

ADAPTAÇÃO DO ATUADOR DE VÁLVULA GAVETA SUBMARINA DE ÁGUAS
PROFUNDAS PARA ATUAÇÃO EM MENOR LÂMINA D'ÁGUA E BAIXA
PRESSÃO NA LINHA DE CONTROLE

Hugo Guedes Porto

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE
FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Aprovado por:

Prof. Fernando Augusto de Noronha Castro Pinto, Dr. Ing.

Prof. Gustavo César Rachid Bodstein, PhD

Prof. Thiago Gamboa Ritto, DSc

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

ABRIL DE 2013

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família que em todos os meus anos de estudo sempre me incentivou a me esforçar e sempre dar o máximo, sempre com muito amor e dedicação.

Agradeço aos meus amigos do trabalho e aos da faculdade que compartilharam essa jornada comigo, todos sempre sabendo que não seria nada fácil, mas sempre um ajudando ao outro quando preciso.

Agradeço ao meu mentor Sérgio Ricardo que me ensinou tanto sobre válvulas e que despertou o interesse dessa matéria dentro de mim. Sempre com muita paciência e bastante prestativo.

Agradeço ao meu orientador Fernando Castro Pinto que me acolheu como aluno na hora mais necessitada, dando toda a atenção necessária para que eu pudesse completar o meu ciclo da faculdade.

E finalmente, agradeço especialmente à minha noiva Daniele que sempre esteve ao meu lado e foi minha guia nos momentos mais difíceis e nos momentos mais felizes também. Posso escrever com toda segurança do mundo que sem ela nada disso seria possível.

RESUMO

Este projeto de conclusão de curso tem como objetivo o desenvolvimento de um projeto de adaptação de uma válvula gaveta submarina atuada, considerando todas as premissas de projeto especificadas pelo contratante do serviço e com tentativa de reduzir o custo de produção em geral e reduzir o prazo para a entrega, sem comprometer a qualidade e segurança do equipamento.

Primeiramente, um cenário geral sobre a indústria de óleo e gás será apresentado, assim como uma introdução sobre válvulas, seus variados tipos e suas aplicações nos equipamentos submarinos.

Em seguida, será dada uma breve explicação sobre o funcionamento de uma válvula gaveta atuada, foco deste trabalho, de forma a introduzir os principais parâmetros a serem considerados para o projeto.

E finalmente, serão apresentadas as propostas de adaptação de uma válvula para os dados de entrada especificados, a análise de todos os impactos no custo e prazo que elas causam, e a escolha de qual proposta será utilizada considerando todos os pontos analisados anteriormente.

ABSTRACT

The present work has as its objective the development of a project to adapt a subsea actuated gate valve, taking into account all of the specifications presented by the service contractor and aiming to reduce production costs in general and to reduce the delivery time, without compromising the quality and safety of the equipment.

First, an overview of the oil and gas industry will be presented, as well as an introduction to valves, its types and applications on subsea sub-systems.

Then, a brief explanation about the functionality of an actuated gate valve, which is the main focus of this work, will be shown, in order to explain the main variables to be considered during a valve project.

Finally, proposals for an adaptation of a gate valve for new entry data specified will be presented, as well as an analysis of the main impacts on costs and delivery time they would cause and the proposal chosen to be used considering every point analyzed previously.

Sumário

1.	Introdução	8
1.1.	Breve histórico sobre a exploração de óleo e gás.....	8
1.2.	Importância da produção de óleo e gás no cenário mundial moderno	10
1.3.	Cenário da indústria	11
1.4.	Histórico sobre válvulas e sua utilização	12
1.5.	Objetivo.....	13
2.	Introdução a Válvulas.....	14
2.1.	Tipos de válvulas e suas aplicações	14
2.1.1.	Válvula de bloqueio	14
2.1.2.	Válvula de controle	16
2.1.3.	Válvula direcional	16
2.2.	Válvulas submarinas	17
2.2.1.	Válvula gaveta.....	17
2.2.2.	Válvula esfera.....	20
2.2.3.	Válvula de retenção	21
2.3.	Disposição em um campo de exploração e em um equipamento submarino	22
3.	Válvula Gaveta Submarina.....	24
3.1.	Projeto, homologação e teste.....	24
3.2.	Tipos de atuadores.....	29
3.3.	Componentes principais	31
3.3.1.	Corpo.....	31
3.3.2.	Bonnet	32
3.3.3.	Atuador.....	33
3.4.	Premissa de funcionamento e cálculo	35
3.4.1.	Vedação entre gaveta e sede.....	35
3.4.2.	Diagrama de forças.....	37
3.4.3.	Atrito	38
3.4.4.	Acionamento do atuador	39
3.5.	Principais fatores que influenciam o projeto de uma válvula gaveta atuada.....	42
3.5.1.	Pressão na passagem (<i>bore</i>) do fluido	42
3.5.2.	Diâmetro do pistão e câmara do pistão	42
3.5.3.	Lâmina d'água.....	42
3.5.4.	Pressão na linha de controle	43

