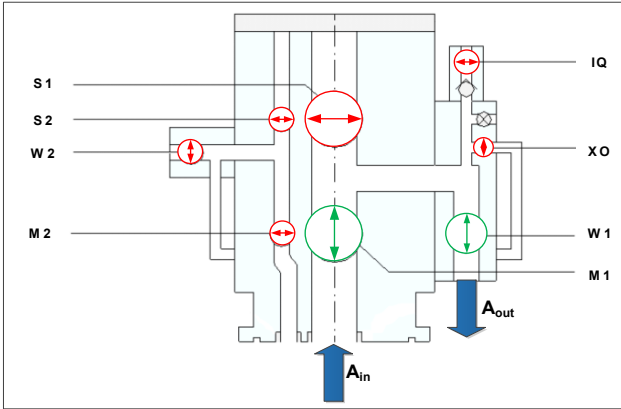


Fonte: Adaptado de Mashiba (2011).

Os fluidos como a água e o gás são injetados no interior do poço com objetivo de elevar a pressão interna do reservatório e garantir a continuidade da produção. O tipo de fluido utilizado depende da formação geológica do reservatório de petróleo. Conhecendo estas características, é possível determinar se a injeção será esporádica ou contínua, além de qual será a proporção de água (variando de 20% a 40% a quantidade contida no fluido de produção). A etapa de injeção química de Metanol, Etileno glicol e óleo Diesel são para auxiliar na limpeza e evitar obstrução dos dutos de condução de petróleo devido a formação de hidratos, parafina e asfalteno nas paredes. Em algumas situações pode haver a formação de ceras ou até mesmo o congelamento do petróleo, tipicamente isto ocorre por um resfriamento induzido devido ao estrangulamento do fluido ou à própria transferência de calor do petróleo para o ambiente de baixa temperatura (BAI E BAI, 2012; STENDEBAKKEN, 2014; YANG E WUSHAN, 2014).

Em situações em que não há a necessidade de injeção de fluido, é efetuada a combinação de abertura e fechamento das válvulas como apresentado na Figura 2.5. Assim, para a produção sem a injeção de fluido no interior do reservatório é necessário apenas a abertura das válvulas M1 e W1. O fluido proveniente do reservatório passa através da ANV no sentido da seta A_{in} para A_{out} , como ilustrado.

Figura 2.5 – Combinações de posições de abertura e fechamento de válvulas para a operação de uma ANM-V durante o processo de produção sem injeção.



Fonte: Adaptado de Mashiba (2011).

2.2.2 *Manifold*

O *manifold* é um equipamento utilizado para unificar e distribuir (ou ambos) o escoamento dos fluidos que provêm tanto ANM quanto da UFP. Sendo que para algumas aplicações, o equipamento apresenta a função combinada de controle e monitoramento do escoamento da produção. As características relevantes para o projeto do *manifold* são definidas de acordo com a sua localização dentro do arranjo do sistema de produção selecionado, a capacidade desejada de produção e a possibilidade de integração com outro sistema de produção de petróleo, de modo que o *manifold* é agrupado em três grupos de acordo com a sua função específica (BAI E BAI, 2012):

- MSP (Manifold Submarino de Produção): responsável pela convergência do escoamento de vários poços para um único riser.
- MSI (Manifold Submarino de Injeção): responsável pela distribuição dos fluidos de injeção para todos os poços de injeção.
- MSM (Manifold Submarino Misto): realiza ambas as atividades, ou seja, parte de sua estrutura é responsável pela

distribuição dos fluidos de injeção e outra parte pela coleta do fluido de produção.

Como benefício das funções apresentadas pelo *manifold*, existe uma redução significativa no número de dutos submarinos e de *risers* instalados no sistema produtivo, aperfeiçoando o processo de produção de petróleo e ao mesmo tempo inserindo uma redução no custo operacional.

2.2.3 PLEM – Pipeline End Manifold

O *Pipeline end Manifold* é responsável pela interligação entre os dutos rígidos (*flowline*), tendo como função unificar o escoamento para um único duto, ou segmentar o escoamento para dois ou mais dutos. A sua função é similar à desempenhada pelo *manifold*, no entanto o PLEM não apresenta na sua estrutura um sistema de controle de vazão e monitoramento das condições do fluido de produção (Noguchi (2014), Mashiba (2011)).

2.2.4 PLET – Pipeline End Termination

Os PLETs (*Pipeline End Termination*) são equipamentos que possibilitam a interligação submarina entre os dutos rígidos (*flowline*) e flexíveis (*risers*). O PLET tem uma estrutura simples sendo composto por poucos elementos, são eles: uma válvula de isolamento, conjunto de tubos, conectores hidráulicos, painel para operação remota da válvula e uma estrutura para sustentação dos seus componentes (BAI E BAI, 2012).

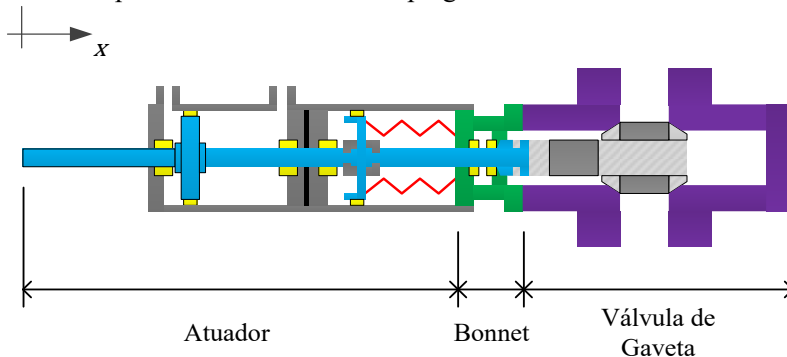
3 SISTEMAS DE ATUAÇÃO SUBMARINOS

O sistema de atuação submarino que é aplicado nas operações de exploração de petróleo possui três elementos básicos: a válvula, o *bonnet* e o atuador. Existem no mercado vários tipos de válvulas e atuadores, o que torna grande o número de combinações para construção de sistemas de atuação submarino. Sendo assim, a escolha de cada um dos elementos dependerá da sua aplicação dentro do processo de exploração e/ou produção de petróleo. Segundo Mashiba (2011), os sistemas de atuação estão presentes nos principais equipamentos de uma planta de produção como o Manifold, PLEM (*Pipeline End Manifold*), PLET (*Pipeline End Termination*) e ANM (Árvore de Natal Molhada).

O atuador é um mecanismo para acionamento remoto de uma válvula que realiza o movimento de abertura e fechamento da válvula.. A força dos atuadores pode ser proveniente da pressão hidráulica ou de um motor elétrico. No entanto, para alguns modelos de válvulas há necessidade dos atuadores operarem em posições intermediárias, a fim de realizar o controle de vazão no sistema de produção Além disso, eles possuem um conjunto de sensores (temperatura, pressão, contaminante e posição) que auxiliam no controle de posição e monitoramento do equipamento.

O *bonnet* é considerado um elemento de ligação entre a estrutura do atuador e o corpo da válvula. Como apresentado na Figura 3.1 este apresenta uma haste que realiza a ligação entre o êmbolo do atuador hidráulico e o obturador da válvula.

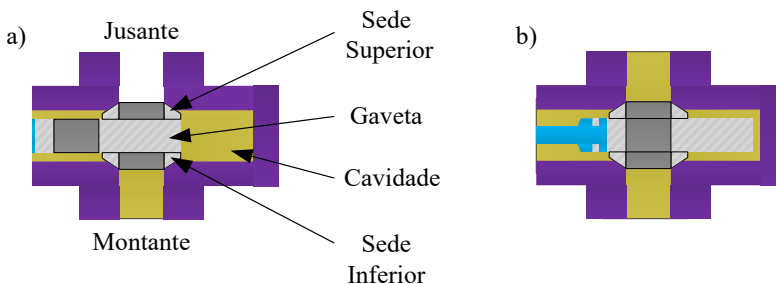
Figura 3.1 – Representação de um sistema de atuação submarino hidráulico operando uma válvula do tipo gaveta.



Fonte: elaborado pelo Autor

A válvula pode ser do tipo assento, retenção, gaveta ou esfera. No entanto, este trabalho abordará apenas a válvula gaveta, que é aplicada como válvula de segurança (*on/off*) em sistemas de produção submarino. A válvula gaveta geralmente é usada para interromper completamente a vazão de fluido ou, na posição totalmente aberta, para fornecer vazão total a um duto. Portanto, é usada na posição totalmente fechada ou totalmente aberta. As partes constituintes de uma válvula gaveta são apresentadas na Figura 3.2, são elas: gaveta, sedes (superior e inferior) e corpo (Menon, 2005).

Figura 3.2 – As partes constituintes de uma válvula gaveta.



Fonte: elaborado pelo Autor

A abertura da válvula gaveta é obtida com o deslocamento da gaveta (obturador) entre as sedes. Esse movimento se dá até o orifício do elemento móvel posicionar-se concêntrico com os orifícios das sedes

superior e inferior. Como resultado do movimento perpendicular e da concentricidade dos orifícios, as válvulas gaveta apresentam como vantagem uma baixa restrição ao escoamento do fluido e um pequeno diferencial de pressão quando totalmente abertas. No entanto, as válvulas gaveta não são recomendadas para o controle de vazão. A restrição a passagem do fluido com o obturador em posição intermediárias promove uma variação de velocidade brusca no escoamento do fluido de produção. Consequentemente, essa variação brusca provoca um desgaste prematuro da sede superior e/ou das vedações presentes na válvula gaveta.

3.1 SISTEMA DE CONTROLE

O sistema de controle é definido como o sistema que gerencia um sistema submarino de produção de acordo a norma ISO 13628-6. Sendo um equipamento de custo relativamente baixo quando comparado a outras etapas da atividade *offshore* como perfuração, instalação, dutos, etc. Ao negligenciar o projeto de tal equipamento há possibilidade de comprometer a confiabilidade de todo o sistema de produção. O tipo de controle adotado está diretamente relacionado com o modelo de atuador que está sendo utilizado, podendo ser (BAI E BAI, 2012):

- Hidráulico Pilotado;
- Hidráulico Direto;
- Hidráulico Sequencial;
- Hidráulico Multiplexado;
- Totalmente elétrico;
- Hidráulico Multiplexado Alternativo.

Os modelos de controle como o hidráulico pilotado, o sequencial e o direto não são considerados apropriados para aplicações em águas ultraprofundas com lamina de água superior aos 1.500 metros devido a suas respostas lentas. A existência de uma grande distância entre a plataforma de controle e os equipamentos submarinos a serem controlados, implica no uso de grande número de dutos longos e consequentemente na existência de um volume de controle com um tamanho considerável. A combinação dos fatores de propagação de onda, perda de carga significativa e a variação de volume tornam lenta a resposta do atuador. Com intuito de obter resultados satisfatórios para essa configuração seria necessário utilizar grandes unidades de potência

hidráulica capazes de operar com elevada pressão. No entanto, esta medida torna-se inviável por demandar um maior peso e volume instalado na plataforma. Isso seria compatível com os objetivos das plataformas modernas que buscam simplificar estruturas flutuantes e repassar para o leito marinho o máximo de processos de produção. Deixando na superfície apenas os equipamentos essenciais para o controle da produção e o armazenamento temporário (Morais,2013).

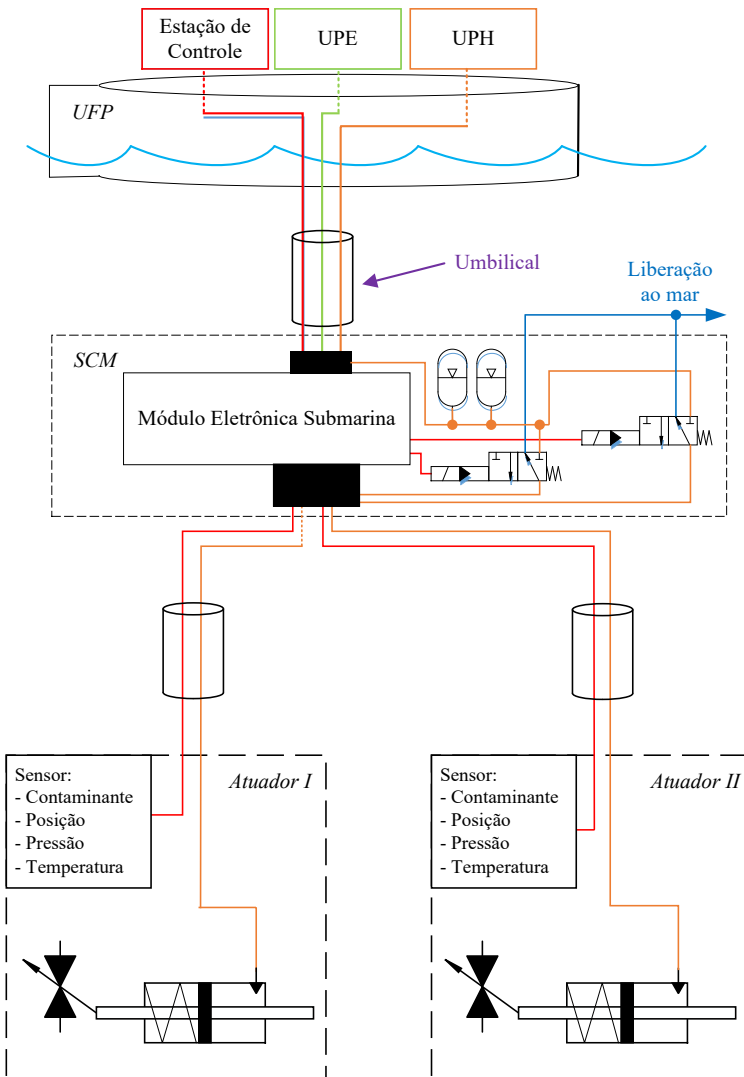
Para tornar a produção viável financeiramente, os tempos de paradas devem ser reduzidos ao mínimo possível no período de produção do poço. Segundo Morais (2013), os poços de petróleo da região do pré-sal possuem maior profundidade de instalação dos equipamentos (lâmina d'água), reservatórios a profundidades maiores e estão localizados cada vez mais distantes da costa. As interrupções para manutenções promovem uma queda de receita e geralmente estão atreladas a operações de custo elevado (MAMMAN *et al.*, 2009). Assim, o sistema de controle hidráulico sequencial é conflitante com a necessidade de reduzir ao máximo o tempo de parada para a manutenção dos equipamentos submarinos. Nesse sistema de controle, o acionamento dos atuadores é sequencial. Existindo assim uma forte dependência entre eles, pois caso haja a manutenção de um dos atuadores interligados ao conjunto, será necessário a paralização de toda a produção para realização do procedimento.

Diante das limitações discutidas para os modelos de controle direto e sequencial, restam como opções os sistemas de controle Hidráulico Multiplexado, Totalmente Elétrico e Hidráulico Multiplexado Alternativo.

3.1.1 Hidráulico Multiplexado

O sistema multiplexado é o principal sistema de controle utilizado na produção offshore para faixa de profundidade estabelecida, sendo composto de três níveis: *Topside*, SCM (Módulo de Controle Submarino - *Subsea Control Module*) e os equipamentos submarinos. Eles são apresentados na Figura 3.3, a qual ilustra a esquematização do sistema de controle multiplexado.

Figura 3.3 – Sistema de controle multiplexado para atuadores.



Fonte: elaborado pelo Autor

O equipamento submarino é composto basicamente pelo sistema de atuação da válvula gaveta e o sistema de monitoramento. O objetivo

do monitoramento é a indicação de temperatura, pressão, detecção de contaminantes, posição e etc.

O *topside* refere-se a todos os equipamentos instalados na UFP que inclui as Estações de Controle Principal, a Unidade de Potência Elétrica (UPE) e a Unidade de Potência Hidráulica (UPH). Cada uma delas apresenta uma função para realização da operação. A UPE é responsável pelo suprimento de energia elétrica para os equipamentos do sistema de controle e demais equipamentos instalados no fundo do oceano. A UPH é responsável pelo fornecimento do fluido hidráulico de controle. A estação de controle principal tem a função de monitoramento do sistema de produção e envio dos sinais de comando. Todos os suprimentos e sinais provenientes de uma das estações são enviados para SCM e demais equipamentos através do Umbilical.

O SCM tipicamente fica instalado sobre a ANV dos atuadores que irá controlar, ficando responsável por condicionar os sinais, distribuir os suprimentos e ao mesmo tempo reportar as leituras efetuadas pelos equipamentos. Para reduzir o tempo de resposta dos atuadores são instalados acumuladores hidráulicos junto ao SCM.

No Módulo de controle submarino os comandos provenientes da estação de controle são processados e convertidos para o acionamento de solenoide das válvulas direcionais do tipo *on/off*, permitindo ou não a passagem do fluido para movimentação do atuador hidráulico da válvula gaveta. Caso o comando seja para o fechamento da válvula gaveta, a interrupção do fornecimento energético para o solenoide e a válvula direcional retorna à posição original. Com esta posição da válvula o fluido hidráulico é liberado para oceano e assim equalizando a pressão na camada do atuador com a do oceano. O movimento de retorno do atuador é promovido pela ação da mola instalada no cilindro.

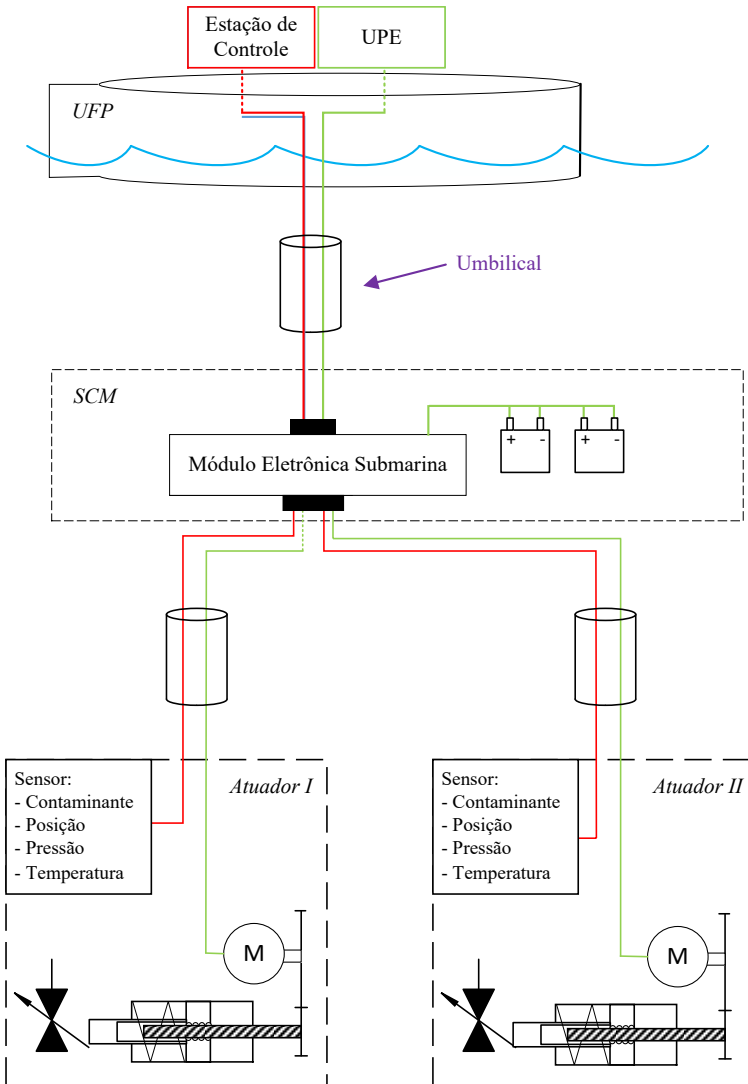
Este tipo de controle tem como vantagem menor tempo de resposta, controle simultâneo de múltiplos atuadores com o uso uma única linha de suprimento saindo da FPSO e redução do peso do umbilical quando comparado com os sistemas de controle direto e sequencial. Em contra partida existe um maior número de equipamentos instalados no fundo do mar o que insere uma complexidade maior ao sistema e a dependência da limpeza regular do fluido hidráulico para o bom desempenho das válvulas (MASHIBA, 2011; BAI E BAI, 2012).

3.1.2 Totalmente Elétrico (*all-electric*)

O sistema de controle totalmente elétrico, mais conhecido como *all-electric*, surgiu como uma alternativa ao sistema hidráulico, buscando

a simplificação do umbilical para a comunicação entre o *topside* e as instalações submarinas. A principal vantagem está na redução dos custos de instalação e operacionais. Além disso, tem uma vantagem ecológica, já que não utiliza fluido hidráulico, extinguindo a liberação do mesmo para o meio ambiente. Outro ponto importante do sistema de controle totalmente elétrico é referente à sua flexibilidade nas etapas de instalação e manutenção dos equipamentos. O fato de não depender de fluido hidráulico evita situações que possam comprometer o circuito já instalado, como no caso de uma possível contaminação do fluido. Ao mesmo tempo, a complexidade de montagem de sistemas hidráulicos é reduzida. A Figura 3.4 apresenta a estrutura operacional do sistema de controle elétrico dentro do setor *subsea*.

Figura 3.4 – Sistema de controle para atuadores elétricos.

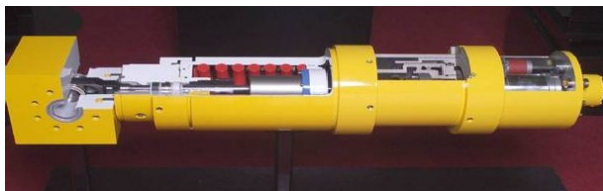


Fonte: elaborado pelo Autor

O sistema totalmente elétrico difere-se do sistema multiplexado pelo fato de não apresentar a necessidade de um sistema hidráulico para

movimentação do atuador, ou seja, todo sistema de controle opera através de elementos eletro-mecânicos. O comando de controle é enviado da ECP para o SCM, que processa a informação no Módulo de controle submarino e disponibiliza um diferencial de tensão para o motor elétrico que então fornece o torque necessário para operar uma válvula. O movimento de avanço e recuo deste sistema de acionamento é feito através da conversão do movimento angular do motor elétrico em movimento linear, permitindo assim o deslocamento da gaveta. Resultando em atuadores silenciosos, não tóxicos, compactos e eficientes em termos energéticos para operações em pequenas válvulas que demandem baixa quantidade de energia como apresentado na Figura 3.5 (ABICHT E VAN DEN AKKER, 2011; BAI E BAI, 2012; FMC, 2015).

Figura 3.5 – Sistema de atuação da válvula gaveta *all-eletric*.