3.5.5.	Robustez da mola	43
3.5.6.	Fluido de controle utilizado para acionamento	43
4.	Projeto	45
4.1.	Apresentação do caso	45
4.2.	Projeto original da válvula	46
4.3.	Mudanças propostas	48
4.3.1.	Alteração do pistão (opção A).....	48
4.3.2.	Alteração da mola (opção B).....	58
4.4.	Consequências do projeto.....	63
4.5.	Viabilidade e demais considerações.....	66
4.5.1.	Mudança da vedação do pistão.....	66
4.5.2.	Mudança da câmara do pistão	66
4.5.3.	Mudança do pistão / haste média	67
4.5.4.	Mudança da mola	67
4.5.5.	Valores teóricos encontrados	68
4.5.6.	Resumo dos pontos.....	69
4.6.	Proposta escolhida.....	69
5.	Conclusão.....	70
6.	Sugestões de trabalhos futuros	71
7.	Referências.....	72
8.	Apêndices.....	73
8.1.	Memórias de Cálculo	73
8.2.	Desenhos de Fabricação.....	73

Índice de Figuras

Figura 1: Campo de petróleo - Pennsylvania, 1862 [1].....	8
Figura 2: Torre de perfuração - Oklahoma, 1922 [1].....	9
Figura 3: Posto de combustível [1]	10
Figura 4: Refinaria de petróleo - Washington, EUA [1]	11
Figura 5: Esboço de desenho antigo [2].....	12
Figura 6: Válvula de bloqueio de superfície [3].....	14
Figura 7: Choke [3]	16
Figura 8: Válvula gaveta manual [3].....	17
Figura 9: Válvula gaveta atuada, tipo FSC (esquerda) e FSO (direita) [3]	18
Figura 10: Válvula gaveta atuada, tipo FAI [3].....	19
Figura 11: Válvula esfera atuada [3]	20
Figura 12: Representação 2D de uma <i>check valve</i> [3]	21
Figura 13: Válvulas gaveta atuadas numa Árvore de Natal Molhada [3]	22
Figura 14: Desenho esquemático de uma tubulação de um manifold [3]	23
Figura 15: Válvula e atuador durante qualificação [3].....	27
Figura 16: Válvula e atuador durante teste de fábrica [3]	28
Figura 17: Válvula com atuador M3000 [3].....	29
Figura 18: Válvula com atuador M1XX [3].....	30
Figura 19: Válvula e atuador M120 [3].....	30
Figura 20: Peças do corpo [3]	31
Figura 21: Peças do bonnet [3].....	32
Figura 22: Peças de um atuador [3].....	34
Figura 23: Antes do início do escoamento [3]	35
Figura 24: Início do escoamento [3]	36
Figura 25: Escoamento interrompido pela gaveta e sede jusante [3].....	36
Figura 26: Diagrama de forças [3]	37
Figura 27: UV stem packing [3].....	38
Figura 28: Acionamento do atuador [3]	39
Figura 29: Gráfico de teste demonstrativo (Pressão x tempo) [3].....	41
Figura 30: Montagem do atuador mostrando o pistão que será alterado [3].....	48
Figura 31: Novo pistão com diâmetro externo de 177,8 mm (cota na figura em polegadas) [3]	49
Figura 32: Nova configuração do atuador [3]	57
Figura 33: Nova mola com arame de diâmetro 49,8 mm [3]	62
Figura 34: Câmara do pistão modificado (cotas da figura em polegadas) [3].....	63

Índice de Tabelas

Tabela 1: Pressão de trabalho [4]	24
Tabela 2: Classe de Temperatura [4].....	25
Tabela 3: Classe de Material [4].....	25
Tabela 4: Propriedades dos fluidos de controle [9]	44
Tabela 5: Pontos que favorecem a escolha cada opção	69

Glossário

ANM	Árvore de Natal Molhada
API	Instituto Americano de Petróleo
FAI	Falha Como Está
FAT	Teste de Aceitação de Fábrica
FPSO	Unidade Flutuante de Armazenamento e Transferência
FSC	Falha Fecha
FSO	Falha Abre
MCV	Módulo de Conexão Vertical
PLEM	Manifold de Final de Tubulação
PLET	Terminação Final de Tubulação
PSL	Nível de Especificação de Produto
PVT	Teste de Verificação de Performance
ROV	Veículo Operado Remotamente
SCM	Módulo de Controle Submarino

1. Introdução

1.1. Breve histórico sobre a exploração de óleo e gás

O petróleo bruto tem sido utilizado pelas civilizações há mais de 3000 anos. Óleo em geral tem sido usado desde início da história humana para manter fogueiras e chamas em geral, e também inevitavelmente para a guerra.

Sua importância na economia mundial evoluiu de forma gradual, com óleo de baleia sendo utilizado para a iluminação durante o século XIX. A Revolução Industrial gerou uma grande e crescente necessidade de energia, que foi impulsionado principalmente pelo carvão, assim como outras fontes. No entanto, descobriu-se que o querosene poderia ser refinado a partir do petróleo no formato bruto e, por consequência, utilizado como um combustível de aquecimento e luz.



Figura 1: Campo de petróleo - Pennsylvania, 1862 [1]

Em meados do século XIX, poços de exploração de petróleo já se instalavam no extinto Império Russo, Canadá e Estados Unidos (mostrado na figura 1), sendo esses os países pioneiros na prática de exploração. A primeira refinaria de óleo moderna foi inaugurada na Polônia na mesma época, assim como o primeiro navio cargueiro foi

construído na Suécia na segunda metade do mesmo século. Estes exemplos mostram o início de como a tecnologia foi desenvolvida para viabilizar a exploração e transporte do petróleo e sua indústria como um todo.



Figura 2: Torre de perfuração - Oklahoma, 1922 [1]

Com o tempo, a demanda do petróleo só aumentou e a exploração do óleo, conforme mostrado na figura 2, se expandiu consideravelmente, e no século XX tornou-se o bem mais valioso negociado no mercado mundial.

1.2.Importância da produção de óleo e gás no cenário mundial moderno

Atualmente, a indústria do petróleo é considerada vital para muitas indústrias e para economias de alguns países que são altamente envolvidos na exportação e importação de óleo e gás.

O petróleo é a matéria prima de muitos produtos que se tornaram essenciais no dia a dia da humanidade, como plástico e asfalto, assim como itens de extrema necessidade, como produtos farmacêuticos e combustíveis, este adquirido em postos conforme mostrado na figura 3.



Figura 3: Posto de combustível [1]

No cenário atual, o petróleo é responsável por grande parte do fornecimento de energia no mundo, variando de 32% de média nos países europeus e asiáticos até consideráveis 53% no Oriente Médio [1].

1.3.Cenário da indústria

O *American Petroleum Institute* (API) secciona a indústria de óleo e gás em cinco setores diferentes, porém é mais comum encontrar outras definições em que a divisão se dá em três setores básicos: *downstream*, *midstream* e *upstream*.

O setor de *downstream* é geralmente referenciado pelo refino do petróleo e do processamento e purificação do gás natural, como na refinaria mostrada na figura 4.



Figura 4: Refinaria de petróleo - Washington, EUA [1]

O setor de *midstream* é o responsável pelo transporte, armazenamento e comercialização do petróleo e seus derivados, assim como gás natural. Este setor às vezes é definido como sendo apenas uma subclassificação do setor *downstream*.

E finalmente, o setor de *upstream* é o que se responsabiliza pela exploração e produção do petróleo. Este é o setor em que esse trabalho mais se referenciará, pois é onde as válvulas submarinas se encontram, sejam em tubulação (*pipeline*), árvores de natal molhada (ANM ou *Subsea XT*), manifold, *pipeline end termination* (PLET), módulos de conexão vertical (MCV), etc.