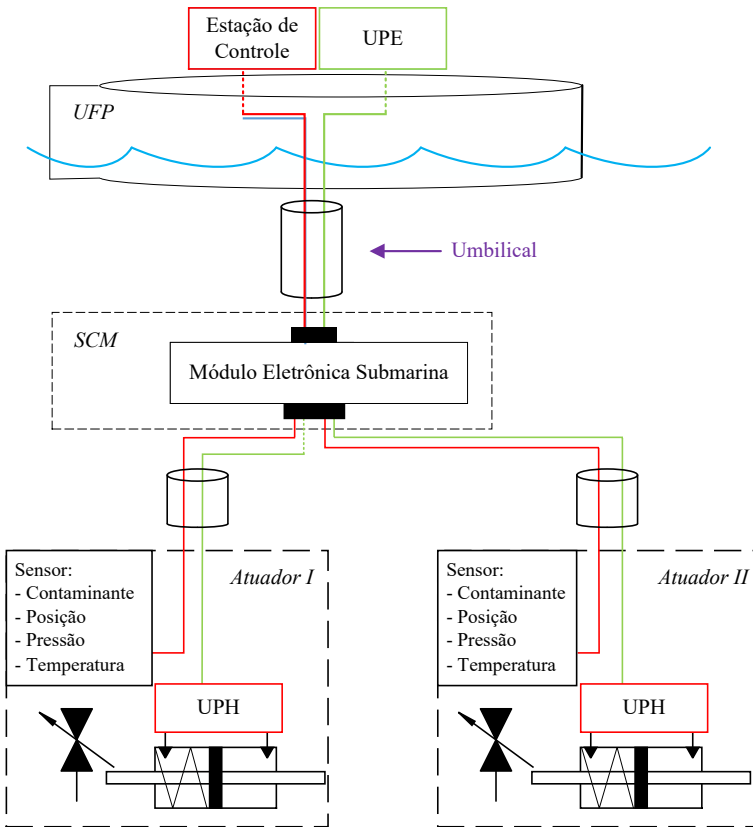
Fonte: Abicht e Van Den Akker (2011)

No entanto, o atuador elétrico apresenta algumas desvantagens quando comparado com o sistema de controle hidráulico. Para a operação deste tipo de atuador são necessários alguns equipamentos de segurança adicionais no SCM. Exemplo disso é a necessidade de instalação de um conjunto de armazenamento de energia como baterias ou supercapacitores. Essa reserva energética servirá para movimentação da válvula gaveta durante as situações de suspensão de energia que possam ocorrer advindos do rompimento do umbilical, desligamento da UPE ou entrada em modo de segurança. Outro ponto é a sua capacidade de manutenção de posição, onde existe a necessidade da utilização de um mecanismo para garantir a permanência da válvula gaveta totalmente aberta. Devido as questões apresentadas e à baixa confiabilidade do controle *all-eletric*, eles ainda não são amplamente aplicados aos equipamentos de segurança do sistema de produção. (MASHIBA, 2011; BAI E BAI, 2012).

3.1.3 Hidráulico Multiplexado Alternativo

O controle multiplexado alternativo possui similaridades com o multiplexado tradicional e o totalmente elétrico. Apresenta a mesma estrutura instalada no *topside* como o modelo totalmente elétrico na qual a ECP e a UPE permanecem na UFP, como ilustrado na Figura 3.6.

Figura 3.6 – Sistema de controle Multiplexado Alternativo



Fonte: elaborado pelo Autor

Note que a diferença, entre os sistemas multiplexado alternativo e totalmente elétrico, está no mecanismo de transferência de energia do

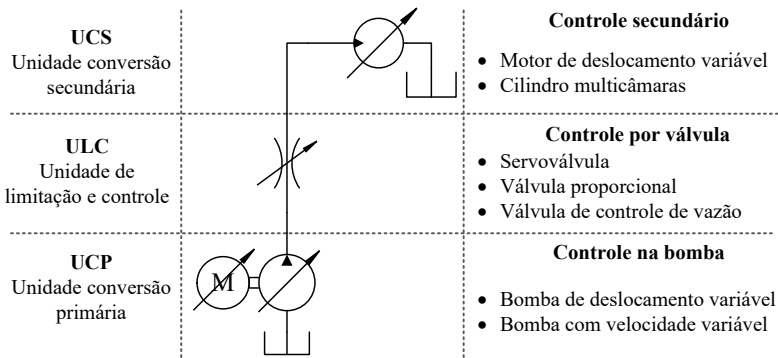
motor elétrico energizado para a válvula. No multiplexado, o motor elétrico aciona uma UPH que por sua vez realiza a movimentação do atuador. Este conceito está baseado na descentralização dentro do sistema hidráulico, ou seja, aproximar a UPH do atuador. Dentre os resultados esperados estão o aumento da eficiência energética, a redução do tempo de resposta e a independência entre os sistemas de atuação. Mais informações com as vantagens e desvantagens do sistema hidráulico utilizado são apresentadas no capítulo 4.

4 SISTEMAS HIDRÁULICOS

4.1 SISTEMA HIDRÁULICO DE CONTROLE

Os sistemas hidráulicos são uma alternativa para a movimentação linear de grandes cargas devido a sua alta densidade de potência e alto torque ou força, quando comparado aos sistemas eletromecânicos e pneumáticos (Quan *et al.*, 2014). Os tipos de controle de sistemas hidráulicos são classificados por sua unidade de atuação no controle, conforme ilustrado na Figura 4.1. Tipicamente, em sistemas lineares, o controle ocorre na Unidade de Limitação e Controle (ULC) ou Unidade Conversão Primária (UCP).

Figura 4.1 – Principais exemplos de controle para sistemas hidráulicos classificados por unidade de atuação.

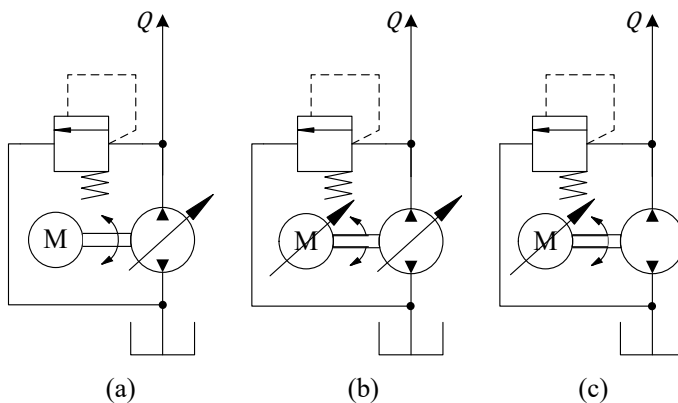


Fonte: Teixeira (2015)

Os sistemas com controle por válvula são conhecidos por serem menos eficientes, pelo fato da válvula ser responsável pelo estrangulamento do fluido durante a passagem, ou seja, existindo um controle restritivo. Em casos onde o sistema controlado pela válvula opera com pressão de suprimento constante, a dinâmica do sistema é definida pela característica da válvula de controle presente. Além disso, são sistemas que inviabilizam a recuperação energética. Por estes comportamentos, os sistemas controlados pela ULC são caracterizados pela baixa eficiência, apresentam a variação de parâmetros do sistema e um comportamento não-linear. (TEIXEIRA, 2015; HÄNNINEN *et al.*, 2016)

Em contrapartida, o sistema com controle na bomba, na UCP, não apresenta tal limitação, uma vez que o controle é realizado quando é alterado o deslocamento volumétrico e/ou a velocidade angular da bomba. Esse controle fornece um sistema mais eficiente do ponto de vista energético quando comparado com o controlado por válvula. Para um sistema controlado na bomba existem inúmeras variantes de circuitos conhecidos. A Figura 4.2 ilustra as principais variantes para uma unidade de potência com controle na bomba.

Figura 4.2 – Alternativas de controle de atuadores diretamente na unidades de potência hidráulica.



Fonte: elaborado pelo Autor

Na Figura 4.2 (a) apresenta-se uma bomba com deslocamento variável e um motor elétrico operando com frequência rotacional constante. Conforme observações feitas por Helduser (2003), essa configuração de controle tem o seu desempenho energético prejudicado nos momentos em que opera com carga parcial e um baixo deslocamento volumétrico. No entanto, opera muito bem em alta pressão (acima de 200 bar) e vazões de índice médio a alto (acima de 30 L/min). Algo interessante sobre sistema é a capacidade de aproveitar a energia fornecida pelo motor elétrico para acionamento de outras bombas, ou seja, múltiplas bombas acionada pelo mesmo eixo motriz. Essa configuração permite a operação de outros atuadores com a mesma configuração de controle.

Na Figura 4.2 (b) ambos os componentes são variáveis, ou seja, a bomba apresenta deslocamento variável e o motor elétrico sua

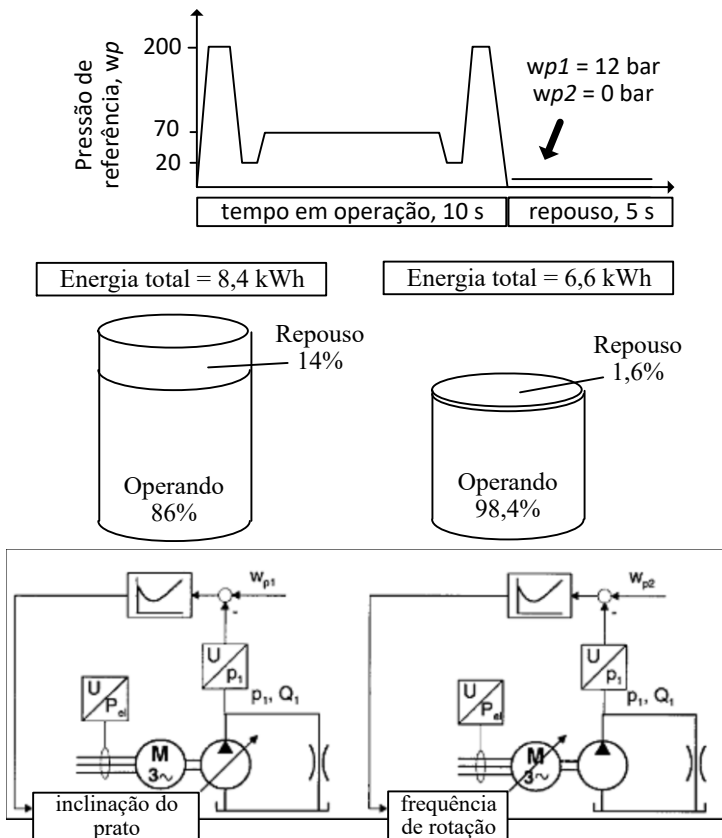
frequência rotacional variável. Essa configuração tem como vantagem o melhor desempenho energético em condições de operação com carga parcial, menores índices de ruído e uma baixa dissipação de energia durante o repouso do sistema. Isso porque a variação simultânea das variáveis, deslocamento e frequência rotacional, criam uma maior flexibilidade para operar em qualquer condição de operação.

Na Figura 4.2 (c) é apresentado um conjunto em que a bomba de deslocamento fixo é acoplada a um motor elétrico com variação de velocidade, correlacionando o controle de vazão e pressão à rotação do motor elétrico. Devido à capacidade dinâmica oferecida pelo motor elétrico, o seu desempenho é similar ao da Figura 4.2 (b), porém sua aplicação é destinada a operação com carregamento parcial ou alto, por intervalos de tempo curtos. Caso seja aplicada para compensação de vazamentos com baixa rotação, pode apresentar um efeito negativo para o sistema, já que esta condição de operação provoca um aquecimento do fluido hidráulico (HELDUSER, 1999).

Na comparação entre os sistemas com variação de frequência rotacional e/ou variação de deslocamento realizado por Helduser (1999), as duas configurações foram submetidas a um mesmo ciclo de trabalho ilustrado na Figura 4.3. Notou-se que o consumo energético com deslocamento variável foi 20% superior ao controle por variação de rotação. Boa parcela desta diferença é originária da operação durante o repouso da carga no ciclo de trabalho, no qual o sistema com deslocamento variável continua a girar mesmo com uma demanda de baixa pressão, entrando numa região de baixa eficiência da bomba.

No trabalho de Weber et al. (2016) realizou-se um estudo incluindo na análise o sistema com uma bomba de deslocamento variável e o motor elétrico com frequência rotacional variável. O sistema avaliado apresentou uma eficiência 20% superior aos controles apenas com variação de deslocamento volumétrico ou de rotação. É importante salientar que essas análises foram realizadas avaliando a capacidade de transferir energia para o fluido hidráulico.

Figura 4.3 – Consumo de energia de um acionamento com deslocamento variável e um acionamento com velocidade variável durante uma hora para um ciclo de operação específico.



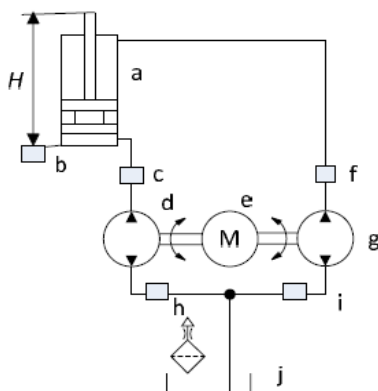
Fonte: Helduser (1999) *apud* Teixeira (2015)

A inserção de sistemas com variação de frequência rotacional está sendo possível devido à redução dos custos dos componentes eletrônicos de potência e dos servos motores. Assim, a redução de custos incentiva o investimento em pesquisa e a aplicação gradual dentro da indústria dos sistemas controlados na bomba. Helduser (2003) e Helbig (2015) apontam em seus trabalhos que é possível fabricar unidades hidráulicas precisas, com boa resposta dinâmica e que podem ser montadas e mantidas com um custo acessível ao integrar o sistema hidráulico com a eletrônica digital. Um exemplo da combinação dessa tecnologia são os

atuadores hidráulicos compactos, que são mais conhecidos pela terminologia EHA (*Electric-Hydrostatic Actuator*). Consiste em um atuador linear acoplado a uma unidade de potência hidráulica com controle por variação de rotação da bomba. Sua aplicação se deu inicialmente dentro da indústria aeronáutica para o acionamento de flaps (NAVARRO, 1997; BILDSTEIN, 1998), fazendo parte do processo de descentralização dos sistemas hidráulicos, ou seja, realizando uma integração construtiva em um único elemento de todos os componentes hidráulicos. Nesta solução, há uma unidade de suprimento instalada para cada atuador.

Os EHA são conhecidos pela confiabilidade, robustez, grande força, alta transmissão, boa proteção à sobrecarga, facilidade de uso, baixo esforço para manutenção, eficiência, não necessitam de sistema de condicionamento do fluido hidráulico, compacto, possuem capacidade de regeneração de energia e na grande maioria das situações é apresentado como um dispositivo *plug-and-play* (WEBER *et al.*, 2016). Devido às vantagens apontadas, surgiram derivações dos circuitos com controle na bomba para atuadores de dupla ação. Como o DDH (*Direct Drive Hydraulics*) apresentado por Minav *et al.* (2014) e ilustrado na Figura 4.4. O sistema é composto de: (a) cilindro de dupla ação e assimétrico, (b) sensor de posição, (c) sensor de pressão, (d) bomba/motor de engrenagem reversível, (e) motor/gerador elétrico, (f) sensor de pressão, (g) bomba/motor de engrenagem reversível, (h) sensor de pressão na linha do tanque, (i) sensor de pressão na linha de sucção das bombas/motor e (j) reservatório de óleo.

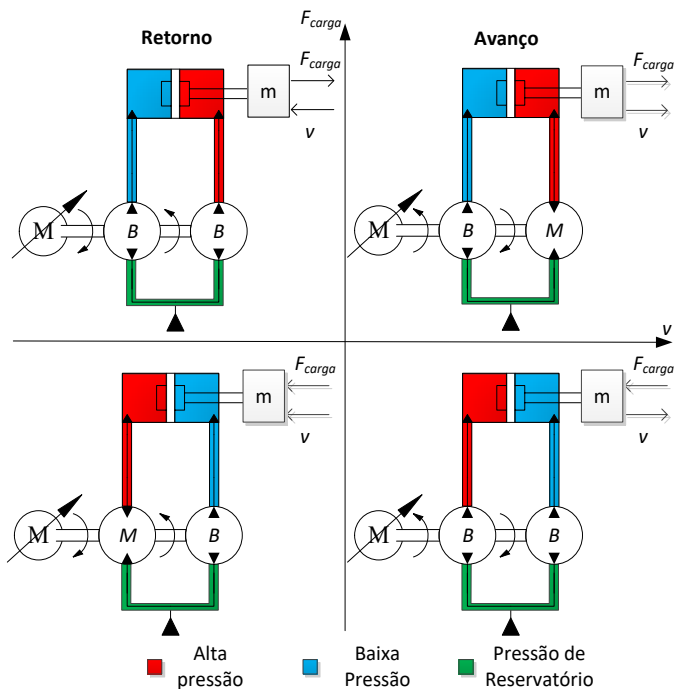
Figura 4.4 – Modelo esquemático de um sistema DDH.



Fonte: Minav *et al.* (2014)

A configuração proposta é baseada no acionamento de duas bombas antiparalelas por um único motor elétrico, sendo que para cada câmara do cilindro é acoplada uma bomba. Zhang *et al.* (2017) apresenta uma avaliação do consumo de energia deste sistema para uma microescavadeira. O ciclo de trabalho definido consiste na elevação de uma carga e o retorno para posição inicial. A comparação é feita entre um sistema hidráulico controlado pela variação de rotação e um sistema convencional que utiliza um sistema de controle com bomba LS (*Load Sensing*). Como resultado foi atingido a eficiência de 73,3% no ciclo de trabalho, valor muito superior aos 31% apresentado por sistemas operando com bombas LS. A Figura 4.5 apresenta os quatro modos de operação do atuador hidráulico conforme a direção da força e velocidade, facilitando a compreensão do comportamento regenerativo e o ganho significativo na eficiência energética do sistema.

Figura 4.5 – Modos de operação da configuração DDH.



Fonte: elaborado pelo Autor

Nota-se que para cada situação se tem um modo de operação do par de bombas. O modo de operação das bombas está relacionado com o sentido dos vetores da força de carga e velocidade do atuador. A combinação dessas duas variáveis determina se a bomba-motor está operando como bomba ou motor. Assim, em situações que a velocidade e a força de carga apresentam sentidos opostos, ambas as bomba-motor possuem o comportamento de bomba. No entanto, com o mesmo sentido das variáveis, o comportamento que se obtém é uma operando como bomba e outra como motor. No movimento de retorno do atuador, a bomba-motor esquerda se comporta como motor e a direita como bomba. Já no movimento de avanço, se tem a inversão do modo de operação. Devido à operação em modo motor, a eficiência do sistema hidráulico aumenta, pois a energia que estava armazenada na câmara do cilindro na forma de energia hidráulica é convertida para mecânica.

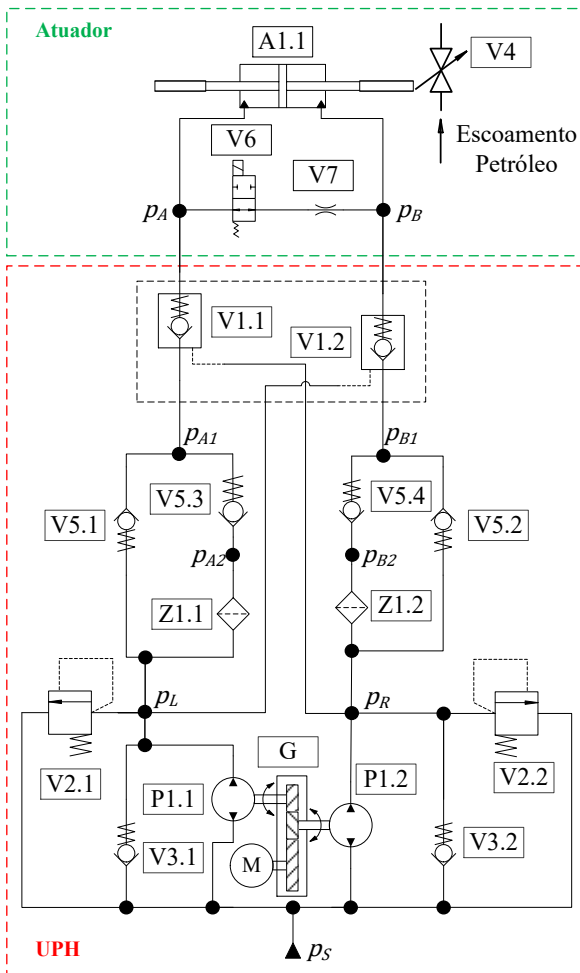
4.2 SISTEMA PROPOSTO PARA O ESTUDO

Na literatura até o momento não foram encontrados estudos com aplicação do DDH em atuadores simétricos. Uma possível justificativa para a maior participação dos atuadores assimétricos é o fato de ocuparem um menor espaço, representarem 80% das aplicações em atuadores lineares e tipicamente demandarem uma carga menor em uma das direções do movimento (QUAN *et al.*, 2014). No entanto, a concepção da tecnologia de acionamento hidráulico pode ser aplicada em ambas as configurações de atuador ao efetuar o correto dimensionamento.

Como requisito básico para um atuador de equipamentos submarinos, tem-se a necessidade de apresentar um ciclo de vida capaz de operar por um período equivalente a 25 anos de operação, solicitando do conjunto uma alta confiabilidade. Para garantir o cumprimento desta meta, os equipamentos submarinos devem seguir uma série de normas definidas para os processos de projeto, fabricação e teste. Algumas delas são as normas: API 17-D, API 6-A, API 6-D, API 17-F, ISO 10423 e a ISO 13628-4. Com o intuito de atender a todos os requisitos estabelecidos, é proposta a avaliação do sistema hidráulico apresentado na Figura 4.6 para movimentação válvula gaveta (V4). O circuito hidráulico proposto para o trabalho apresenta um sistema de reservatório pressurizado que contém um dispositivo mecânico para compensação de pressão. A escolha por esse tipo é dada pela grande variação de pressão a qual o reservatório estará submetido durante a instalação. No escopo

do trabalho é definido que as pressões externas podem oscilar entre 252 e 334 bar devido a coluna d'água acima do equipamento.

Figura 4.6 – Circuito Hidráulico do atuador eletro-hidráulico.



Fonte: elaborado pelo Autor

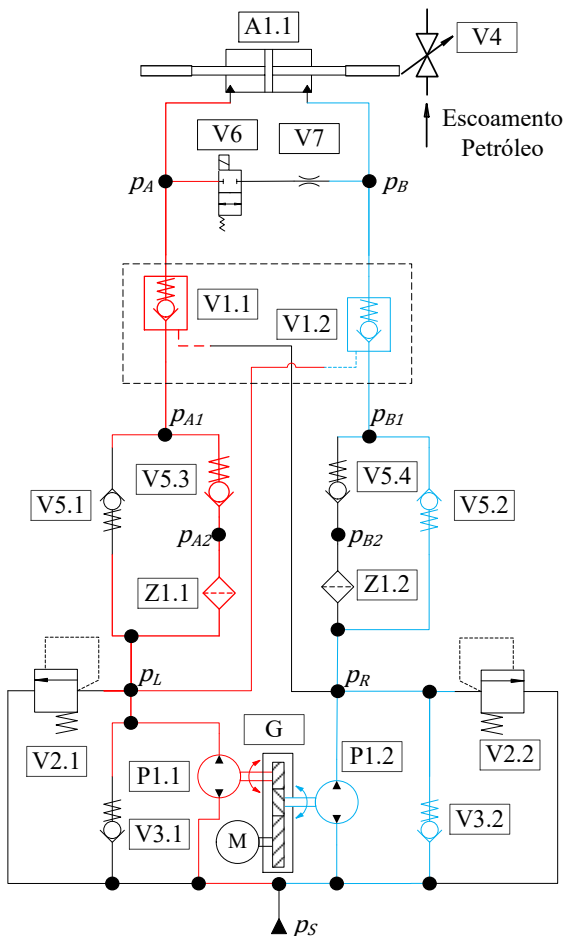
O primeiro ponto a ser apresentado é o dispositivo de pressurização do reservatório, que tem como objetivo evitar a entrada de

contaminantes no interior do reservatório de fluido hidráulico. Tem-se como exemplos de contaminantes a água, sais minerais, areia e material orgânico. As presenças de tais elementos no fluido hidráulico podem comprometer a operação do sistema devido ao processo de oxidação, obstrução, desgaste prematuro dos componentes ou hidrólise do fluido hidráulico. Um dos primeiros equipamentos a serem afetados pela presença de contaminantes são as bombas hidráulicas, pois não contêm mecanismo de filtragem do fluido hidráulico na sucção. Garante-se a robustez do sistema utilizando bombas de engrenagem externa com deslocamento fixo (P1.1 e P1.2). O controle de vazão é dado por meio da variação da velocidade nas bombas; as quais estão acopladas em paralelo, porém com sentido de rotação inverso entre elas. A inversão da rotação é obtida com a utilização da caixa de transmissão (G). O sentido de rotação de P1.1 está definido na mesma direção do motor elétrico, já a bomba P1.2 opera em sentido contrário. A potência disponível para o acionamento do motor é definida pelo SCM (Módulo de Controle Submarino). Segundo a fabricante de equipamentos submarinos Proserv (2015), a potência máxima disponibilizada pelo SCM é de 230 W com uma tensão de alimentação de 24 Vdc. No entanto, essa tensão disponível demandaria uma corrente considerável no motor elétrico. Uma regra geral para seleção de servo motor apresentada por Berkner (2008), é que se deve optar por uma maior tensão e menor corrente. O motivo que justifica essa linha de raciocínio é o fato de que o sistema não ficará tão sujeito ao aquecimento, a interferências nos sensores e no controlador devido ao campo eletromagnético gerado pela corrente elétrica.

Durante o avanço do atuador, a bomba P1.1 direciona o fluido para a câmara esquerda (câmara A) do cilindro (A1.1), passando pelo filtro Z1.1, pela válvula de retenção V5.3 e pela válvula pilotada V1.1. Ao mesmo tempo, o piloto da válvula V1.2 permite a liberação do fluido confinado na câmara direita (câmara B) do cilindro. Assim, o fluido passa também pela válvula V5.2 e posteriormente pela bomba P1.2. As linhas de alta (vermelha) e baixa pressão (azul) são apresentadas na Figura 4.7. Note que a presença do conjunto de válvulas do tipo pilotada V1.1 e V1.2 tem como objetivo o bloqueio das câmaras do cilindro quando o motor elétrico está em repouso. Assim, não há a necessidade do acionamento do motor elétrico para garantir a posição. Conforme Ho (2014) apresenta no seu trabalho, o número de atividades realizadas por atuadores submarinos atualmente é de 3 movimentações por dia. Boa parcela do tempo, o sistema permanece em repouso e o consumo

energético é dado pela comunicação com a UFP e as leituras são realizadas pelos sensores.

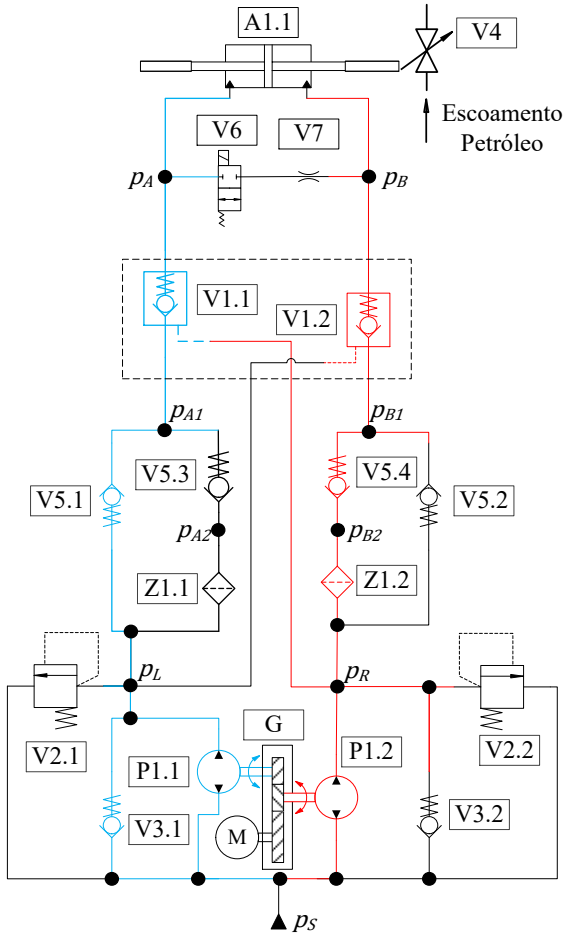
Figura 4.7 – Linhas de pressões durante o avanço do atuador hidráulico.



Fonte: elaborado pelo Autor

No movimento de retorno do atuador, a combinação de abertura de válvulas é similar, tendo como diferença apenas o espelhamento das aberturas das válvulas como ilustrado na Figura 4.8.

Figura 4.8 – Linhas de pressões durante o retorno do atuador hidráulico.



Fonte: elaborado pelo Autor

Por motivos de segurança para o sistema hidráulico, a presença das válvulas V2.1 e V2.2 são essenciais e operam como reguladoras da pressão interna das linhas de condução do fluido hidráulico. Caso a pressão supere um valor pré-estabelecido no projeto, haverá a abertura da válvula e o fluido será direcionado para o reservatório até reestabelecer a pressão correta.

Por se tratar de um circuito semifechado, em certos momentos se tem a comunicação do circuito principal com o reservatório. Logo, as válvulas de retenção V3.1 e V3.2 tem como função permitir a passagem do fluido hidráulico quando a pressão nos pontos p_L e p_R estiverem abaixo da pressão do reservatório. A abertura das válvulas ocorre quando umas das seguintes relações são verdadeiras:

$$p_L(t) < p_{VLO} + p_S, \text{ para válvula V3.1} \quad (4.1)$$

e

$$p_R(t) < p_{VRO} + p_S, \text{ para válvula V3.2} \quad (4.2)$$

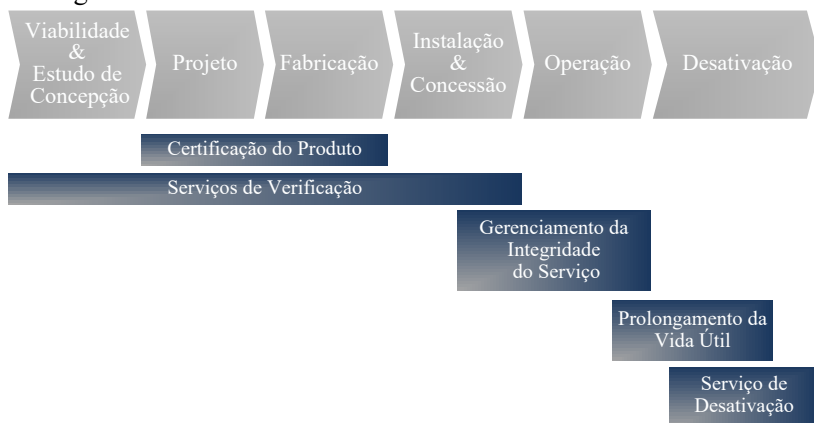
onde p_L e p_R são as pressões na linha do circuito hidráulico, p_{VLO} a pressão de pré-carga da mola da válvula V3.1, p_{VRO} a pressão de pré-carga da mola da válvula V3.2 e p_S a pressão interna do reservatório. Durante todo o trabalho, as pressões são apresentadas como pressões manométricas, dado que as pressões representam a pressão no ponto descontado a pressão de reservatório.

As válvulas V6 e V7 são utilizadas apenas em situações de emergência ao qual o sistema estará propenso. Mediante a suspensão do suprimento de energia elétrica, a válvula direcional V6 retorna à posição normalmente aberta o que permite a comunicação da câmara A com a câmara B. No momento em que as câmaras são interligadas, as pressões tendem a se igualar. Devido à ação da mola externa ao cilindro (ver Figura 3.1), o fluido é transferido e controlado pelo orifício V7. A ação da mola externa promove o movimento, que será controlado pelo orifício V7 durante o movimento de retorno do atuador para a sua posição totalmente recuada.

5 MODELAGEM E SIMULAÇÃO

O desenvolvimento de equipamentos para a indústria submarina requer o cumprimento de uma série de normas estabelecidas por organizações internacionais como API (*American Petroleum Institute*), ISO (*International Organization for Standardization*), DNV-GL (*Det Norske Veritas and Germanischer Lloyd*). Tais diretrizes têm como objetivo assegurar a capacidade operacional do equipamento ao longo do seu ciclo de vida, deste modo, ocorrendo uma divisão em seis etapas. Elas vão desde o estudo de viabilidade e concepção do produto até a desativação operacional do equipamento como está ilustrado na Figura 5.1.

Figura 5.1 – Fases típicas de um projeto de um equipamento submarino ao longo do seu ciclo de vida.



Fonte: Dnv-Gl-Group (2014), tradução nossa.

Os estudos iniciais para o levantamento das informações sobre os problemas de engenharia a serem enfrentados e a definição do pré-leiaute na fase de viabilidade e estudo de concepção dão fundamentos suficientes para iniciar o dimensionamento e as primeiras análises do sistema proposto. Assim, contribuições da modelagem e simulação começam a ser inseridas na próxima fase que é do Projeto do equipamento e aplicando o modelo até o final do ciclo de vida do produto.

Dentre as atribuições do modelo estão: auxiliar na evolução do projeto, facilitar o entendimento dos fenômenos envolvidos e contribuir para a melhoria contínua do produto. Assim, a simulação auxilia na elaboração e planejamento das atividades a serem realizadas durante o ciclo de vida do sistema. Já no sistema estabelecido no mercado é possível efetuar um planejamento para a sua desativação ou uma atualização para a ampliação do tempo de operação. Segundo Silva e Nascimento (2002), para construção de bons modelos são necessários os seguintes requisitos:

- Conhecimento de engenharia de sistemas;
- Conhecimento dos fenômenos físicos envolvidos;
- Conhecimento para implementar os modelos matemáticos;
- Habilidade para interpretar os resultados;
- Habilidade para codificar equações matemáticas de forma adequada à aplicação no modelo;
- Conhecimento para compreender a interação entre o modelo e os algoritmos numéricos utilizados para desenvolver a simulação.

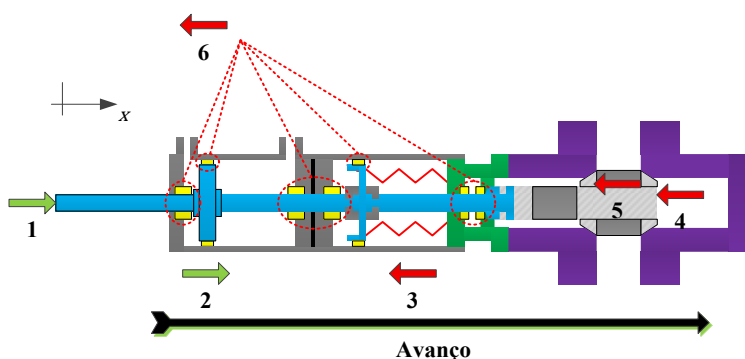
Neste capítulo serão apresentadas as modelagens adotadas para cada componente do sistema de atuação submarino. Primeiramente é realizada a apresentação da modelagem da válvula gaveta e posteriormente a apresentação do sistema eletro-hidráulico.

5.1 MODELAGEM VÁLVULA GAVETA

A modelagem da válvula gaveta foi baseada no trabalho de Mashiba (2011), o qual modelou um sistema de atuação do tipo hidráulico com controle direto. O sistema utiliza um cilindro assimétrico de simples ação controlado por uma válvula direcional, instalada no *topside*, a qual define a vazão de fluido hidráulico que entra na câmara do cilindro. Nesta modelagem não existiu uma preocupação com a representação das dinâmicas do circuito hidráulico de acionamento do cilindro e o trabalho focou mais na representação das forças envolvidas na movimentação da válvula gaveta. Para compreender a modelagem é necessário considerar o sentido das forças atuantes e assim, a análise do sistema de atuação pode ser dividida em dois estágios.

O primeiro consiste na abertura da válvula gaveta (avanço do cilindro) ilustrado na Figura 5.2. Nessa situação, as forças que atuam a favor do movimento são as forças da haste de *override* (1) e a força hidráulica (2). Na direção oposta ao movimento têm-se as demais forças: a força da mola (3), da cavidade do corpo da válvula gaveta (4) e a força devido ao diferencial de pressão a montante e a jusante da válvula (5) e por último a força de atrito (6).

Figura 5.2 – Força de atuação durante o avanço do atuador.



Fonte: elaborado pelo Autor

O segundo estágio consiste no fechamento da válvula gaveta (retorno do cilindro), no qual as forças que atuam contra o movimento são as forças da haste *override* (1), a força de atrito (6) e a força devido ao diferencial de pressão na sede da válvula gaveta (5). A favor do movimento, temos as demais forças: força hidráulica (2), força da mola (3) e a força da cavidade do corpo da válvula gaveta (4).

No trabalho de Mashiba (2011) foram apresentados dois modelos matemáticos para representar as forças envolvidas no movimento de abertura e fechamento da válvula de gaveta em condições distintas. Um modelo matemático para representação do comportamento de uma válvula gaveta em condições de teste e um segundo modelo para a condição de produção.

O modelo para condição de teste foi validado com ensaios em uma câmara hiperbárica. No entanto, o teste em câmara hiperbárica não representa na totalidade as condições reais de operação para uma válvula

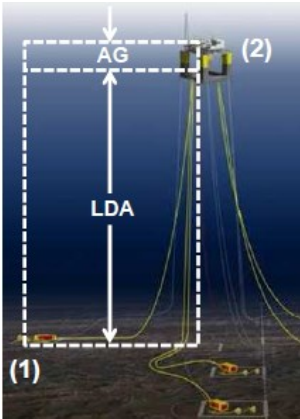
gaveta. Um exemplo disso, que foi apontado pelo autor, é a baixa vazão que passa através da válvula gaveta durante a condição de teste. O valor máximo de vazão atingido é de um L/min no momento em que as pressões a montante e a jusante são equivalentes às encontradas em condição de produção na profundidade de 2.600 metros. Assim, a dinâmica das forças envolvidas na válvula não é representada no movimento de abertura e fechamento da válvula gaveta.

Apesar das limitações, o primeiro modelo foi capaz de analisar os efeitos de alguns parâmetros construtivos, a influência das forças sobre o sistema de atuação da válvula gaveta e fornecer subsídios para a elaboração do segundo modelo matemático de Mashiba (2011), que representa a condição de produção. A seguir é demonstrado o modelo e as informações das forças envolvidas para uma válvula gaveta com o diâmetro de 2 1/16”.

5.1.1 Força na haste de override (F_{HO})

Como medida de segurança os atuadores de válvulas submarinas devem possuir uma das hastes exposta para o ambiente marinho. O objetivo desse requisito é permitir a movimentação manual da válvula gaveta, sendo que a atividade é realizada por um robô controlado remotamente. A força da haste de *override* (F_{HO}) é decorrente da pressão do ambiente externo na haste do atuador exposta ao ambiente marinho. O valor da força é constante em função do tempo e proporcional aos seguintes fatores: diâmetro da haste, massa específica e altura da coluna d’água acima do atuador (LDA), conforme apresentado na Figura 5.3.

Figura 5.3 – Representação da coluna d'água acima do sistema hidráulico de atuação (LDA) e a distância da superfície d'água ao ponto de descarregamento do petróleo na plataforma (AG).



Fonte: Mashiba (2011)

Esta força é uma das responsáveis por auxiliar o movimento de abertura da válvula gaveta, porém no movimento de fechamento da válvula a sua atuação é contrária ao movimento. Como o conjunto de atuação da válvula gaveta é um sistema estático em relação ao ambiente marinho, o valor da força devido à coluna d'água é:

$$F_{HO} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{HO}^2 \cdot \rho_{mar} \cdot g \cdot LDA \quad (5.1)$$

onde:

d_{HO}	Diâmetro haste de <i>override</i> [m]
ρ_{mar}	Massa específica da água do mar [kg/m ³]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
LDA	Lâmina d'água sobre o equipamento [m]

Os parâmetros utilizados na modelagem da força devido a ação da coluna d'água são apresentados na Tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Parâmetros para determinação F_{HO} .

Parâmetro	Valor	Unidade
d_{HO}	70	mm
ρ_{mar}	1.030	kg/m ³
g	9,81	m/s ²

Fonte: elaborado pelo Autor.

5.1.2 Força devido à compressão da mola (F_{mola})

O sistema submarino deve apresentar uma mola que em uma situação de emergência auxilie no fechamento da válvula gaveta. Isso significa que a força da mola deve ser suficiente para movimentá-la até a sua posição de totalmente recuado independente da presença ou não de uma força hidráulica. A escolha do modelo de mola a ser utilizado no sistema submarino fica a critério da empresa operadora do poço de petróleo. Os modelos de molas utilizadas podem ser dos tipos Belleville ou helicoidal. Algumas diferenças entre as molas Belleville e helicoidal são apresentadas na Tabela 5.2:

Tabela 5.2 – Apresentação das vantagens e desvantagens das molas Belleville e helicoidal.

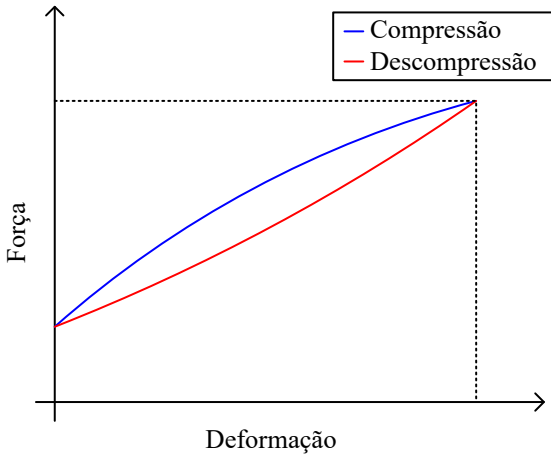
Belleville	Helicoidal
<p>Positivo:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Confiabilidade • Menor volume ocupado • Montagem em série para uma maior carga deflexão 	<p>Positivo:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Carregamento linear • Simplicidade
<p>Negativo:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Carregamento não linear • Histerese 	<p>Negativo:</p> <ul style="list-style-type: none"> • Grande volume ocupado • Perda da funcionalidade com a quebra

Fonte: elaborado pelo Autor

A mola selecionada para o atuador utilizado é do tipo Belleville, que apresenta uma relação não linear entre a força de compressão e a

deformação da mola, demandando uma força de atuação não linear do atuador hidráulico para obtenção de um deslocamento linear. Outro fator importante refere-se ao fenômeno de histerese, ou seja, a relação de força (F_{Mola}) vs Deformação (Δx) apresentar valores diferentes durante o movimento de compressão e descompressão da mola, como mostrado na Figura 5.4.

Figura 5.4 – Histerese de uma mola Belleville.



Fonte: elaborado pelo Autor

O comportamento acaba introduzindo uma fonte de dissipação de energia no sistema, pois a quantidade de energia entregue à mola para compressão não é a mesma devolvida no retorno do cilindro. Tipicamente essa diferença de energia é devido às perdas por atrito ou transferência térmica do material. Com o fato de não haver informações experimentais da mola para válvula 2 1/16", realiza-se a simplificação no modelo, onde o efeito da histerese da mola é desprezado. O comportamento da mola é representado como,

$$F_{Mola} = k_1(L_1 - x_c)^2 + k_2(L_1 - x_c) \quad (5.2)$$

onde as variáveis representam:

k_1 : Constante da mola [N/m²]

k_2 : Constante da mola [N/m]

x_c : Posição instantânea do atuador [m]

L_1 : Compressão inicial da mola para pré-carga [m]

Os parâmetros da mola foram definidos com base nos requisitos de projeto estabelecidos para o atuador hidráulico, o qual é projetado para movimentar uma válvula gaveta até uma posição segura (atuador recuado) sem o auxílio de qualquer outro mecanismo de atuação. Assim, os parâmetros definidos seguem na Tabela 5.3.

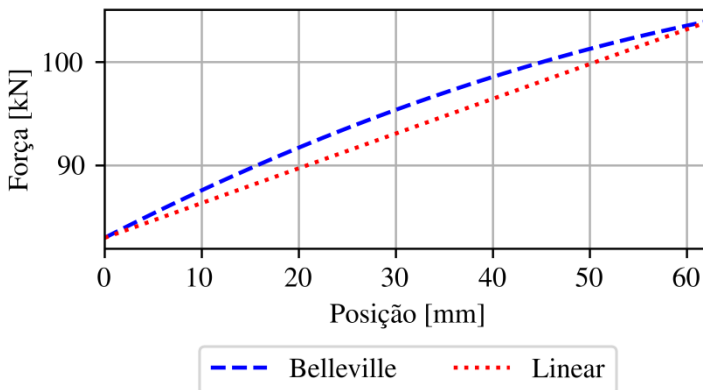
Tabela 5.3 – Valores estabelecidos para o projeto da mola.

Descrição	Valor
Pré-carga da mola	83 kN
Carga máxima comprimida	104 kN
Compressão inicial da mola (L_1)	0,254 m

Fonte: elaborada pelo autor

Com as informações das cargas e a posição inicial ($x_c = 0$) e a final ($x_c = x_{TOT}$), são obtidos os valores dos parâmetros k_1 e k_2 por solução de sistema de equação de forma matricial. Os valores dos parâmetros da mola são demonstrados na Tabela 5.4. Já as curvas de carregamentos para a mola são demonstradas na Figura 5.5, que demonstra a diferença entre a mola linear e Belleville para a mesma configuração de carregamento.

Figura 5.5 – Curvas das molas linear e Belleville.



Fonte: elaborado pelo Autor

Tabela 5.4 – Parâmetros característicos adotados para a mola Belleville.

Parâmetro	Valor	Unidade
k_1	$- 2,35 \times 10^6$	N/m ²
k_2	$7,11 \times 10^5$	N/m

Fonte: elaborado pelo Autor

5.1.3 Força devido à pressão na cavidade do corpo da válvula gaveta (F_{EH})

No instante em que a válvula está totalmente fechada existe um bloqueio do escoamento do fluido, havendo um diferencial de pressão entre os pontos a jusante e a montante da válvula. Como o sistema de vedação presente na válvula é do tipo unidirecional, ou seja, a vedação bloqueia a passagem a jusante da válvula, como está ilustrado na Figura 5.6 (a). Esse efeito não ocorre quando se observa a vedação presente na sede a montante que está ilustrada na Figura 5.6 (b). A ação da pressão do fluido de produção promove a deformação da vedação do tipo K e permite o preenchimento da cavidade da válvula. Assim, a cavidade interna da válvula gaveta é mantida à mesma pressão do reservatório de petróleo e a força sobre a haste principal do atuador é:

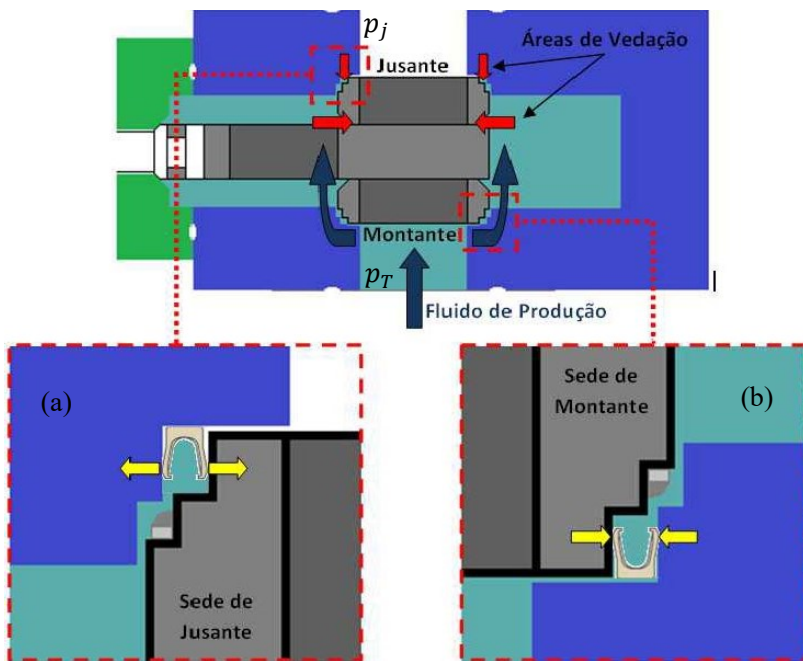
$$F_{EH} = \frac{\pi}{4} \cdot d_{HP}^2 \cdot p_T \quad (5.4)$$

onde:

d_{HP} Diâmetro haste principal [m]

p_T Pressão de trabalho, ou pressão a montante [Pa]

Figura 5.6 – Efeito da vedação na força devido à pressão na cavidade do corpo da válvula gaveta e o detalhamento das vedações na sede de jusante (a) e sede de montante (b).



Fonte: Mashiba (2011)

Os parâmetros adotados na representação da força são apresentados na Tabela 5.5.

Tabela 5.5 – Parâmetros para determinação F_{EH} .

Parâmetro	Valor	Unidade
d_{HP}	$3,9 \times 10^{-2}$	mm
p_T	$6,90 \times 10^2$	bar

Fonte: elaborado pelo Autor

5.1.4 Força de atrito devido ao contato sede-gaveta

Como observado na Figura 5.3, existe uma distância significativa entre o atuador e o *topside* da UFP, sendo o trecho dividido em dois intervalos. A LDA representa a distância da superfície de água até o

ponto (ver a Figura 5.3) onde está instalado o equipamento submarino. O valor AG representa a distância entre a superfície da água e o ponto de separação do petróleo na UFP, local no qual são separados a água e o gás do petróleo de produção.

As informações como pressões nos pontos (1) e (2), são conhecidas do processo de produção de petróleo e gás e identificadas como p_1 e p_2 . Elas representam a pressão interna do poço de petróleo (p_T) e a pressão no separador (p_{sep}) na plataforma, respectivamente. O escoamento do petróleo ao longo do duto pode ser aproximado pela Equação de Bernoulli,

$$\frac{p_1}{\gamma} + \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + z_1 = \frac{p_2}{\gamma} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + h_{valve} + h_{duto} \quad (5.5)$$

onde:

h_{valve}	Perda de carga localizada na válvula [m]
h_{duto}	Perda de carga devida ao atrito do fluido de produção com a superfície interna da tubulação [m]
v_1	Velocidade do fluido dentro reservatório de petróleo [m/s]
v_2	Veloc. do fluido na entrada do separador de petróleo [m/s]
γ	Peso específico do fluido de produção [kgm/s ²]
z_1	Posição do atuador hidráulico [m]
z_2	Posição do separador de petróleo [m]

As hipóteses assumidas são de que:

- O reservatório possui tamanho infinito, logo sua velocidade é considerada igual a zero no seu interior ($v_1=0$).
- A posição em que se encontra o atuador é considerada a coordenada de origem e conseqüentemente o seu valor é zero ($z_1=0$).

Assumindo as hipóteses apontadas e representando as perdas de cargas na válvula na Equação 5.5 chegamos a

$$\frac{p_T}{\rho_{FP} \cdot g} = \frac{p_{sep}}{\rho_{FP} \cdot g} + \frac{v_2^2}{2 \cdot g} + z_2 + \frac{1}{2} \rho_{FP} \cdot K(x) \cdot v^2 + \frac{1}{2} \rho_{FP} \cdot \frac{L}{d_{FP}} \cdot v^2 \quad (5.6)$$

Assim, manipulando a Equação 5.6 obtém-se a equação para a velocidade média do escoamento do petróleo ao longo do duto, ou seja

$$v(x) = \sqrt{\frac{2[(p_T - p_{sep}) - \rho_{FP} \cdot g \cdot (LDA + AG)]}{\rho_{FP} \cdot \left(1 + K(x) + f(x) \cdot \frac{L}{d_{FP}}\right)}} \quad (5.7)$$

onde:

ρ_{FP}	Massa específica do fluido de produção [kg/m ³]
$f(x)$	Fator de atrito do duto [-]
L	Comprimento da tubulação [m]
d_{FP}	Diâmetro do duto [m]
$K(x)$	Coefficiente de vazão através da válvula [-]

No entanto, para determinar a velocidade média, são necessárias as informações sobre a perda de carga localizada na válvula (K) e o fator de atrito (f). Ambas as variáveis são dependentes da posição da válvula gaveta, conforme Mashiba (2011) demonstrou no seu trabalho.

O fator de atrito é determinado pela equação implícita de Colebrook-White definida como,

$$\frac{1}{\sqrt{f(x)}} = -2 \cdot \log \left(\frac{\varepsilon}{3.7 \cdot d_{FP}} + \frac{2.51 \cdot \nu}{v(x) \cdot d_{FP} \cdot \sqrt{f(x)}} \right) \quad (5.8)$$

onde:

ε	Rugosidade média da parede interna do duto [μm]
ν	Viscosidade cinemática do fluido de produção [m ² /s]

Por sua vez, o coeficiente de vazão para uma válvula é representado por,

$$K(x) = 1984. e^{-0.735.h(x)^{0.545}} + 0.1 \quad (5.9)$$

Para compreender o comportamento da pressão de escoamento do fluido de produção, é necessário observar os quatro estágios de operação da válvula gaveta, que está ilustrado na Figura 5.7 a seguir. Sendo que no primeiro estágio a válvula está completamente fechada, no segundo, a válvula opera na zona morta, o terceiro é referente à região com passagem efetiva de petróleo e por último, a válvula completamente aberta.

A porcentagem da abertura da válvula gaveta $h(x)$ pode ser resumida em duas condições para representação do modelo comportamental, pois se sabe que a passagem de fluido pela válvula é nula até que chegue à posição de *crack-open*, ou seja, momento que há transição da zona morta para efetiva abertura da válvula gaveta.

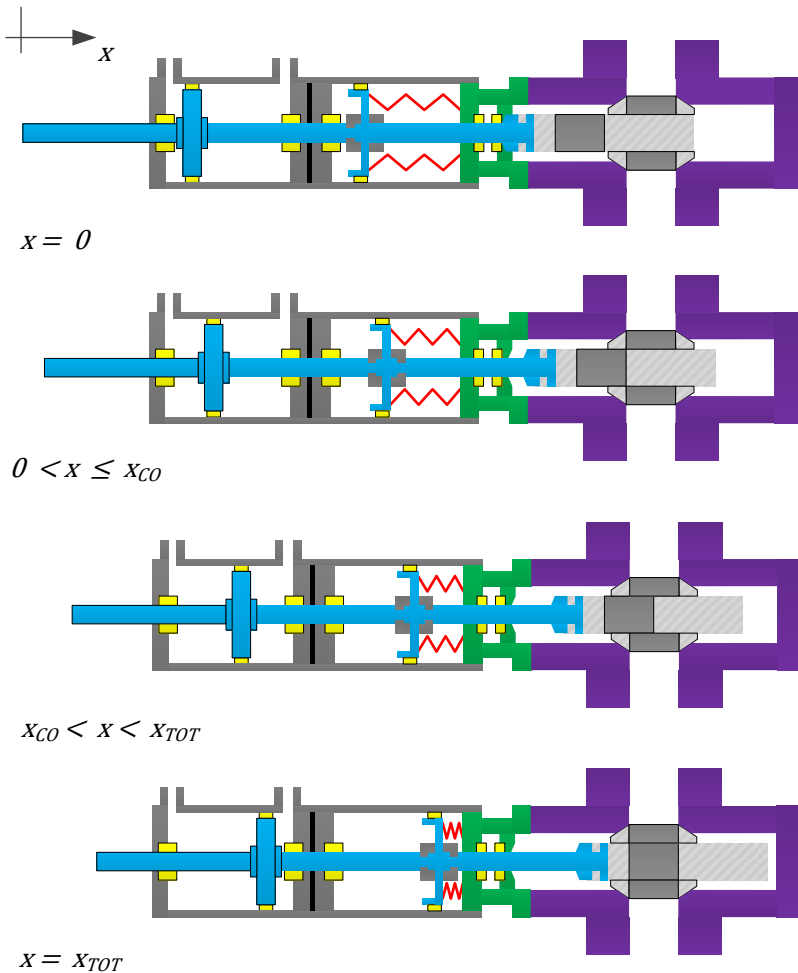
$$h(x) = \begin{cases} 0 & , se 0 \leq x \leq x_{CO} \\ \frac{x - x_{CO}}{x_{TOT} - x_{CO}} \cdot 100 & , se x_{CO} < x \leq x_{TOT} \end{cases} \quad (5.10)$$

onde as variáveis apresentadas são:

x_{CO} : Curso do atuador da posição de falha segura até crack-open

x_{TOT} : Curso total do atuador

Figura 5.7 – Estágios de operação da válvula gaveta conforme a posição da válvula gaveta.



Fonte: elaborado pelo Autor

A determinação da massa específica do fluido é dependente da classificação do petróleo que é extraído do reservatório do pré-sal. Segundo Moraes (2013), para o petróleo encontrado neste tipo de reservas, a classificação pode variar de médio (grau API entre 22 e 30) a

leve (grau API menor que 22), de modo que a massa específica do fluido de produção (ρ_{FP}) é definida como,

$$\rho_{FP} = \frac{141,5 \cdot \rho_{\acute{A}GUA}}{API + 131,5} \quad (5.11)$$

onde as variáveis representam:

$\rho_{\acute{A}GUA}$ Massa específica da água a 20°C [998 kg/m³]
 API Densidade relativa do óleo produzido, também conhecida como grau API

Chega-se a representação da pressão a jusante da válvula gaveta como:

$$p_j(x) = \begin{cases} p_{sep} + \rho_{FP} \cdot g \cdot (LDA + AG) & \text{se } 0 \leq x \leq x_{co} \\ p_T - K(x) \cdot \rho_{FP} \cdot \frac{v^2(x)}{2} & \text{se } x_{co} < x < x_{tot} \end{cases} \quad (5.12)$$

A determinação da força de atrito devido ao contato da gaveta com a sede é representada como,

$$F_{drag}(x) = \{A_{VG0} - A_{VG}(x)\} \cdot (p_T - p_j(x)) \cdot \mu \quad (5.13)$$

onde:

μ Coeficiente de atrito entre a gaveta e a sede da válvula [-]
 A_{VG0} Área máxima de abertura da válvula gaveta [m²]

A área de abertura da válvula (A_{VG}) é definida pela posição do atuador, sendo determinada como:

$$A_{VG}(x) = R^2 \left\{ \arccos \left[1 - \frac{2h^2}{R^2} \left(\frac{R}{h(x)} - \frac{1}{4} \right) \right] - \text{sen} \left(\arccos \left[1 - \frac{2h^2}{R^2} \left(\frac{R}{h(x)} - \frac{1}{4} \right) \right] \right) \right\} \quad (5.14)$$

Com a diferença de áreas é possível determinar a área de atuação do diferencial de pressão e assim determinar a força normal resultante do contato entre a sede superior e o obturador. Os parâmetros utilizados

na modelagem da força de atrito entre a válvula e a sede são apresentados na Tabela 5.6 com todas as informações.

Tabela 5.6 – Parâmetros construtivos da válvula gaveta e das condições operacionais para determinação F_{drag} .

Parâmetro	Valor	Unidade
p_{sep}	10,0	bar
AG	30	m
x_{CO}	$1,01 \times 10^{-2}$	m
x_{TOT}	$6,25 \times 10^{-2}$	m
v	$2,7 \times 10^{-6}$	m ² /s
ϵ	25	µm
D	$6,25 \times 10^{-2}$	m
$\rho_{ÁGUA}$	1030	kg/m ³
API	25	°
R	D/2	m
μ	0,02	-

Fonte: elaborado pelo Autor

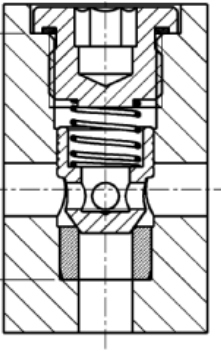
5.2 COMPONENTES DO SISTEMA ELETRO-HIDRÁULICO

Neste tópico serão apresentadas as modelagens dos componentes que constituem o sistema eletro-hidráulico do atuador. Os modelos presentes estão contidos na biblioteca do *software* Simster, de propriedade da empresa Bosch Rexroth, parceira deste trabalho. Este software é baseado na modelagem via fluxo de potência entre os componentes.

5.2.1 Válvulas de retenção

Segundo Von Linsingen (2013), as válvulas de retenção são classificadas como válvulas unidirecionais, apresentam uma construção mais simples e têm como função básica permitir o escoamento livre num sentido e bloquear o escoamento em sentido oposto. Na Figura 5.8 é apresentada a válvula de retenção de assento selecionada para o projeto.

Figura 5.8 – Desenho esquemático de uma válvula de retenção de assento.



Fonte: Bosch Rexroth (2003a)

Nesse modelo de válvula, a vazão é nula quando o diferencial de pressão entre as portas de entrada e saída da válvula é inferior à pressão de pré-carga da válvula de retenção (p_{VR0}). Caso a pressão seja superior à pressão de pré-carga, tem-se a vazão passando pela válvula.

$$q_{VVR}(x, \Delta p) = \begin{cases} 0 & , se \Delta p \leq p_{VR0} \\ C_{VRd} \cdot A_{VRx}(x) \cdot \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} & , se \Delta p > p_{VR0} \end{cases} \quad (5.15)$$

onde:

- C_{VRd} Coeficiente de descarga
- A_{VRx} Área de passagem pelo orifício [m²]
- Δp Diferencial de pressão entre as portas da válvula [Pa]
- ρ_{FH} Massa específica do fluido hidráulico [kg/m³]

Pela segunda lei de Newton é possível determinar o movimento do obturador, que é dependente do diferencial de pressão na válvula (Δp), a força de pré-carga da mola (F_{VR0}), da área do orifício (A_{VRx}).

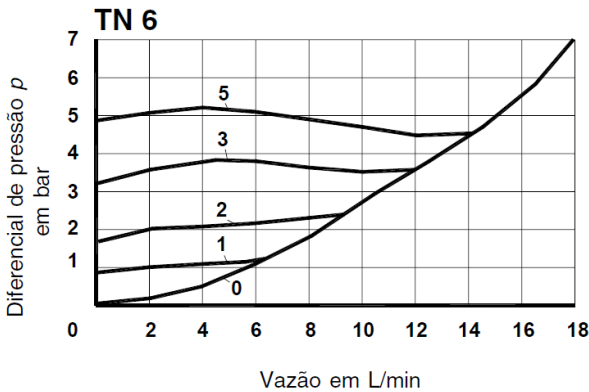
$$\frac{d^2 x}{dt^2} = \frac{\Delta p \cdot A_{VR0} - F_{VR0} + F_{VRResc}}{M_{VR}} \quad (5.16)$$

onde:

M_{VR}	Massa de inércia do obturador [kg]
A_{VRO}	Área do orifício [m ²]
F_{VRO}	Força proveniente pré-carga da mola [N]
F_{VResc}	Força de escoamento [N]

A válvula de retenção selecionada para o projeto é a válvula de retenção do tipo cartucho, modelo TN 6 da Bosch Rexroth, a qual apresenta a curva de operação conforme a Figura 5.9.

Figura 5.9 – A curva de operação da válvula de retenção selecionada para os componentes V5.1, V5.2, V5.3 e V5.4 é a de número 2.



Fonte: Bosch Rexroth (2003a)

Com a utilização da imagem de catálogo do fabricante, são coletadas as informações necessárias para construção do modelo no software Simster. As informações utilizadas desta curva são:

- Pressão mínima para abertura da válvula (p_{VRO}), equivalente à razão F_{VRO}/A_0 .
- Diferencial de pressão entre a pressão mínima de abertura e a pressão com abertura de 100% da válvula de retenção $\Delta p_{max} = (p_{max} - p_{VRO})$.
- Vazão máxima com a válvula totalmente aberta (Q_{max})
- Gradiente de vazão-pressão ($Q_{max}/\Delta p_{max}$).
- Tempo de resposta (T_1).

A pré-carga selecionada para a válvula de retenção V5.1, V5.2, V5.3 e V5.4 está indicada pela curva de número dois da Figura 5.9. Logo, os parâmetros adotados para a válvula são apresentados na Tabela 5.7. Nota-se que o comportamento de abertura para uma válvula pode ser representado como uma função de primeira ou de segunda ordem. A representação de tal modo, que busca evitar o problema de instabilidade numérica devida à descontinuidade na função da área de abertura da válvula. O modelo da válvula de retenção, que está disponível na biblioteca do Simster, possui o comportamento de abertura representado por uma função de primeira ordem e esta função é definida por uma constante de tempo (T_1). O valor da constante é estimado em 10 ms para todas as válvulas de retenção presentes no sistema.

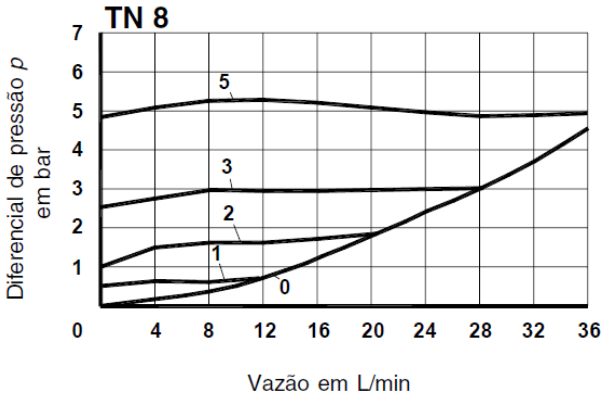
Tabela 5.7 – Parâmetros da válvula de retenção TN 6.

Parâmetro	Valor	Unidade
p_0	2,0	Bar
Δp_{max}	2,37	Bar
Q_{max}	9,0	L/min
Q/p_{max}	24,0	L/(bar.min)
T_1	10,0	ms

Fonte: elaborada pelo Autor

Para os elementos V3.1 e V3.2 do circuito hidráulico são selecionadas as válvulas de tamanho TN8 que possuem um tamanho nominal maior. Segundo Teixeira (2015), a elevada perda de carga nas válvulas de retenção destinadas às linhas de preenchimento, pode induzir ao efeito de cavitação na bomba. Isso decorre da pressão manométrica negativa na sucção da bomba quando existe a necessidade de preenchimento da linha. Além disso, este modelo apresenta uma maior opção de pressão de pré-carga disponível para uma análise de sensibilidade da influência da pressão de pré-carga no comportamento do sistema, conforme descrito na seção de resultados do trabalho. Assim, a curva de operação da válvula selecionada está ilustrada na Figura 5.10 e optou-se pela válvula sem pré-carga, que está identificada na curva de número zero.

Figura 5.10 – Curva de operação da válvula de retenção selecionada para os componentes V3.1 e V3.2 é a de número 0.



Fonte: Bosch Rexroth (2003a)

A Tabela 5.8 apresenta os parâmetros utilizados para as válvulas de preenchimento da linha.

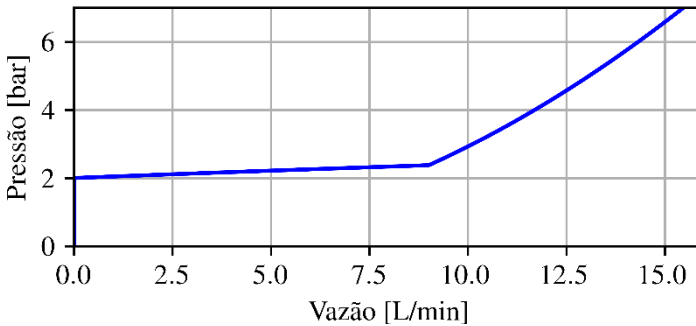
Tabela 5.8 – Parâmetros da válvula de retenção TN 8.

Parâmetro	Valor	Unidade
p_0	0,0	bar
Δp_{max}	0,1	bar
Q_{max}	4,0	L/min
Q/p_{max}	40,0	L/(bar.min)
T_1	10	ms

Fonte: elaborado pelo Autor

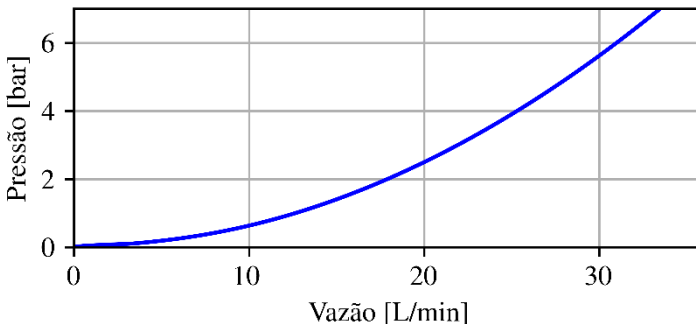
Como forma de analisar os parâmetros selecionados para todos os componentes, fez-se a conferência do comportamento dos modelos matemáticos. Nas Figura 5.11 e Figura 5.12 são ilustradas as curvas perda de carga vs. vazão através das válvulas TN6 e TN8, respectivamente. Para ambas as situações, as curvas representam bem o comportamento da válvula nas faixas de vazão desejadas para o sistema. O valor máximo obtido é de um L/min para a condição de abertura da válvula gaveta.

Figura 5.11 – Curva de operação da válvula de retenção TN6 modelada no Simster está reproduzindo a curva número dois do catálogo.



Fonte: elaborado pelo Autor

Figura 5.12 – Curva de operação da válvula de retenção TN8 modelada no Simster está reproduzindo a curva número zero do catálogo.

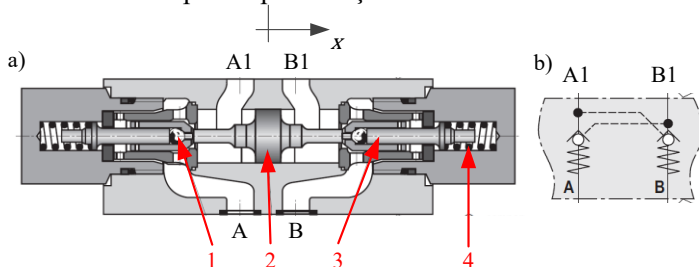


Fonte: elaborado pelo Autor

5.2.2 Válvula de retenção pilotada

A válvula de retenção pilotada selecionada para operação do circuito é do tipo geminada, que consiste na combinação de duas válvulas de retenção pilotadas num único corpo, como apresentado na Figura 5.13, onde são identificados os componentes: obturador (1), pistão de pilotagem (2), haste (3) e mola de pré-carga (4). Nesse tipo de válvula não estão presentes linhas exclusivas para pilotagem, sendo utilizadas as linhas principais para o escoamento do fluido hidráulico como ilustrado na imagem.

Figura 5.13 – Exemplo de válvula de retenção pilotada geminada (a) e diagrama hidráulico para representação da válvula.



Fonte: Adaptado de Bosch Rexroth (2013)

O escoamento nas direções da porta A1 para A e de B1 para B tem o comportamento similar ao apresentado em válvulas de retenção convencionais que promovem abertura do obturador devido ao diferencial de pressão. O livre movimento do obturador (1) é impedido pela presença da pré-carga devido à mola (4), que promove uma força contrária ao movimento de abertura do obturador por intermédio da haste (3).

A diferença desta válvula para as válvulas convencionais está no escoamento no sentido de A para A1 ou B para B1, onde o desbloqueio do obturador é realizado pelo pistão de pilotagem (2). O movimento é definido conforme o diferencial de pressão nas portas A1 e B1 da válvula. Para a liberação da passagem do fluido através da porta A para A1, a diferença de pressão deve ser $p_{A1} < p_{B1}$, resultando em um deslocamento negativo do obturador. No entanto, para o escoamento da porta B para B1 a relação $p_{A1} > p_{B1}$ deve ser verdadeira, resultando no deslocamento positivo do obturador. A abertura em ambas as direções só será realizada se a força resultante do diferencial for maior que a pré-carga da mola. Assim, a abertura da passagem do fluido é definida pelas pressões presentes nas quatro portas da válvula geminada. Como exemplo, é apresentada a sequência para abertura da linha esquerda da válvula (A1 ↔ A), pois o princípio é reproduzido no outro lado de modo similar (B1 ↔ B).

Se $p_{A1} > p_A$:

$$u_A = \left(\frac{p_{A1} - p_A - p_{VP0}}{dp} \right), \text{ se } (p_{B1} - p_{A1}) > 0 \quad (5.17)$$

Se $p_{A1} \leq p_A$:

$$u_A = \begin{cases} 0 & , se (p_{B1} - p_{A1}) \leq 0 \\ \left(\frac{p_{A1} - p_A - p_{VP0} + (p_{B1} - p_{A1}) \cdot R}{dp} \right) & , se (p_{B1} - p_{A1}) > 0 \end{cases} \quad (5.18)$$

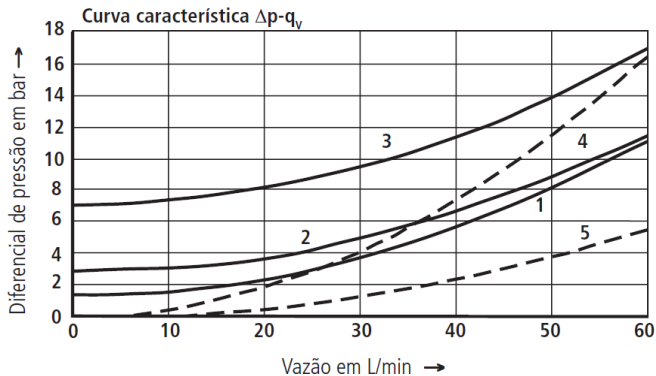
onde:

u_A	Razão de abertura da válvula [-]
p_{VP0}	Pré-carga da válvula de retenção [Pa]
p_A	Pressão na porta de saída da válvula [Pa]
p_B	Pressão na porta de saída da válvula [Pa]
p_{A1}	Pressão na porta de entrada da válvula [Pa]
p_{B1}	Pressão na porta de entrada da válvula [Pa]
R	Razão de áreas do obturador
dp	Taxa de variação do diferencial de pressão em relação a vazão [Pa/(L/min)]

O modelo comercial selecionado é a Bosch Rexroth Z2S6-1-6x/SO55, que tem a sua curva de vazão por queda de pressão ilustrada na Figura 5.14 e Figura 5.15. Nota-se que o comportamento da perda de carga é linear para as vazões inferiores a 10 L/min, como demonstrado na curva com linha contínua de número 1, o que simplifica a sua representação como um modelo matemático.

Já no sentido contrário de vazão (A1-A2 ou B1-B2), o comportamento pode ser apresentado como de uma restrição constante e com uma perda de carga inferior, como está ilustrado na curva pontilhada de número 4. No entanto, essa análise é válida quando o diferencial de pressão entre as portas A2 e B2 é o suficiente para promover a abertura total da válvula de retenção por pilotagem.

Figura 5.14 – Modelo esquemático de uma válvula de retenção geminada.



Fonte: Bosch Rexroth (2013)

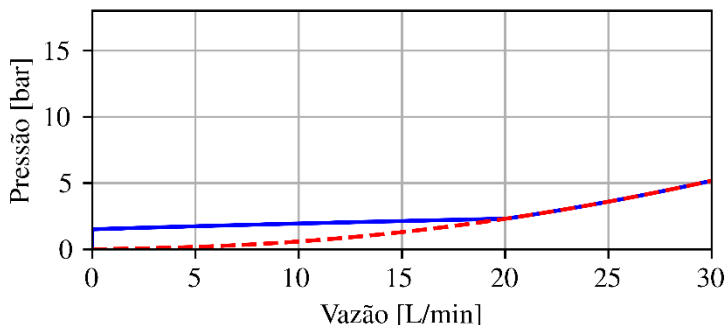
A forma para obtenção das informações é similar à utilizada no modelo para válvula de retenção convencional, de modo que os parâmetros adotados são apresentados Tabela 5.9 e a representação da curva do componente na Figura 5.15.

Tabela 5.9 – Parâmetros adotados para válvula de retenção pilotada.

Parâmetro	Valor	Unidade
p_0	1,5	Bar
Δp_{max}	2,3	Bar
Q_{max}	20	L/min
Q/p_{max}	25	L/(bar.min)
T_1	10	ms
R	12,5	-

Fonte: elaborado pelo Autor

Figura 5.15 – Curva de atuação da válvula de retenção pilotada quando está operando como uma válvula de retenção A→A1 e como um orifício A1→A, representados pela linha contínua e tracejada respectivamente.



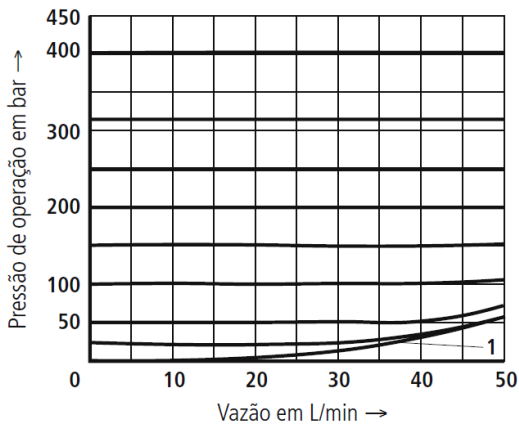
Fonte: elaborado pelo Autor

A curva contínua representa o comportamento da válvula como uma válvula de retenção, com o escoamento sendo da porta A→A1. A curva com linha tracejada representa o escoamento através da válvula no sentido da porta A1→A e ilustra o comportamento da válvula como uma restrição constante. No entanto, observa-se que o comportamento durante o escoamento no sentido de A1→A não é idêntico para todas as faixas de vazão da válvula e limita-se ao valor de 20 L/min, como pode ser observado quando comparada a curva tracejada da Figura 5.15 com a curva de número 4 da Figura 5.14. O fato de existir tal divergência não influencia na construção do modelo da válvula de retenção pilotada. A justificativa é que as vazões máximas atingidas para o circuito hidráulico são de 1,2 L/min, considerando o movimento de abertura da válvula gaveta no tempo de 30 segundos.

5.2.3 Válvula de alívio

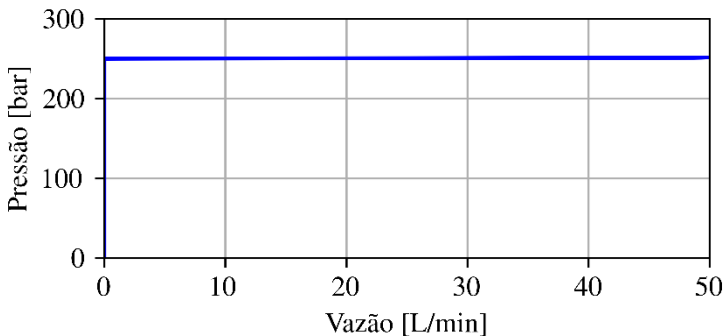
A válvula de alívio é um dispositivo de segurança para sistemas hidráulicos e são instaladas na linha de descarga das bombas presentes no circuito hidráulico. O modelo da válvula selecionada para construção do sistema hidráulico é apresentado na Figura 5.16. Na Figura 5.17 é ilustrada a curva de operação obtida como modelo da válvula de alívio.

Figura 5.16 – Curva de operação da válvula de alívio selecionada TN 6



Fonte: Bosch Rexroth (2003b)

Figura 5.17 – Curva de operação do modelo da válvula de alívio representada no Simster.



Fonte: elaborado pelo Autor

Os parâmetros adotados para representação da válvula de alívio estão apresentados na Tabela 5.10.

Tabela 5.10 – Parâmetros adotados para válvula de retenção pilotada.

Parâmetro	Valor	Unidade
p_0	250	bar
Δp_{max}	1	bar
Q_{max}	20	L/min
T_1	10	ms

Fonte: elaborado pelo Autor

5.2.4 Bomba hidráulica

A bomba utilizada no sistema é do tipo com deslocamento fixo, na qual a vazão na porta de saída (q_{vbm}) é dada por,

$$q_{vbm}(t) = D_{bm} \cdot \omega(t) - (\Delta p_{bm}(t) \cdot f_{int}) \quad (5.19)$$

onde:

D_{bm}	Deslocamento volumétrico [m ³ /rad]
f_{int}	Coefficiente de vazamento interno [m ³ /(Pa.s)]
ω	Velocidade angular da bomba [rad/s]
Δp_{bm}	Diferença de pressão na bomba [Pa]

O torque mecânico (T_{bm}) entregue à bomba é

$$T_{bm}(t) = \frac{\dot{\omega}(t)}{J_{bm}} - D \cdot \Delta p_{bm}(t) - b_{bm} \cdot \omega(t) \quad (5.20)$$

onde:

$\dot{\omega}$	Aceleração angular da bomba [rad/s ²]
b_{bm}	Coefficiente de atrito da bomba [Nm/s]
J_{bm}	Momento de inércia da bomba [kgm ²]

Os parâmetros utilizados na modelagem como input para o modelo são apresentados na Tabela 5.11.

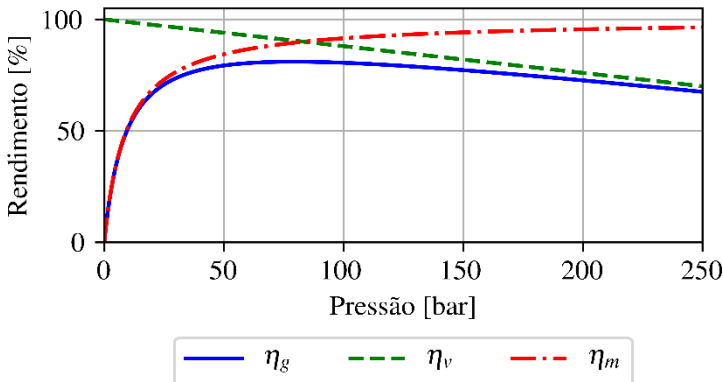
Tabela 5.11 – Parâmetros adotados para bomba.

Parâmetro	Valor	Unidade
D_{bm}	$1,27 \times 10^{-7}$	m^3/rad
J_{bm}	$3,5 \times 10^{-5}$	kg.m^2
f_{int}	$1,17 \times 10^{-13}$	$\text{m}^3/(\text{Pa.s})$
f_{ext}	0	$\text{m}^3/(\text{Pa.s})$
b_{bm}	$1,5 \times 10^{-3}$	Nms/rad

Fonte: elaborado pelo Autor

Assim, as curvas de rendimentos da bomba são apresentadas na Figura 5.18. Nela é ilustrado o rendimento volumétrico (η_v), mecânico (η_m) e global (η_g) para diferentes faixas de pressão para a mesma frequência rotacional de 750 rpm.

Figura 5.18 – Rendimento da bomba modelada para o sistema hidráulico com frequência rotacional de 750 rpm.



Fonte: elaborado pelo Autor

O rendimento mecânico de uma bomba pode ser definido como,

$$\eta_m = \frac{T_{tb}(t)}{(T_{tb}(t) + T_a(t))} \quad (5.21)$$

onde:

T_{tb} Torque teórico de acionamento [Nm]

T_a Torque devido às perdas por atrito [Nm]

O rendimento volumétrico pode ser definido como a razão entre a vazão na descarga da bomba e a vazão teórica.

$$\eta_v = \frac{q_{Vbm}(t)}{D_{bm} \cdot \omega(t)} \quad (5.22)$$

Sendo assim, a combinação de dois rendimentos, o volumétrico (η_v) e o mecânico (η_m) fornece o rendimento global da bomba:

$$\eta_g = \eta_v \eta_m \quad (5.23)$$

Substituindo-se as Eq. 5.21 e 5.22 tem-se,

$$\eta_g = \frac{q_{Vbm}(t) \cdot T_{tb}(t)}{(T_{tb}(t) + T_a(t)) \cdot D \cdot \omega(t)} \quad (5.24)$$

Sabendo que o torque teórico é o deslocamento volumétrico multiplicado pelo diferencial de pressão entre a sucção e a descarga da bomba (VON LINSINGEN E DE NEGRI, 2011) e rearranjando a Eq. 5.24 temos que o rendimento global é:

$$\eta_g = \frac{q_{Vbm}(t) \cdot \Delta p_{bm}(t)}{(D_{bm} \cdot \Delta p_{bm}(t) \cdot \omega(t) + b_{bm} \cdot \omega^2(t))} \quad (5.25)$$

5.2.5 Reservatório

O reservatório para o sistema é modelado como uma fonte de pressão, pois a pressão interna do reservatório é diretamente proporcional à coluna d'água sobre o conjunto do atuador hidráulico.

$$p_S = \rho_{mar} \cdot g \cdot LDA + p_{mola} + p_{S0} \quad (5.26)$$

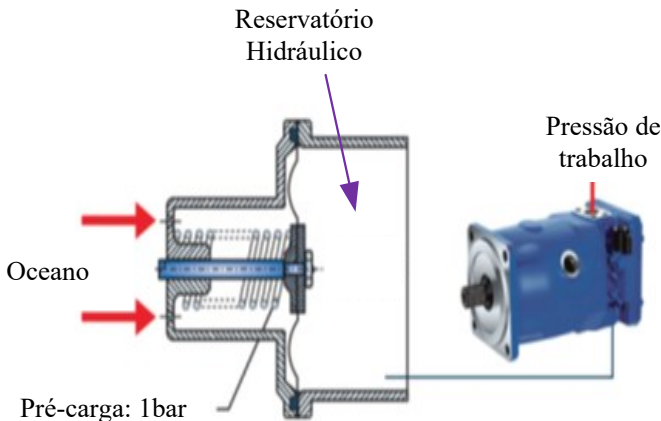
onde:

$$p_{S0} \quad \text{Pré-carga no êmbolo do reservatório [Pa]}$$

A Eq. 5.26 apresenta a correlação da pressão interna do reservatório com o tamanho da coluna d'água sobre o sistema, logo o sistema de controle deverá reconhecer a variação de pressão. A compensação da

pressão pela alteração da profundidade de operação pode ser explicada pela Figura 5.19, que mostra a influência da pressão gerada pela coluna d'água combinada com o sistema de pré-carga na pressão interna do reservatório.

Figura 5.19 – Representação do sistema de compensação do reservatório do sistema hidráulico do atuador.



Fonte: Adaptado de Gerngross e Orth (2014)

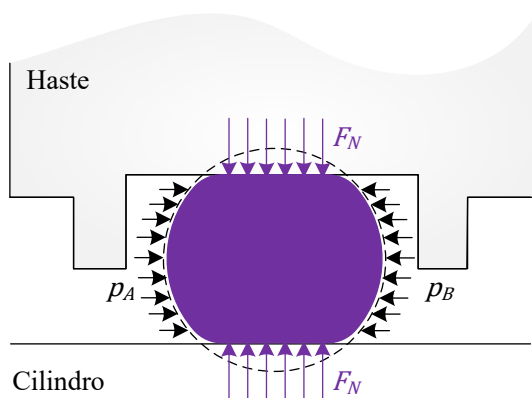
5.2.6 Cilindro hidráulico

Um importante aspecto na modelagem de cilindro hidráulico é o atrito. Ele influencia na eficiência energética do sistema e no controle dos movimentos promovidos pelo atuador. As fontes destas perdas são os contatos das vedações do êmbolo com a camisa do cilindro e as vedações em contato com as hastes do cilindro. A quantidade de energia dissipada depende de uma série de fatores que vão além do tipo e qualidade do material aplicado na fabricação da vedação. Deve-se levar em consideração também o tipo de fluido hidráulico, temperatura de operação, acabamento de superfície da vedação, forças radiais e pressão aplicadas nas vedações (SUISSE, 2005; TRAN *et al.*, 2014).

A pressão é um dos fatores que chamam a atenção no desenvolvimento deste trabalho e para a determinação do modelo de atrito do cilindro. A Figura 5.20 ilustra as forças atuantes devido à ação das pressões na câmara do cilindro (p_A e p_B) e as resultantes normais (F_N). Ao elevar as duas pressões na câmara do cilindro para região de

operação do atuador hidráulico, ou seja, de 334 bar para profundidade de 3.300 metros, têm-se a compressão da vedação e também a elevação das resultantes normais. Isso significa que a força de atrito é maior com a elevação da pressão nas câmaras. Segundo Suisse (2005), a relação entre o aumento da pressão e forças normais (F_N) é uma função não linear para as vedações do tipo *O-ring* operando numa faixa de pressão de 0 a 70 bar, para sistemas hidráulicos com pressão externa idêntica a atmosférica.

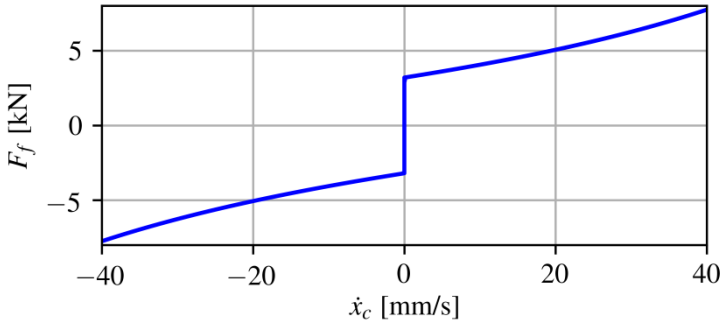
Figura 5.20 – Ação das pressões hidráulicas sobre as vedações do cilindro.



Fonte: Adaptado de Suisse (2005)

Como o acesso ao modelo matemático da força de atrito no cilindro presente na biblioteca do Simster é fechado, suponha-se que o modelo não apresente o comportamento dinâmico. A hipótese é baseada nos parâmetros solicitados pelo modelo durante a sua configuração e na curva de força de atrito obtida para o cilindro hidráulico disponível na biblioteca do Simster. A curva Força de atrito (F_f) em relação à velocidade de deslocamento do cilindro é obtida ao implementar como sinal de referência uma onda senoidal de velocidade para movimentação do cilindro sem carregamento e o resultado está demonstrado na Figura 5.21. Assim, é possível esboçar a Força de atrito (F_f) para diversas velocidades de operação.

Figura 5.21 – Curva de Força de atrito em relação a velocidade de movimentação do cilindro obtida.



Fonte: elaborada pelo Autor.

Na determinação dos parâmetros para o modelo de atrito, ficou definido que seria um modelo equivalente para todos os elementos móveis do conjunto de atuação. Isso significa que os parâmetros apresentados para o atrito do cilindro levam em consideração também a influência do atrito das hastes com as vedações do *bonnet* e da válvula gaveta. Tal suposição foi apresentada na Figura 5.2, que apresenta as forças presentes no sistema de atuação submarino.

Como os estudos dedicados a sistemas de atuação submarinos não apresentam o mapa de atrito, a fim de auxiliar na determinação dos parâmetros, utilizou-se como referência os parâmetros de cilindros com dimensões similares e submetidos à pressão externa equivalente à atmosférica. Os valores adotados são baseados nas observações e parâmetros coletados nos trabalhos de Costa e Sepehri (2015), Ottestad *et al.* (2012) e Nostrani (2015) e são apresentados na Tabela 5.12 junto dos os parâmetros do modelo de atrito.

Tabela 5.12 – Parâmetros do modelo de atrito para cilindro hidráulico.

Parâmetro	Valor	Unidade
Coef. Atrito Estático	$3,2 \times 10^3$	N
Velocidade Transição	$1,0 \times 10^{-2}$	m/s
Coef. Atrito de Coulomb	$2,4 \times 10^3$	N
Coef. Atrito Viscoso	$5,0 \times 10^4$	Ns/m

Fonte: elaborada pelo Autor.

Já a força hidráulica (F_{Hid}) do cilindro pode ser representada como,

$$F_{Hid}(t) = \frac{\pi}{4} (d_C^2 - d_{HO}^2) \cdot (p_A - p_B) \quad (5.27)$$

onde:

d_C Diâmetro do cilindro hidráulico [m]

Os parâmetros construtivos do cilindro adotados para o sistema hidráulico são apresentados na Tabela 5.13 com todas as informações necessárias.

Tabela 5.13 – Parâmetros construtivos para cilindro hidráulico modelado para representação do atuador.

Parâmetro	Valor	Unidade
Diâmetro Cilindro	$1,3 \times 10^{-2}$	m
Diâmetro Haste	$7,0 \times 10^{-1}$	m
Curso Atuador	$6,25 \times 10^{-2}$	m
Massa Pistão	32	kg

Fonte: elaborada pelo Autor.

5.2.7 Caixa de transmissão

O sistema de transmissão é utilizado com o objetivo de multiplicar o torque fornecido motor elétrico e proporcionar rotação em sentidos opostos entre as bombas. Os parâmetros definidos para o modelo de caixa de transmissão disponibilizado pelo Simster são apresentados na Tabela 5.14. Os valores foram baseados em componentes disponíveis no catálogo da Apex Dynamics (2016).

Tabela 5.14 – Parâmetros adotados para transmissão multiplicadora de torque.

Parâmetro	Valor	Unidade
i_1	5,8	-
η_1	95	%

Fonte: elaborada pelo Autor.

5.2.8 Motor elétrico de acionamento

Chen *et al.* (2011) aponta que motores *Brushless Direct Current* (BLDC) apresentam menor custo e tamanho entre os modelos presentes no mercado, sendo apropriados para o desenvolvimento de um atuador com dimensões compactas e com um custo acessível. Utilizando a técnica de controle com variação da tensão elétrica fornecida (U_{SM}) para o motor DC, é possível controlar a velocidade angular de operação do motor de forma simples. A Equação 5.28 representa a equação do balanço das tensões para o motor elétrico.

$$U_{SM}(t) = K_e \cdot \dot{\theta}(t) + R_{SM} \cdot i_{SM}(t) + L_{SM} \cdot \frac{di_{SM}}{dt} \quad (5.28)$$

onde:

K_e	Constante BEMF (<i>Back Electromotive Force</i>) [Nm/A]
$\dot{\theta}$	Velocidade angular do motor elétrico [rad/s]
R_{SM}	Resistência interna do motor elétrico [Ω]
i_{SM}	Corrente interna do motor elétrico [A]
L_{SM}	Indutor dos enrolamentos elétrico [H]

Como resultante, tem-se o torque mecânico (T_{SM}) definido pela equação do movimento do rotor do motor elétrico. Assim,

$$T_{SM}(t) = T_e(t) - b_{SM} \cdot \dot{\theta}(t) - T_{carga}(t) \quad (5.29)$$

onde:

T_e	Torque elétrico [Nm]
b_{SM}	Coefficiente do atrito viscoso elétrico [Nms/rad]
T_{carga}	Torque de carga demandado pelas bombas [Nm]

O torque elétrico é definido por.

$$T_e(t) = K_t \cdot i_{SM}(t) \quad (5.30)$$

onde:

K_t Constante de torque do motor elétrico [Nm/A]

A resultante do torque mecânico no eixo do motor elétrico é dada por,

$$T_{SM}(t) = \frac{\ddot{\theta}(t)}{J_{SM}} \quad (5.31)$$

Onde:

J_{SM} Momento de inércia do motor elétrico [kg.m²]

Os parâmetros adotados para o modelo do motor elétrico são apresentados na Tabela 5.15.

Tabela 5.15 – Parâmetros adotados para o motor elétrico.

Parâmetro	Valor	Unidade
R_{SM}	1,01	Ohm
J_{SM}	$1,40 \times 10^{-5}$	kg.m ²
L_{SM}	$2,98 \times 10^{-4}$	H
K_t	$7,05 \times 10^{-3}$	Nm/A
K_e	$7,05 \times 10^{-3}$	Nm/A
b_{SM}	$5,24 \times 10^{-5}$	Nms/rad

Fonte: Maxon (2014)

5.2.9 Sistema de controle da trajetória do atuador e rotação do motor elétrico

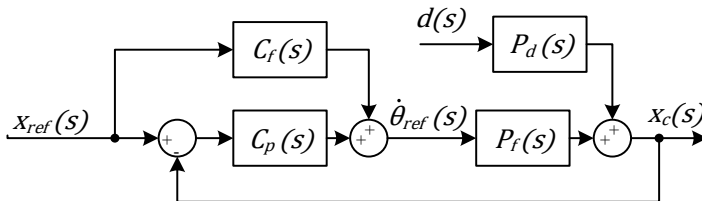
A princípio, os projetos de sistemas hidráulicos utilizam o tradicional controlador PID, o qual tem como vantagem a sua simplicidade e robustez. O controlador PID é capaz de eliminar erros em regime permanente através da ação do integrador, bem de como antecipar o comportamento da planta, graças à ação do derivativo. A ação proporcional, por sua vez, faz com que o sistema reaja ao erro presente, conferindo ao sistema uma reação rápida para as perturbações

ou variações no sinal de referência quando estas são de magnitudes significativas. No entanto, o controlador PID possui dificuldades para operar com não linearidades como o atrito, a compressibilidade do fluido hidráulico ou as dinâmicas rápidas. Nestes casos, há a demanda por sistemas de controle mais complexos ou também conhecidos como sistemas de controle com maior grau de liberdade. (ARAKI E TAGUCHI, 2003; BAZANELLA E DA SILVA JUNIOR, 2005)

O grau de liberdade de um sistema de controle é definido como o número de funções de transferência em malha fechada que podem ser ajustadas de forma independente. O controlador com maior número de graus de liberdade pode resolver a limitação do controlador PID convencional, onde a sintonia ideal para a resposta a perturbação e ao sinal de referência não são compatíveis na maioria dos casos (HOROWITZ, 1963; ARAKI E TAGUCHI, 2003). Uma das não linearidades que podem demandar o uso de controladores com maior grau de liberdade é o atrito. A caracterização adequada do atrito permite um melhor desempenho do sistema, no entanto o uso dos princípios básicos e propriedades de material/superfície não permite essa caracterização. Para reverter essa situação, tipicamente, é utilizado um método de identificação baseada em dados obtidos experimentalmente. (ARMSTRONG-HÉLOUVRY *et al.*, 1994; RIZOS E FASSOIS, 2005)

Um controlador 2DOF (2 *Degrees of Freedom*) é apresentado na Figura 5.22 onde C_p é o elemento PID convencional no controlador por realimentação, C_f o elemento responsável pelo controlador antecipativo (*feedforward*), P_f a planta do sistema e P_d a função do distúrbio na planta. O efeito da estrutura 2DOF é obtido por reposicionamento dos zeros da função de transferência no sistema. A vantagem desta técnica de controle é a simplicidade para aplicação e a prevenção de problemas de estabilidade.

Figura 5.22 – Malha de controle de posição do sistema utilizando a técnica de controle 2DOF.



Fonte: elaborado pelo Autor

O controlador por realimentação pode ser projetado para suprimir os distúrbios ($d(s)$) provocados pelo atrito, mesmo no caso da incerteza do modelo. Exemplos de distúrbios são as mudanças de ponto de operação, a variação no carregamento, a temperatura, o desgaste mecânico ou a lubrificação; fatores que afetam as características do atrito. Assim, o controlador acaba rejeitando os sinais de perturbação e permitindo o seguimento do sinal de referência (x_{ref}). Já o controlador antecipativo prevê o distúrbio relacionado ao atrito com base no modelo de atrito identificado e/ou na trajetória de movimento a ser seguida. (ARAKI E TAGUCHI, 2003; GOUBEJ *et al.*, 2017)

Sendo assim, os controladores são definidos conforme as seguintes equações:

$$C_p(s) = K_p \left\{ 1 + \frac{1}{T_i s} + T_D D(s) \right\} \quad (5.32)$$

$$C_f(s) = K_p \{ \alpha + \beta T_D D(s) \} \quad (5.33)$$

onde:

K_p	Ganho proporcional do controlador C_p
T_i	Tempo integral do controlador C_p
T_D	Tempo derivativo do controlador C_p
α	Coefficiente de ganho proporcional do controlador C_f
β	Coefficiente de ganho derivativo do controlador C_f
$D(s)$	Derivação do sinal

Os ajustes dos ganhos dos controladores são divididos em duas etapas, como apresentado a seguir:

Etapa 1: otimiza-se a resposta (x_c) para a entrada de referência ajustando $C_p(s)$, que significa ajustar os parâmetros básicos. K_p , T_i e T_D .

Etapa 2: Mantém-se fixos os valores para C_p , otimizando-se a resposta do sistema para entrada de referência (x_{ref}) com o ajuste do controlador C_f , que são os parâmetros α e β .

Para o presente sistema de controle, os parâmetros adotados para o controle de trajetória do sistema são aqueles apresentados na Tabela 5.16.

Tabela 5.16 – Parâmetros adotados para o controlador da malha de posição do atuador hidráulico.

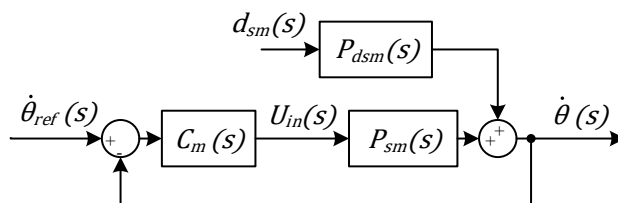
Parâmetro	Valor
K_P	$1,5 \times 10^2$
T_i	$9,4 \times 10^3$
T_D	$2,0 \times 10^{-1}$
α	0,0
β	$3,2 \times 10^{-4}$

Fonte: elaborado pelo Autor

Na seleção dos valores para o controlador antecipativo, que basicamente é um controlador PD, o valor de α é considerado igual a zero, pois no projeto do controlador não se tem o interesse no ganho proporcional. O foco principal do ajuste está no fato de prever as alterações iniciais e finais da curva de trajetória proposta e antecipar ou suavizar a ação do controlador para o sistema de atuação submarino, que é apresentado na seção 6.2 do trabalho.

Além da malha de controle para a trajetória do atuador, foi introduzida uma malha interna para o controle de rotação do motor elétrico, como está apresentado na Figura 5.23. Na malha interna, um controlador de velocidade do motor elétrico (C_m) envia o sinal de tensão de referência para a planta do motor elétrico (P_{sm}), que é proporcional à velocidade desejada. Assim, com o uso do controlador, a rotação do motor fica independente do distúrbio de torque proveniente da carga hidráulica nas bombas e segue o sinal de referência estabelecido pelo controlador de posição do atuador (PATANÉ, 2008; ZHANG *et al.*, 2017).

Figura 5.23 – Malha de controle da velocidade angular do motor elétrico com o uso do controle por realimentação.



Fonte: elaborado pelo Autor

$$C_m(s) = K_m \left\{ 1 + \frac{1}{T_m s} \right\} \quad (5.34)$$

onde:

K_m Ganho proporcional do controlador C_m
 T_m Tempo integral do controlador C_m

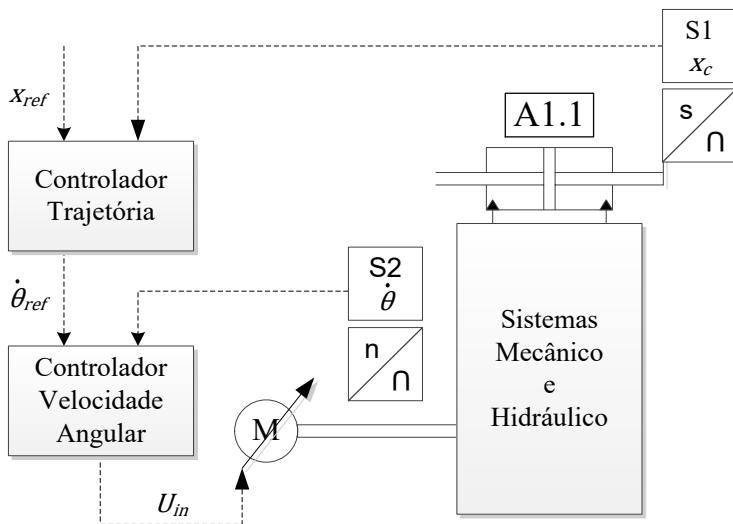
Tabela 5.17 – Parâmetros adotados para o controlador da malha de rotação do motor elétrico.

Parâmetro	Valor
K_m	$2,0 \times 10^{-2}$
T_m	$3,0 \times 10^{-3}$

Fonte: Autor

Assim, o leiaute do sistema de controle com as malhas de controle da trajetória e rotação do motor elétrico é apresentado de maneira esquematizada na Figura 5.24.

Figura 5.24 – Leiaute do sistema hidráulico com as malhas de controle da trajetória e da velocidade angular do motor elétrico em cascata.



Fonte: elaborado pelo Autor

6 ANÁLISE E RESULTADOS

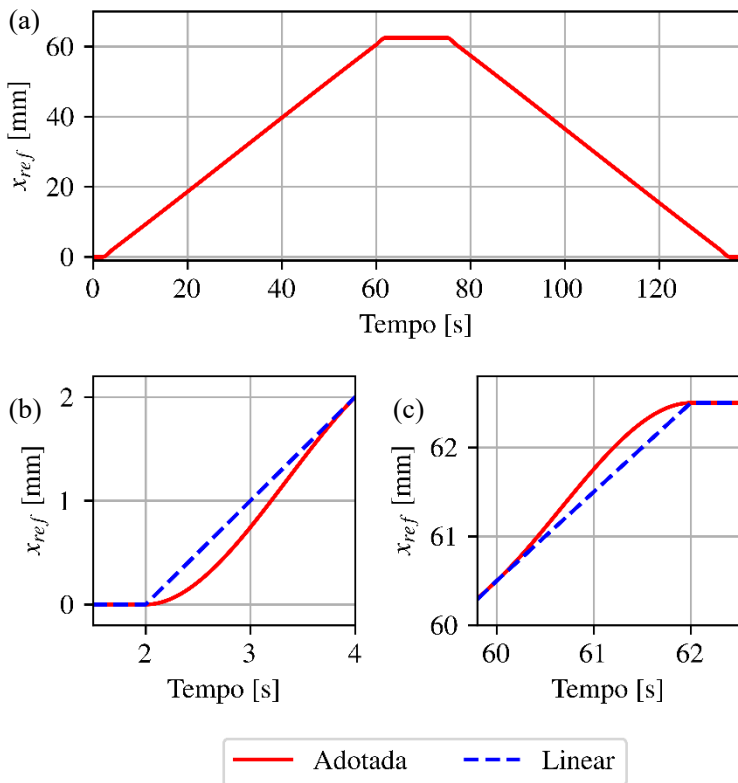
6.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos utilizando o modelo desenvolvido para a análise do comportamento do sistema. São considerados diferentes ciclos de operação da válvula gaveta incluindo a influência da lâmina d'água e da mola na operação em condição de falha segura e no consumo energético do sistema.

6.2 ANÁLISE NOS DIFERENTES ESTÁGIOS DE OPERAÇÃO

A operação da válvula gaveta no modelo pode ser dividida em dois estágios, sendo que o primeiro consiste no movimento de abertura da válvula e o segundo no movimento de fechamento da válvula gaveta. Para a condição de abertura, é determinado um sinal de rampa positivo do instante 2 até 62 segundos e para o fechamento, um sinal de rampa negativo estabelecido do tempo de simulação 75 até 135 segundos. No intervalo entre os movimentos de abertura e fechamento há um estágio onde a válvula permanece totalmente aberta. Neste período é possível avaliar questões como a manutenção na posição de final de curso devido aos vazamentos internos. Assim, a trajetória desejada para operação de abertura da válvula gaveta é compreendida ao observar a Figura 6.1(a), que ilustra o sinal de referência.

Figura 6.1 – Sinal de referência (a) e região de transição no início (b) e no final (c) do movimento.

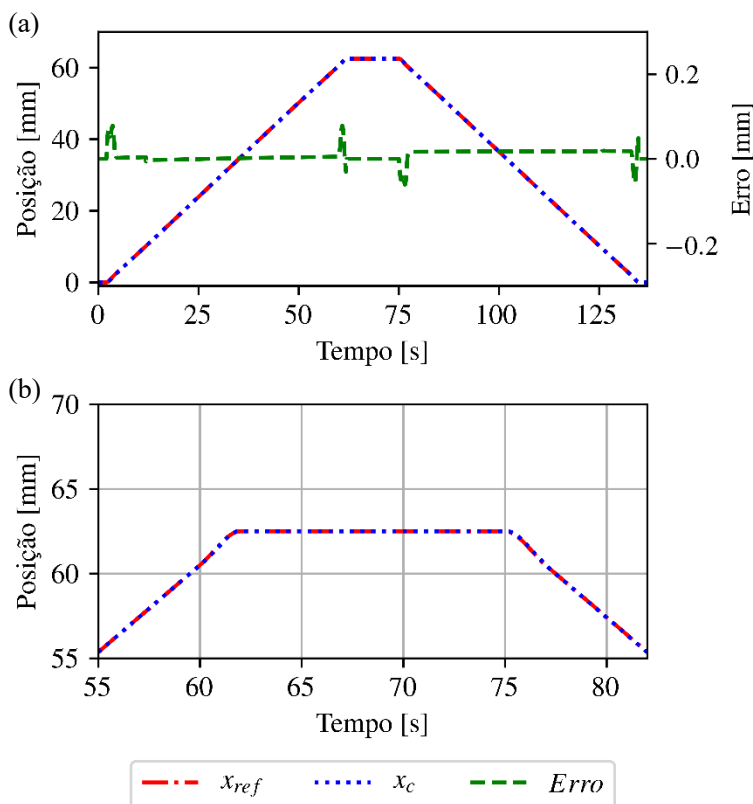


Fonte: elaborado pelo Autor

O sinal de referência utilizado para abertura e fechamento da válvula gaveta é do tipo trapezoidal com as bordas suavizadas como demonstrado na Figura 6.1 (b) e Figura 6.1 (c), que mostram as curvas adotadas em comparação com uma curva linear de um sinal trapezoidal. A escolha deste tipo de sinal tem como objetivo evitar os picos de corrente elétrica no motor elétrico, conseqüentemente, reduzir a potência instantânea consumida pelo mesmo, sem afetar o cumprimento do requisito de tempo para realização dos movimentos (60 segundos). Outra vantagem da utilização desse tipo de sinal é a redução da propagação de ondas de choque (Golpe de Ariete) na tubulação de petróleo. Situação na qual uma rápida abertura ou fechamento da

válvula gaveta pode provocar a liberação ou contenção de uma quantidade significativa de energia do poço de petróleo para as tubulações de escoamento, promovendo uma movimentação com velocidade praticamente constante do atuador hidráulico. O sinal de referência e a capacidade do sistema proposto, que controla a trajetória do atuador diretamente pela variação da frequência rotacional das bombas, são apresentados na Figura 6.2.

Figura 6.2 – Sinal de posição do atuador, sinal de referência e erro de posição (a) e o zoom na sobreposição do sinal de posição do atuador e de referência.



Fonte: elaborado pelo Autor

Nota-se que existe a sobreposição das curvas de posição do cilindro hidráulico (x_C) sobre o sinal de referência (x_{ref}). Logo, o erro de posicionamento máximo identificado durante o processo de abertura e fechamento da válvula gaveta é de 0,07 mm para a condição de operação a uma profundidade de 3.300 metros com uso do controle proposto (2DOF). Um valor bem inferior aos 0,3 mm estipulados como são requisito de projeto do sistema de atuação para a válvula gaveta apresentados nos objetivos do trabalho. Os maiores erros ocorrem quando há aceleração ou desaceleração do cilindro hidráulico nos movimentos de abertura e fechamento.

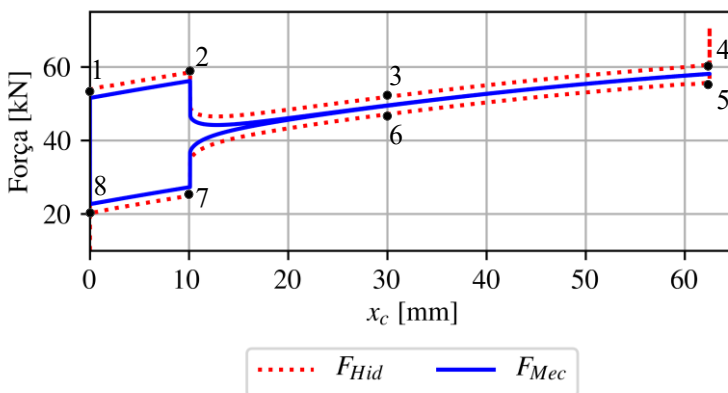
Os valores de erro obtidos durante a trajetória após o início do movimento e antes do fim de curso com controlador 2DOF estão apresentados na Figura 6.2. Os baixos erros no intervalo mencionado têm relação direta com a utilização do motor CC *brushless* de pequeno porte, pois ele é reconhecido por ter uma resposta rápida. A resposta é obtida com o uso do PID presente no controle 2DOF, o que permite a manutenção da trajetória mesmo com as oscilações de cargas pelo deslocamento do cilindro na abertura e no fechamento da válvula gaveta. A oscilação de carga é demonstrada na Figura 6.3 e apresenta os principais estados do sistema hidráulico em função da força hidráulica e mecânica. A força mecânica mencionada é definida como a força útil do cilindro,

$$F_{mec} = F_{HO} + F_{drag} + F_{EH} + F_{Mola} \quad (6.1)$$

A apresentação das curvas no mesmo gráfico facilita a visualização da força de atrito ao longo do deslocamento do atuador, pois a diferença entre as duas curvas demonstra a parcela da força de atrito e é demonstrada como,

$$F_f = F_{Hid} - F_{mec} \quad (6.2)$$

Figura 6.3 – Força hidráulica e mecânica realizada para abertura da válvula ao longo do movimento de abertura e fechamento, com uma profundidade de 3.300 metros.



Fonte: elaborado pelo Autor

A força hidráulica e mecânica (útil) do atuador para abertura e fechamento da válvula gaveta possuem oito estados críticos conforme a posição do atuador, os quais são apresentados a seguir:

- 1) Força necessária para iniciar abertura;
- 2) Início da comunicação entre a pressão a jusante e a montante (*crack-open*) da válvula gaveta;
- 3) Equalização das pressões a jusante e a montante;
- 4) Válvula gaveta completamente aberta;
- 5) Início do movimento de fechamento da válvula gaveta;
- 6) Aumento do diferencial de pressão a jusante e a montante; da válvula gaveta
- 7) Diferencial de pressão máxima a jusante e a montante da válvula gaveta;
- 8) Fechamento completo da válvula gaveta.

A acentuada variação no carregamento (Estado 2), conforme o deslocamento do atuador, é devido à força de atrito (F_{drag}) entre a gaveta e a sede superior da válvula gaveta. Após atingir a posição x_{CO} , observa-se uma queda acentuada no valor da força hidráulica aplicada, sendo isso a consequência do início do escoamento de petróleo entre as portas a montante e a jusante da válvula gaveta. Conforme Mashiba

(2011) menciona, o diferencial de pressão entre a jusante e a montante da válvula gaveta torna-se quase nulo e o valor da força pequeno. Essa afirmação é válida quando o atuador encontra-se em posição superior aos 30% (> 20 mm) do deslocamento do atuador hidráulico. Assim, a Eq. 6.1 fica resumida a três forças (F_{HO} , F_{EH} e F_{Mola}), do estado 3 até 6. Conforme apresentado na secção 5.1, as forças F_{HO} e F_{EH} são constantes ao longo do tempo, isto faz com que a única responsável pela variação no carregamento seja a força proveniente da mola (F_{Mola}) em função do deslocamento do atuador e conseqüentemente a força hidráulica necessária para movimentar o obturador.

Note que durante o movimento de retorno do atuador (no intervalo do estado 5→8) as curvas de força são diferentes das curvas para o movimento de avanço do atuador (estado 1→4). A diferença é resultado da ação da força da mola que possui sentido unidirecional. Baseado na Eq. 6.2, é possível afirmar que o movimento de retorno do atuador é controlado pela força hidráulica e tem influência na eficiência energética do sistema eletro-hidráulico apresentado.

6.3 CONSUMO ENERGÉTICO DO SISTEMA

O sistema em análise apresenta forças com intensidade e sentido variável em função do movimento de abertura e fechamento da válvula gaveta. Portanto, uma análise da eficiência energética deve abranger todo o ciclo de trabalho e avaliar a quantidade de energia entregue ao sistema e a energia de saída na forma de movimento.

A seguir, são discutidos os resultados da eficiência energética do sistema modelado durante a operação a uma profundidade de 3.300 metros com a presença da mola (F_{Mola}). Para tal, são apresentadas as expressões utilizadas para determinação da energia nas portas de cada componente do sistema, das perdas energéticas no sistema de atuação submarino e da energia útil.

A determinação da energia inicial (E_{In}), que é a energia entregue ao sistema pelo SCM, é baseada na energia elétrica entregue ao motor elétrico, ou seja;

$$E_{In}(t) = \int U_{SM}(t) \cdot i_{SM}(t) \cdot dt \quad (6.3)$$

na qual U_{SM} é a tensão elétrica e i_{SM} é a corrente a qual o motor elétrico está submetido.

Já a energia mecânica entregue pelo motor elétrico (E_{Out}) corresponde à integração da potência mecânica entregue no eixo do motor.

$$E_{Out}(t) = \int T_{SM}(t) \cdot \dot{\theta}_{SM}(t) \cdot dt \quad (6.4)$$

onde T_{SM} é o torque mecânico fornecido e $\dot{\theta}_{SM}$ a velocidade angular do motor elétrico. Logo, a energia dissipada no motor elétrico (E_{SM}) pode ser expressa como a diferença de energias de entrada e saída do componente,

$$E_{SM}(t) = E_{In}(t) - E_{Out}(t) \quad (6.5)$$

Antes de a energia ser transferida para o conjunto de bombas, parcela desta é dissipada na caixa transmissão. Deste modo, a energia que é dissipada na caixa de transmissão (E_{TR}) pode ser calculada como:

$$E_{TR}(t) = E_{out}(t) - \int T_{TR}(t) \cdot \omega_1(t) \cdot dt \quad (6.6)$$

onde T_{TR} é a soma dos torques das saídas da caixa de redução de velocidade e ω_1 é a velocidade angular de saída para ambas as bombas.

É importante mencionar que nem toda energia fornecida para o conjunto de bombas é transferida para o fluido hidráulico, pois parte da energia é dissipada na forma de atritos e a outra parcela através de vazamentos internos no componente hidráulico. Sendo que as energias dissipadas nas bombas P1.1 ($E_{P1.1}$) e P1.2 ($E_{P1.2}$) são dadas, respectivamente, por:

$$E_{P1.1}(t) = \int T_{P1.1}(t) \cdot \omega_1(t) \cdot dt - \int q_{VP1.1} \cdot \Delta p_{P1.1}(t) \cdot dt \quad (6.7)$$

$$E_{P1.2}(t) = \int T_{P1.2}(t) \cdot \omega_1(t) \cdot dt - \int q_{VP1.2} \cdot \Delta p_{P1.2}(t) \cdot dt \quad (6.8)$$

onde $T_{P1.1}$ e $T_{P1.2}$ são os torques de entrada, $\Delta p_{P1.1}$ e $\Delta p_{P1.2}$ são os diferenciais de pressão entre a porta a jusante e a montante e $q_{VP1.1}$ e $q_{VP1.2}$ são as vazões volumétricas efetivas nas portas de saída das bombas.

Conhecendo a quantidade de energia mecânica que é convertida em energia hidráulica, torna-se possível a determinação da quantidade de energia dissipada no sistema em cada uma das válvulas presentes no circuito hidráulico, conforme apresentado a seguir:

$$E_{V1.1}(t) = \int q_{VV1.1}(t) \cdot \Delta p_{V1.1}(t) \cdot dt \quad (6.9)$$

$$E_{V1.2}(t) = \int q_{VV1.2}(t) \cdot \Delta p_{V1.2}(t) \cdot dt \quad (6.10)$$

$$E_{V2.1}(t) = \int q_{VV2.1}(t) \cdot \Delta p_{V2.1}(t) \cdot dt \quad (6.11)$$

$$E_{V2.2}(t) = \int q_{VV2.2}(t) \cdot \Delta p_{V2.2}(t) \cdot dt \quad (6.12)$$

$$E_{V3.1}(t) = \int q_{VV3.1}(t) \cdot \Delta p_{V3.1}(t) \cdot dt \quad (6.13)$$

$$E_{V3.2}(t) = \int q_{VV3.2}(t) \cdot \Delta p_{V3.2}(t) \cdot dt \quad (6.14)$$

$$E_{V5.1}(t) = \int q_{VV5.1}(t) \cdot \Delta p_{V5.1}(t) \cdot dt \quad (6.15)$$

$$E_{V5.2}(t) = \int q_{VV5.2}(t) \cdot \Delta p_{V5.2}(t) \cdot dt \quad (6.16)$$

$$E_{V5.3}(t) = \int q_{VV5.3}(t) \cdot \Delta p_{V5.3}(t) \cdot dt \quad (6.17)$$

$$E_{V5.4}(t) = \int q_{VV5.4}(t) \cdot \Delta p_{V5.4}(t) \cdot dt \quad (6.18)$$

A determinação da energia dissipada nas válvulas não considera a existência de vazamento interno nas válvulas, visto que estas são do tipo de assento e, portanto, não apresentam vazamentos. Logo, a única fonte de dissipação de energia para estes componentes está associada a queda de pressão conforme a vazão que passa através da válvula. Como as válvulas são de retenção ou de alívio, as pré-cargas de mola influenciam nas pressões na entrada das válvulas e, conseqüentemente, nas quedas de pressão resultantes.

As possíveis perdas localizadas nos filtros utilizados no circuito hidráulico também foram consideradas. A determinação da energia dissipada em Z1.1 e Z1.2 são, respectivamente:

$$E_{Z1.1}(t) = \int q_{VZ1.1}(t) \cdot \Delta p_{Z1.1}(t) \cdot dt \quad (6.19)$$

$$E_{Z1.2}(t) = \int q_{VZ1.2}(t) \cdot \Delta p_{Z1.2}(t) \cdot dt \quad (6.20)$$

A energia hidráulica (E_{Hid}) no cilindro é definida como a diferença entre as quantidades de energia associadas às câmaras A e B do cilindro simétrico de dupla ação.

$$E_{Hid}(t) = \int q_{VA}(t) \cdot p_A(t) \cdot dt - \int q_{VB}(t) \cdot p_B(t) \cdot dt \quad (6.21)$$

onde q_{VA} e q_{VB} são respectivamente as vazões que entram/saem nas câmaras A e B do cilindro e p_A e p_B as pressões nas linhas A e B.

A energia consumida devido ao efeito de atrito (E_{At}) no cilindro hidráulico é definida como,

$$E_{At}(t) = \int F_f(t) \cdot \dot{x}_c(t) \cdot dt \quad (6.22)$$

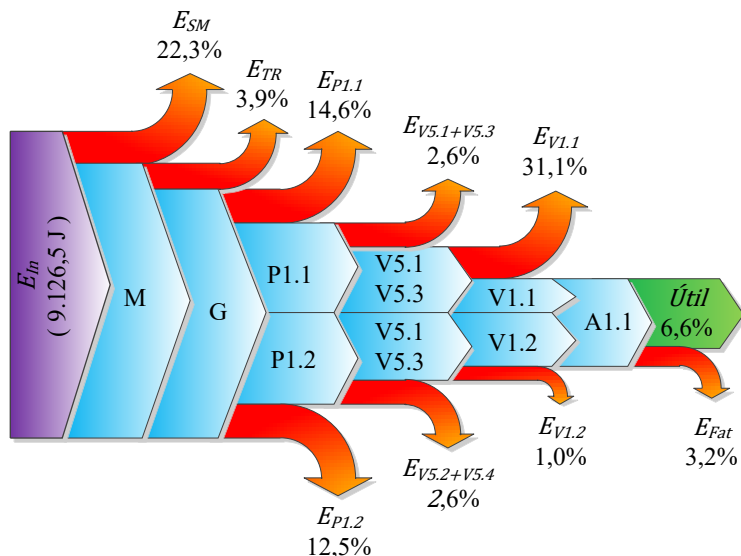
onde F_f é a força de atrito e \dot{x}_c é a velocidade com a qual o atuador hidráulico movimenta.

Assim a energia útil do sistema é dada por,

$$E_{\acute{u}til}(t) = E_{Hid}(t) - E_{At}(t) \quad (6.23)$$

Conhecendo as conversões de energia existentes e as principais perdas de energia do sistema estudado, é possível apresentar em um diagrama, o fluxo de energia entre a entrada e a saída do sistema. Na Figura 6.4 é apresentada a distribuição energética para o conjunto de atuação da válvula gaveta para um ciclo de operação do atuador e alguns elementos não estão representados no diagrama (V2.1, V2.2, V3.1, V3.2, Z1.1 e Z1.2) pois a energia consumida por eles é nula ou de influência não significativa.

Figura 6.4 – Diagrama de distribuição das perdas energéticas do sistema operando a 3300 metros de profundidade.

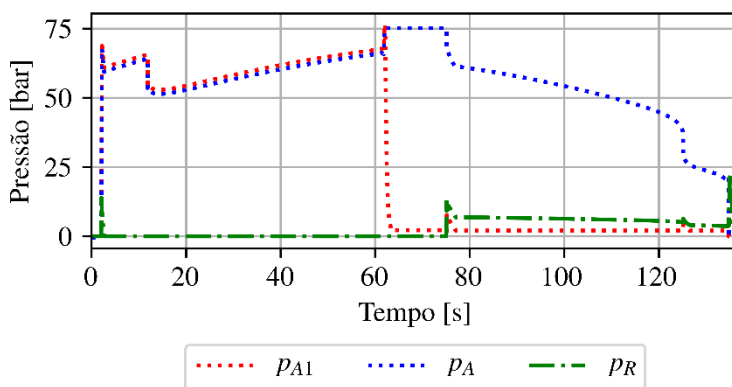


Fonte: elaborado pelo Autor

Uma das fontes de perda de energia é a máquina elétrica, a qual dissipa 22,3% da energia total entregue ao sistema, as perdas provenientes do conversor de frequência não estão inclusas neste valor. Segundo Minav *et al.* (2015), o motor de corrente contínua tem dois tipos de fonte de dissipação: perdas na máquina elétrica e perdas mecânicas. As perdas na máquina elétrica são compostas pelas perdas resistivas do estator e do rotor, perdas magnéticas, perdas pela refrigeração e perdas adicionais não conhecidas. Já a perda mecânica se da pela fricção nos rolamentos do motor, a qual depende da velocidade do eixo, do tipo de rolamento, das propriedades dos lubrificantes e da carga aplicada.

Outro problema encontrado no sistema hidráulico de atuação em estudo refere-se às perdas energéticas associadas à válvula V1.1. Durante a abertura da válvula gaveta tem-se um pequeno diferencial de pressão entre as portas a montante (A_1) e a jusante (A) da válvula de retenção pilotada. O comportamento é ilustrado na Figura 6.5, a qual mostra as pressões nos pontos mencionados no circuito hidráulico, no intervalo de 2 a 62 segundos.

Figura 6.5 – Curva de pressão nos pontos A e A1 que indicam uma dissipação de energia significativa no retorno do atuador.



Fonte: elaborado pelo Autor

No intervalo de 75 até 130 segundos, no qual ocorre a movimentação de retorno do atuador, existe uma diferença considerável entre as pressões nos pontos, indicando a existência de um efeito restritivo à passagem do fluido hidráulico na válvula. Isso mostra que o controle hidráulico não está sendo realizado pelo par de bombas como apresentado na secção 4.1, mas por um efeito restritivo à passagem do fluido hidráulico. O comportamento é explicado pelo sentido da carga atuante na haste do cilindro hidráulico, a qual está no mesmo sentido do deslocamento, como mostrado no terceiro quadrante da Figura 4.5. No movimento de retorno, a principal força atuante é proveniente da mola que estava inicialmente comprimida. Desse modo que a bomba P1.1 realizaria o controle do movimento de retorno através do modo de operação como motor hidráulico e o motor elétrico funcionaria como um gerador. Porém, isso não ocorre em função da baixa pressão na descarga da bomba P1.2 (p_R), que é suficiente para a abertura total da válvula V1.1 via piloto, como ilustrado na Figura 6.5. Consequentemente, a abertura parcial da válvula faz com que haja um controle de vazão e um aumento na diferença de pressão entre os pontos A e A1, reduzindo a eficiência energética do sistema eletro-hidráulico.

Observando a Figura 6.4, nota-se que as bombas hidráulicas são responsáveis por uma parcela significativa da energia dissipada no sistema. Sabe-se que o rendimento global (η_g) é determinado como a razão entre a energia útil entregue pela bomba e a energia de aciona-

mento de cada bomba, conforme mostrado na equação 5.25 na secção 5.2.4. Logo, a determinação da eficiência de cada bomba é apresentada por,

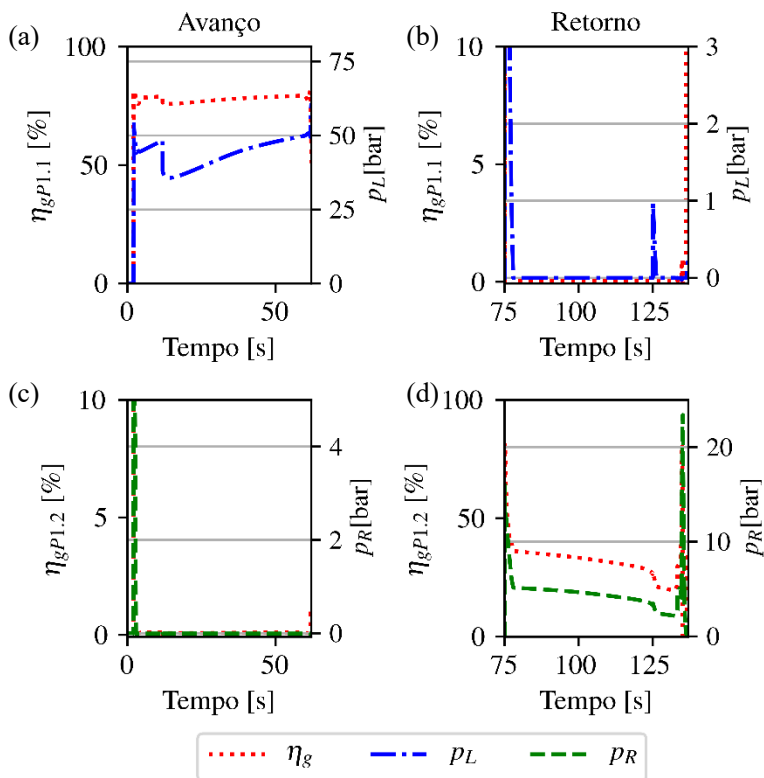
$$\eta_{gP1.1} = \frac{q_{VP1.1} \cdot \Delta p_{P1.1}}{(D_{bm} \cdot \Delta p_{P1.1} \cdot \omega + b_{bm} \cdot \omega^2)} \quad (6.24)$$

e

$$\eta_{gP1.2} = \frac{q_{VP1.2} \cdot \Delta p_{P1.2}}{(D_{bm} \cdot \Delta p_{P1.2} \cdot \omega + b_{bm} \cdot \omega^2)} \quad (6.25)$$

A Figura 6.6 demonstra a eficiência global das bombas para P1.1 e P1.2 para os dois estágios: abertura e fechamento. O estágio de abertura é ilustrado nas imagens Figura 6.6 (a) e (c) e de fechamento nas Figura 6.6 (b) e (d). Observa-se que a eficiência da bomba está fortemente correlacionada com o diferencial de pressão, como mencionado anteriormente os valores p_L e p_R são as pressões de descarga das bombas em condição manométrica, ou seja, a pressão nos pontos do circuito hidráulico L e R subtraído a pressão do reservatório definida como p_S . Assim, p_L e p_R são equivalentes ao diferencial de pressão ($\Delta p_{P1.1}$ e $\Delta p_{P1.2}$) existente entre o reservatório e a descarga de cada bomba.

Figura 6.6 – Eficiência global das bombas do sistema durante o movimento de abertura (a) e (c) e para o movimento de fechamento (b) e (d) da válvula gaveta.

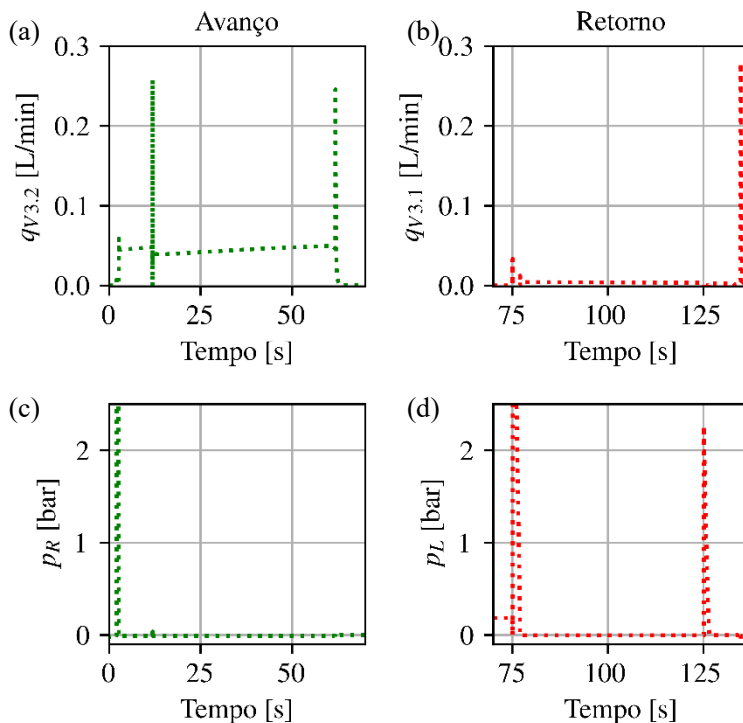


Fonte: elaborado pelo Autor

Analisando a Figura 6.6 (a), a pressão de saída oscila entre 30 e 50 bar durante o avanço do atuador. Com isso, a eficiência global da bomba está próxima de 80%, como demonstrado na mesma imagem. Em contra partida, a Figura 6.6 (c), que apresenta a eficiência da bomba P1.2, tem uma eficiência próxima de zero, pois a p_R é praticamente idêntica à pressão do reservatório, ou seja, $\Delta p_{P1.2}$ é um valor próximo de zero. A baixa pressão em R é resultado da abertura da válvula de retenção V3.2, que promove a comunicação da linha do circuito com o reservatório. Observa-se que o mesmo comportamento é repetido nas curvas de rendimento e pressão da bomba P1.1 e P1.2, que são

apresentadas nas Figura 6.6 (b) e Figura 6.6 (d) para o movimento de fechamento da válvula gaveta. No caso de P1.2, tem-se abertura da válvula V3.1, que iguala a pressão no ponto L com a pressão de reservatório. A abertura das válvulas V3.1 e V3.2 possui como objetivo evitar a presença de pressões manométricas negativas durante o movimento de remoção de fluido hidráulico das câmaras do cilindro. A apresentação destas informações sobre abertura das válvulas V3.1 e V3.2 são melhores interpretadas com a visualização da Figura 6.7 (a) e Figura 6.7 (b), que apresentam as vazões através das respectivas válvulas para momentos distintos, a primeira para o movimento de avanço e a segunda para o movimento de retorno do cilindro hidráulico. Note que durante os instantes que está ocorrendo a passagem do fluido hidráulico, as pressões p_L e p_R são praticamente zero, ou seja, idênticas a pressão de reservatório (p_S).

Figura 6.7 – Vazão volumétrica nas válvulas V3.1 e V3.2 durante o movimento de abertura (a) e fechamento (b), assim como as pressões em p_R (c) e p_L (d).



Fonte: elaborado pelo Autor

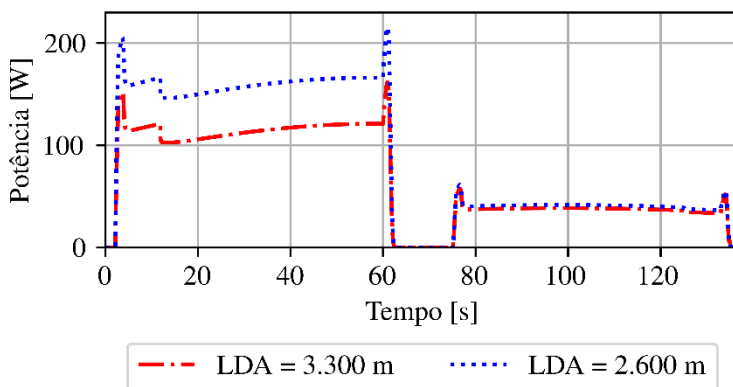
As condições de operação às quais as bombas estão submetidas, apresentam um baixo diferencial de pressão entre a sucção e a descarga da bomba, isso demonstra que a energia está sendo dissipada na forma de atrito viscoso. Segundo Von Linsingen e De Negri (2011), sobre as operações nestas circunstâncias, pode haver um déficit de lubrificação e um alto fator de atrito quando comparado com faixas de pressão mais elevadas. O acionamento das bombas nessas condições tem como pontos críticos o maior desgaste nas regiões de contato dos dentes das engrenagens e das vedações laterais em contato com as engrenagens (Helduser, 1999). O catálogo do fabricante não possui informações suficientes sobre a capacidade da bomba selecionada em executar a função de maneira segura. Assim, há a necessidade de uma avaliação

experimental quanto ao acionamento de bombas de engrenagem externa em condições em que exista um baixo diferencial de pressão entre a porta de sucção e a descarga da bomba.

6.3.1 A influência da lamina d'agua

As influências da lamina d'agua estão relacionadas à intensidade da força de atuação sobre a haste exposta ao oceano. Conforme mostrado na secção 5.1, o valor da coluna d'agua faz parte das forças atuantes num atuador submarino. Logo, quanto maior a profundidade, maior será a força atuante na haste exposta ao ambiente marinho. Deste modo, a força hidráulica necessária para movimentar o cilindro hidráulico no sentido de abertura da válvula gaveta é menor conforme aumenta a profundidade de instalação do atuador. Na Figura 6.8 são apresentados os resultados da simulação para operação nas profundidades de 2.600 e 3.300 metros. É importante observar que a potência consumida está abaixo dos 230 W, que é a potência máxima que pode ser entregue pelo SCM para o motor elétrico.

Figura 6.8 – Curva de potência consumida pelo sistema para as profundidades de 2.600 e 3.300 metros.

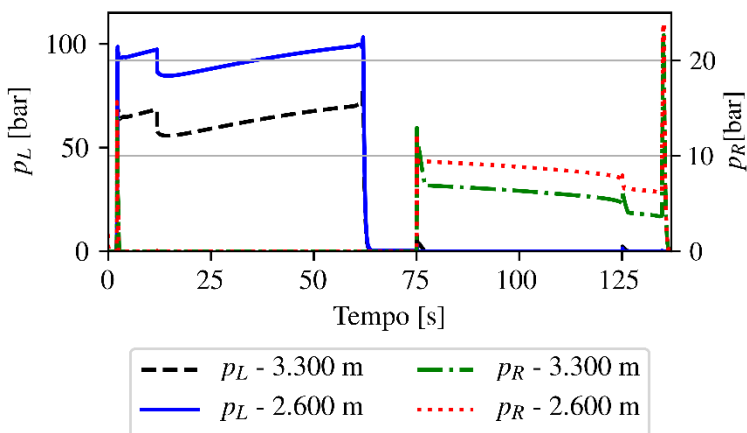


Fonte: elaborado pelo Autor

É importante observar que a potência consumida para abertura da válvula tem uma redução com o aumento da profundidade, indicando que a coluna de água auxilia na abertura da válvula. No entanto, no retorno não foi possível notar uma diferença significativa, pois há uma influência significativa da força da mola no movimento da válvula

gaveta, resultando na ação do sistema hidráulico para controlar a velocidade de retorno do atuador e a descarga/sucção do fluido hidráulico nas câmaras do cilindro. A alteração dos valores apresentados de potência está correlacionada com a pressão de trabalho do sistema hidráulico, como ilustrado na Figura 6.9, que apresenta as curvas de pressões p_R e p_L .

Figura 6.9 – Curva de pressão manométrica na descarga das bombas para 2.600 e 3.300 metros de profundidade.



Fonte: elaborado pelo Autor

Durante o movimento de avanço, tem-se um aumento de aproximadamente 30% na pressão de saída de P1.1 para a menor profundidade. Isso faz aumentar a demanda de torque do motor elétrico para atingir a pressão desejada para movimentação da válvula gaveta, bem como a reduz a eficiência volumétrica da bomba. Deste modo, a bomba deve operar com uma frequência rotacional maior, a fim de garantir a vazão adequada e compensar os vazamentos internos. O resultado é a elevação das perdas de energia devido o atrito viscoso e os vazamentos internos do componente, o que interfere no rendimento mecânico do sistema. Os aumentos de energia dissipada no movimento de abertura da válvula gaveta estão apresentados na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – Comparação de energia dissipada nas bombas e no motor elétrico para diferentes profundidades durante a operação de abertura da válvula gaveta.

Componente	Energia [J]		[%]
	3.300 m	2.600 m	Diferença
PI.1	852,68	1208,21	41,7
PI.2	565,18	606,30	7,2
SM	1314,43	1785,03	35,8

Fonte: elaborado pelo Autor

No movimento de retorno do atuador, tem-se um comportamento similar ao apresentado para o movimento de avanço, no entanto numa escala que apresenta uma menor diferença da perda energética apresentada Tabela 6.2. Diferente da tabela anterior, está apresenta informações a respeito da quantidade de energia dissipada na válvula V1.1 para diferentes profundidades.

Tabela 6.2 – Comparação de energia dissipada nas bombas e no motor elétrico para diferentes profundidades para operação de fechamento da válvula gaveta.

Componente	Energia [J]		[%]
	3.300 m	2.600 m	Diferença
PI.1	478,19	491,87	2,8
PI.2	488,82	491,82	0,6
SM	722,21	737,92	32,
V1.1	2.744,84	4.595,00	67,4

Fonte: elaborado pelo Autor

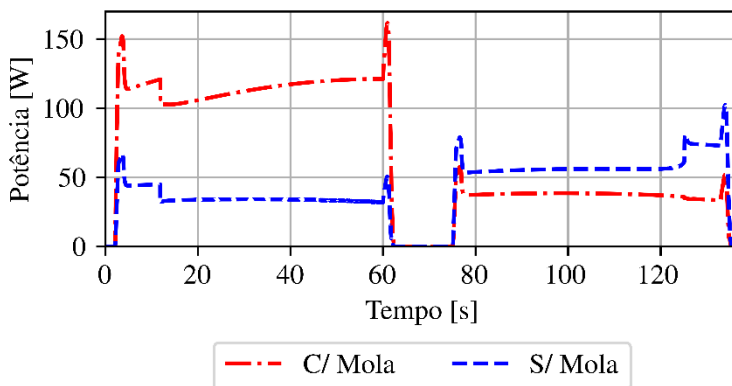
Observa-se que a força líquida de carga é elevada, com a redução da profundidade, tem-se uma quantidade maior de energia mecânica a ser controlada hidráulicamente, fazendo com que a pressão em p_A seja mais elevada. Consequentemente, a abertura por pilotagem da retenção é dificultada, resultando no mesmo problema relatado na sessão anterior pelo fato válvula V1.1 operar como um orifício semi-aberto. O aumento de energia a ser dissipada na válvula é de aproximadamente 1.850 J, gerando um aquecimento do fluido hidráulico utilizado no circuito.

6.3.2 Avaliando influência da mola

Por se tratar de um sistema hidráulico que utiliza um cilindro hidráulico de dupla ação, optou-se pela avaliação em uma condição sem a influência da mola mecânica. Tal análise tem como objetivo avaliar a capacidade e o consumo energético do sistema no caso de quebra ou ausência da mola. Assim, as forças de compressão e de pré-carga foram desconsideradas na análise a seguir.

Notou-se uma alteração na potência consumida, como mostrado na Figura 6.10 onde a potência consumida durante o movimento de abertura é reduzida significativamente, porém no movimento de fechamento da válvula há uma elevação no consumo. É importante observar que a potência consumida continuou bem abaixo dos 230 W, que é a potência máxima que pode ser entregue pelo SCM para o motor elétrico.

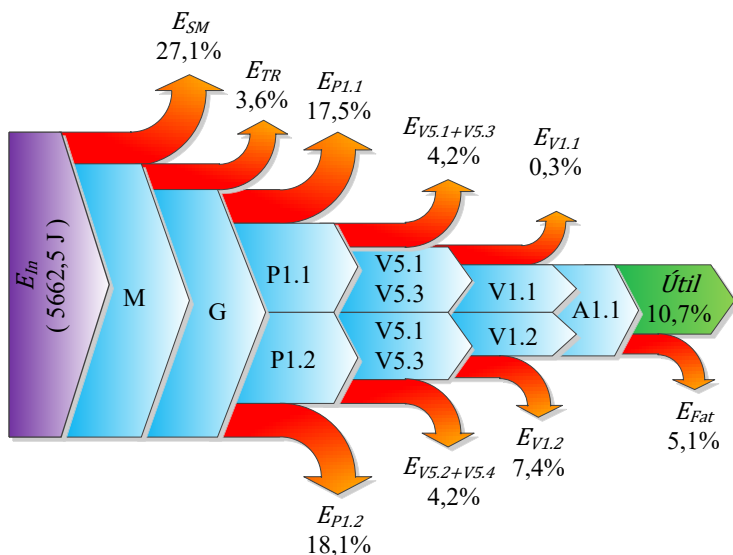
Figura 6.10 – Curva de potência consumida para operação com e sem a presença da mola de segurança.



Fonte: elaborado pelo Autor

No quesito consumo energético, observou-se uma elevação na parcela de energia dissipada no motor elétrico e a inversão entre as válvulas V1.1 e V1.2 como principal fonte de dissipação de energia. Estas situações são observadas na Figura 6.11 que apresenta o diagrama de distribuição das perdas energéticas sem a presença da mola. No caso, a válvula V1.2 comporta-se como uma restrição ao escoamento e dissipa 7,4% da energia que é entregue para o sistema.

Figura 6.11 – Diagrama da distribuição das perdas energéticas do sistema operando a 3.300 metros de profundidade sem a presença da mola mecânica.

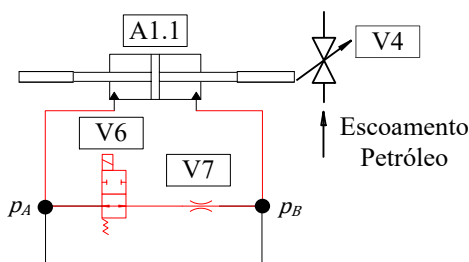


Fonte: elaborado pelo Autor

6.4 CONDIÇÃO DE FALHA SEGURA

Como visto anteriormente na secção 4.2, os atuadores devem apresentar um dispositivo capaz de retornar a válvula gaveta para sua posição segura (válvula gaveta totalmente fechada) caso ocorra a suspensão do fornecimento de energia ou a própria interrupção devido à parada de emergência. Assim, simulou-se uma condição de emergência, na qual a energia do atuador foi suspensa no instante em que a válvula gaveta está totalmente aberta. Na situação de emergência não há suprimento de energia elétrica para o sistema, incluindo para a válvula V6. Esta válvula retorna à posição aberta como ilustrado na Figura 6.12 e comunica as câmaras A e B do cilindro hidráulico.

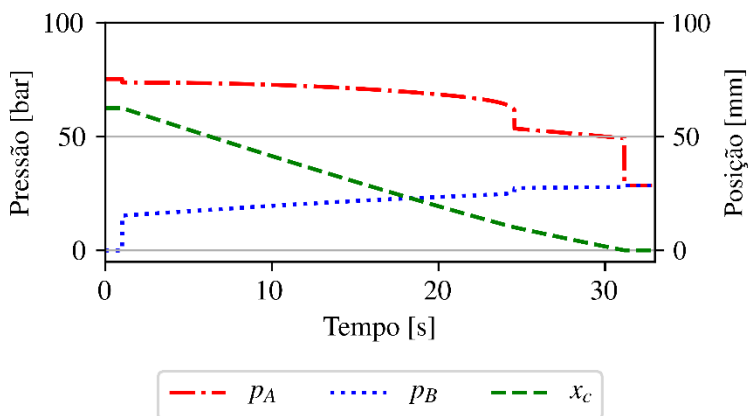
Figura 6.12 – Diagrama hidráulico do sistema em análise para o fechamento da válvula gaveta em falha segura.



Fonte: elaborado pelo Autor

Devido à comunicação das câmaras, ocorre a equalização de pressão e a transferência de fluido de A para B pela atuação da mola. Mesmo com uma situação de emergência, a válvula não pode ser fechada de modo abrupto, devido ao risco de ocorrer um golpe de Aríete no duto de escoamento da produção de petróleo. A velocidade de retorno do atuador é controlada pela válvula de restrição (V7). O tempo considerado necessário para realizar a operação foi inferior a 30 segundos, como ilustrado na Figura 6.13.

Figura 6.13 – Curvas de pressão e posição do atuador no fechamento da válvula gaveta durante a falha segura.



Fonte: elaborado pelo Autor

Nota-se que no instante de 15 segundos inicia-se uma desaceleração no movimento de retorno da válvula gaveta e acentua-se no instante de 18 segundos. A alteração da velocidade é resultado da diminuição da área de passagem na válvula gaveta e conseqüentemente, leva a um aumento do diferencial de pressão entre as portas a montante e jusante. Isso faz com que a força de atrito (F_{drag}) aumente até a válvula alcançar a posição de *crack-open* na qual o escoamento é totalmente interrompido. A partir deste ponto a força de atrito (F_{drag}) mantém-se constante até o atuador atingir a posição de totalmente recuado.

7 CONCLUSÃO

O modelo desenvolvido apresentou suas particularidades por envolver a combinação de múltiplas áreas de conhecimento como mecânica, elétrica, controle e hidráulica. O trabalho envolveu a consulta a diferentes fontes para elaboração de um modelo próximo da realidade de um sistema de atuação de uma válvula gaveta. Uma das dificuldades encontradas no desenvolvimento deste trabalho foi o acesso a informações sobre os equipamentos submarinos e seus parâmetros, mesmo o Brasil tendo muitos anos de tradição no desenvolvimento da indústria *offshore* e sendo um dos pioneiros a dominar a exploração de águas ultraprofundas.

A escassez de informações da literatura nestas áreas limitou a exploração destes conceitos e a elaboração de hipóteses mais realistas para o comportamento do sistema, visto que muitos parâmetros foram obtidos de componentes industriais operando à pressão atmosférica (1 bar). Assim, as hipóteses assumidas para os vazamentos internos e definições de modelo de atrito do cilindro são válidas para uma análise inicial do sistema.

Apesar das dificuldades encontradas, o modelo do atuador com controle direto na bomba mostrou-se um sistema com potencial, mesmo utilizando-se de componentes industriais. Por intermédio do modelo, foi possível identificar os pontos fortes e fracos do sistema para aplicação em equipamentos submarinos e principalmente, mostrar sua capacidade para seguimento de trajetória, para operação em condição de falha segura e seu consumo energético.

7.1 TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão de trabalhos futuros para continuidade do desenvolvimento do sistema de atuação de equipamentos submarinos, tem-se:

- A válvula de retenção pilotada selecionada nesse trabalho é do tipo industrial e possui o maior valor de relação de áreas (R) disponível em catálogo, mas devido às características do sistema, não foi o suficiente para realizar abertura da retenção por completo. A utilização de válvula de retenção pilotada com uma maior relação de área permitirá a pilotagem da válvula V1.2 e V1.1 com uma menor pressão de piloto. Isso

pode eliminar o efeito restritivo em VI.1 durante o retorno do cilindro, e possibilitando uma maior eficiência energética do sistema.

- Desenvolvimento de um modelo que considere a transferência de calor ao longo dos dutos para o transporte de petróleo e gás até a superfície. Isso é relevante, pois a redução da temperatura do petróleo influencia nas suas características mecânicas para o escoamento, alterando sua viscosidade, reduzindo a sua velocidade de escoamento e interferindo no diferencial de pressão presente na válvula gaveta durante a sua movimentação tanto para a abertura quanto o fechamento.
- Levantamento dos mapas de atrito tanto para o motor elétrico, quanto para as bombas e o cilindro hidráulico, para aprimorar o modelo e representar com uma maior fidelidade o comportamento do atuador. O atrito é um importante elemento de dissipação de energia em elementos mecânicos e devem ser compensados quando se busca refinar o controle de trajetória. O detalhe está no fato do sistema constantemente partir após um longo período de repouso, que pode influenciar na espessura do filme lubrificante nos mancais, assim como, na densidade do fluido lubrificante que está a uma baixa temperatura.
- Estudo para a otimização do tamanho e da geometria do reservatório do fluido hidráulico adotado para o sistema, utilizando técnicas para reduzir o movimento turbulento do fluido no interior do reservatório, por conseguinte, a redução da quantidade de particulados suspensos provenientes do desgaste dos componentes hidráulicos. O sistema de filtragem do fluido apresentado neste trabalho não contempla o fluido que retorna do circuito para o reservatório. Então, desenvolver um método para a coleta dos particulados provenientes do desgaste das partes metálicas e não metálicas, pois a presença desses componentes no fluido hidráulico pode reduzir o tempo de vida dos componentes hidráulicos. Impedindo o cumprimento do ciclo de vida de proposto de 25 anos de operação sem intervenção e/ou interrupção não programada na operação.

- A realização de testes do algoritmo de controle e uma análise da eficiência energética do sistema apresentado, num protótipo real, em situações de operação similares às utilizadas em uma operação de produção de óleo e gás. Além destes detalhes é possível analisar a viabilidade de utilizar o atuador para o controle de posição de *chocke valve*. Elas são válvulas utilizadas para a função de controle de vazão do escoamento de produção dos poços de petróleo, operando assim em posição intermediária do atuador.
- Estudo de viabilidade de utilização do sistema apresentado para operação em válvula gaveta com diâmetro maior. Apresentar os pontos críticos para tal condição e as modificações necessárias no sistema eletro-hidráulico.

8 REFERÊNCIAS

- ABICHT, D.; VAN DEN AKKER, J. **The 2nd generation DC all-electric subsea production control system.** Offshore Technology Conference. Houston, Texas, USA: 8 p. 2011.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API 6A. Specification for Wellhead and Christmas Tree Equipment. Washington, EUA, 2009.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API 17D. Design and Operation of Subsea Production System. Washington, EUA, 2010.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API 17F. Standard for Subsea Production Control Systems. Washington, EUA, 2014.
- AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. API 6D. Specification for Pipeline and Piping Valves Washington, EUA, 2015.
- APEX DYNAMICS. **AB / ABR series High Precision Planetary gearboxes** 2016.
- ARAKI, M.; TAGUCHI, H. Two-degree-of-freedom PID controllers. **International Journal of Control Automation and Systems**, v. 1, p. 401-411, 2003. ISSN 1598-6446.
- ARMSTRONG-HÉLOUVRY, B.; DUPONT, P.; DE WIT, C. C. A survey of models, analysis tools and compensation methods for the control of machines with friction. **Automatica**, v. 30, n. 7, p. 1083-1138, 1994. ISSN 0005-1098.
- BAI, Y.; BAI, Q. **Subsea engineering handbook**. Burlington, USA: Gulf Professional Publishing, 2012. 911 p. ISBN 978-1-85617-689-7.
- BAZANELLA, A. S.; DA SILVA JUNIOR, J. M. G. **Sistemas de controle: Princípios e métodos de projeto**. UFRGS, 2005. ISBN 8570258496.
- BERKNER, P. **How, Why, and When to apply electric motors to mobile hydraulic systems.** Parker Hannifin 2008 Global Mobile Sales Meeting & Symposium: 1-10 p. 2008.
- BILDSTEIN, M. **Application of electro-hydrostatic actuators (EHA) for future aircraft primary flight controls.** INTERNATIONALES FLUIDTECHNISCHES KOLLOQUIUM: UNKNOWN. 1: 93-106 p. 1998.
- BOSCH REXROTH. **Válvula de Retenção Tipo cartucho**. GROUP, B. 2003a.
- BOSCH REXROTH. **Válvula Limitadora de Pressão Diretamente Operada Tipo DBD.** RP 25 402/02.03 2003b.

BOSCH REXROTH. **Válvula de Retenção Pilotada**. GROUP, B. 2013.

CEZAR, A. S. et al. **Subsea Solutions in the Pre-Salt Development Projects**. Offshore Technology Conference: Offshore Technology Conference 2015.

CHEN, C.-H.; CHI, W.-C.; CHENG, M.-Y. **Regenerative braking control for light electric vehicles**. Power Electronics and Drive Systems (PEDS), 2011 IEEE Ninth International Conference on: IEEE: 631-636 p. 2011.

COSTA, G. K.; SEPEHRI, N. **Hydrostatic transmission and actuators: Operation, modelling and applications**. First Edition. United Kingdom: John Wiley & Sons, 2015. 406 p. ISBN 978-1-118-81879-4.

DNV-GL-GROUP. DNVGL-SE-0045:2014-08. SERVICE SPECIFICATION - Certification of subsea equipment and components. 2014.

FMC. **Subsea Control Systems**. FMC TECHNOLOGIES 2015.

GERNGROSS, R.; ORTH, A. Deep Seas Push Hydraulic-System Boundaries. **Hydraulics & Pneumatics**, p. 6 pp., 10 11 2014. Disponível em: < <http://hydraulicspneumatics.com/marine-offshore/deep-seas-push-hydraulic-systemboundaries> >. Acesso em: 15 de outubro de 2015.

GOUBEJ, M.; POPULE, T.; KREJČÍ, A. **Friction compensation in mechatronic systems**. 18th International Carpathian Control Conference (ICCC). Sinaia, Romania: IEEE: 93-98 p. 2017.

HÄNNINEN, H.; MINAV, T.; PIETOLA, M. **Replacing a Constant Pressure Valve Controlled System With a Pump Controlled System**. BATH/ASME 2016 Symposium on Fluid Power and Motion Control: American Society of Mechanical Engineers: 1-6 p. 2016.

HELBIG, A. **Electrohydrostatic Actuation: An Energy-Efficient Option for Machine Builders**. Hydraulics & Pneumatics. Setembro 2015.

HELDUSER, S. Electric-hydrostatic drive—an innovative energy-saving power and motion control system. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 213, n. 5, p. 427-437, 1999. ISSN 0959-6518.

HELDUSER, S. **Improved energy efficiency in plastic injection molding machines**. 8th Scandinavian International Conference on Fluid Power, SICFP. 3 2003.

HO, A. K. **Introduction to Subsea Engineering for Electrical Engineers** 2014.

HOROWITZ, I. M. Synthesis of Feedback Systems. **Academic Press**, 1963.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 10423. Petroleum and natural gas industries - Drilling and production equipment - Wellhead and christmas tree equipment. Genova, Suíça2009.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. ISO 13628-4. Petroleum and natural gas industries - Design and operation of subsea production systems - Part 4: Subsea wellhead and tree equipment. Genova, Suíça2010.

MAMMAN, S.; ANDRAWUS, J. A.; IYALLA, I. **Improving the Reliability of Subsea Valves**. Nigeria Annual International Conference and Exhibition: Society of Petroleum Engineers 2009.

MASHIBA, M. H. D. S. **A Influência dos Parâmetros de Operação e Projeto no Desempenho de Atuação Hidráulica de Válvulas Submarinas do Tipo Gaveta**. 2011. 215 pp. p. (Mestre em Engenharia Mecânica). Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica - COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, RJ, Brasil.

MAXON. **Maxon EC-4pole** 2014.

MENON, E. S. **Gas pipeline hydraulics**. Boca Raton, FL, USA: CRC Press, 2005. 407 p. ISBN 0-8493-2785-7.

MINAV, T. et al. **Direct Driven Hydraulic Drive**. The 9th International Fluid Power Conference. Aachen, Germany: 1-10 p. 2014.

MINAV, T. A.; HEIKKINEN, J. E.; PIETOLA, M. Electric-driven Zonal Hydraulics in Non-Road Mobile Machinery. In: INTECH (Ed.). **New Applications of Electric Drives**. Helsinki, Finland: InTech, 2015. cap. 6, p.145-165.

MORAIS, J. M. D. **Petróleo em águas profundas: uma história tecnológica da Petrobras na exploração e produção offshore**. Brasília, DF, Brasil: IPEA: Petrobras, 2013. 424 pp. p. ISBN 978-85-7811-159-5.

NAVARRO, R. **Performance of an electro-hydrostatic actuator on the F-18 systems research aircraft**. National Aeronautics and Space Administration, Dryden Flight Research Center, 1997.

NOGUCHI, A. **Estudo de um sistema de controle para um Manifold submarino de injeção**. 2014. (Especialista). Departamento Acadêmico De Eletrônica, Universidade Tecnológica Federal Do Paraná (UTFPR), Curitiba.

NOSTRANI, M. P. **Estudo teórico-experimental de um posicionador utilizando hidráulica digital de chaveamento rápido: Estudo de caso em bancada de ensaios para turbinas eólicas**. 2015. 169 p. Dissertação de Mestrado (Mestre em

Engenharia Mecânica). Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis-SC, Brasil.

OTTESTAD, M.; NILSEN, N.; HANSEN, M. R. **Reducing the static friction in hydraulic cylinders by maintaining relative velocity between piston and cylinder**. 12th International Conference on Control, Automation and Systems (ICCAS). JeJu Island, Coreia do Sul: IEEE: 764-769 p. 2012.

PATANÉ, E. **Implementação de Controle de Velocidade em Malha Fechada para Motores de Corrente Contínua Utilizando Sistema de Aquisição de Dados**. 2008. 123 p. (Dissertação (Mestrado). Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, Escola de Engenharia Mauá, São Caetano do Sul, SP.

PETROBRAS. Marco Regulatório. 2014. Disponível em: < <http://www.petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/marco-regulatorio/> >. Acesso em: 17 Fev. 2017.

PETROBRAS. Plano de Negócio e Gestão. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2015. Disponível em: < <http://www.petrobras.com.br/pt/quem-somos/estrategia/plano-de-negocios-e-gestao> >. Acesso em: 10 Set. 2015.

PETROBRAS. Plano Estratégico e Plano de Negócios e Gestão 2017-2021. Rio de Janeiro, RJ, Brasil, 2017. Disponível em: < <https://www.slideshare.net/petrobrasri/plano-estrategico-e-plano-de-negocios-e-gestao-20172021> >. Acesso em: 10 Jan. 2017.

PROSERV. **Subsea Control Systems** 2015.

QUAN, Z.; QUAN, L.; ZHANG, J. Review of energy efficient direct pump controlled cylinder electro-hydraulic technology. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 35, p. 336-346, 2014. ISSN 1364-0321.

RIZOS, D. D.; FASSOIS, S. D. **Maxwell slip model based identification and control of systems with friction**. 44th IEEE Conference on Decision and Control European Control Conference. CDC-ECC'05 Seville, Spain: IEEE: 4578-4583 p. 2005.

SILVA, J. C. D.; NASCIMENTO, J. C. D. Modelagem e Simulação Dinâmica. AMESim- Ambiente para Protótipos Virtuais. **Revista da Associação Brasileira de Hidráulica e Pneumática**, Maio-Junho 2002.

STENDEBAKKEN, O. I. **A reliability study of a Deepwater Vertical Xmas Tree with attention to XT retrieval rate**: Institutt for marin teknikk 2014.

SUISSE, B. E. **Research for dynamic seal friction modeling in linear motion hydraulic piston applications**. 2005. 73 p. M.S. thesis (M.Sc. in mechanical

engineering). Faculty of the Graduate School, University of Texas at Arlington, Texas, USA.

TEIXEIRA, P. L. **Análise teórico experimental de prensa dobradeira hidráulica controlada por bomba-motor com velocidade variável**. 2015. 154 p. Dissertação de Mestrado (Mestre em Engenharia Mecânica). Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, SC, Brasil.

TRAN, X. et al. Effect of friction model on simulation of hydraulic actuator. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part I: Journal of Systems and Control Engineering**, v. 228, n. 9, p. 690-698, 2014. ISSN 0959-6518-2041-3041.

VON LINSINGEN, I. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 4ª Edição Revista. Florianópolis, SC, Brasil: UFSC, 2013. 399 p. ISBN 85-328-00646-8.

VON LINSINGEN, I.; DE NEGRI, V. J. Fundamentals of Hydraulic Systems and Components. In: TOTTEN, G. E. e DE NEGRI, V. J. (Ed.). **Handbook of Hydraulic Fluid Technology**. 2ed. Boca Raton, FL: CRC Press, 2011. p.1-52.

WEBER, J. et al. **Novel System Architectures by Individual Drives**. 10th International Fluid Power Conference (10th IFK). Dresden, Alemanha. 2: 29-62 p. 2016.

YANG, X.; WUSHAN, C. DETECTION SYSTEM DESIGN OF SUBSEA TREE CONTROLLER. **International Journal of Computer Science and Engineering Survey**, v. 5, n. 5/6, p. 1, 2014. ISSN 0976-3252.

YERGIN, D. **A busca: Energia, segurança e a reconstrução do mundo moderno**. Intrínseca, 2014. ISBN 978-85-8057-568-2.

ZHANG, S.; MINAV, T.; PIETOLA, M. **Decentralized Hydraulics for Micro Excavator**. 15th Scandinavian International Conference on Fluid Power. Linköping, Suécia: 1-9 p. 2017.