1.4.Histórico sobre válvulas e sua utilização

Não é possível determinar com certeza quando foi inventada a válvula, visto que, por definição, uma válvula é um equipamento utilizado para bloquear o escoamento de um determinado fluido em alguma tubulação ou reservatório.

Sendo assim, há registros de que as civilizações antigas já percebiam a necessidade da criação de um mecanismo como esse, sendo que essas utilizavam pedras, galhos e troncos para regular o fluxo de um rio, assim como direcionar esse fluxo para o interesse do ser humano.

Com o tempo, cada civilização foi aperfeiçoando seus aparatos conforme necessidade e com conhecimento adquirido (desenho mostrado na figura 5).

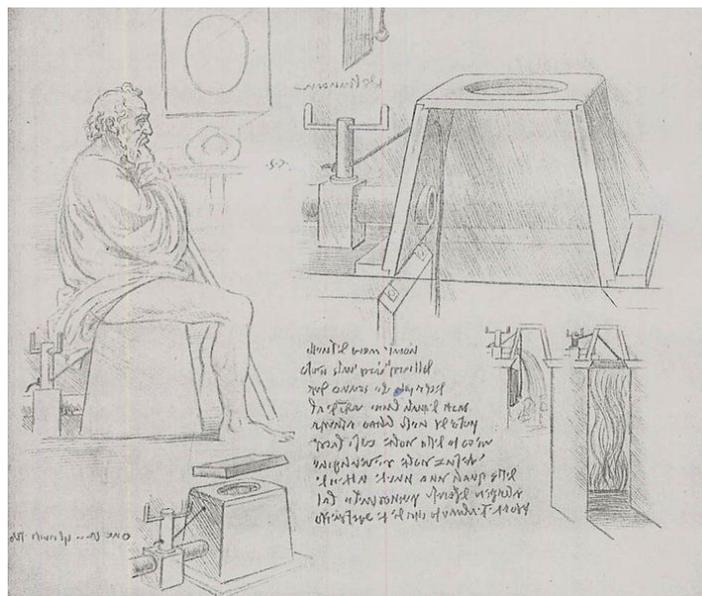


Figura 5: Esboço de desenho antigo [2]

O nascimento do conceito de válvula de bloqueio e controle de escoamento como conhecemos hoje pode ser datado da revolução industrial, onde a produção dessas começou em escala industrial. Em meados do século XIX, com o avanço e crescimento acelerado das cidades, surgiu a necessidade do abastecimento de água, e com isso foram criados os hidrantes, que agem como válvulas de bloqueio. Estes também eram úteis para combate contra um eventual incêndio, facilitando o acesso à água.

A invenção da válvula gaveta é um assunto discutível, visto que durante o século XIX houve o registro de patente do projeto nos EUA. Mas dependendo de onde se procura, seu nascimento é datado e contado de forma diferente.

O que há em comum é que o surgimento da válvula gaveta moderna se deu pela simples necessidade de bloqueio de certo fluido sem vazamento enquanto ela está fechada e a permissão total desse escoamento enquanto ela está aberta.

1.5. Objetivo

Este trabalho tem como objetivo apresentar um projeto de adaptação de uma válvula gaveta submarina atuada, visando o reaproveitamento de peças de uma válvula diferente tentando diminuir o prazo de entrega e custos em geral.

Para isso, deve-se antes entender como é a construção de uma válvula, mostrando os componentes principais e suas funções no equipamento, assim como o seu funcionamento.

Também devem ser antes analisados todos os parâmetros que mais influenciam o projeto de uma válvula gaveta atuada, para que estes sejam modificados de maneira a se adaptar aos novos dados de entrada, sem comprometer o funcionamento do equipamento como um todo.

2. Introdução a Válvulas

2.1. Tipos de válvulas e suas aplicações

Há diversos tipos de válvula que são utilizadas não só na indústria de óleo e gás, mas também como nas demais indústrias e aplicações variadas. Abaixo estão citados os tipos mais comuns em questão de utilização.

2.1.1. Válvula de bloqueio

As válvulas de bloqueio são potencialmente as mais comuns encontradas na indústria. Essas têm o simples objetivo de bloquear o escoamento de um fluido em uma dada tubulação ou permitir totalmente a sua passagem, como mostra a figura 6.

São exemplos notórios as válvulas gaveta, esfera e de retenção. Esses três tipos de válvula de bloqueio citadas serão explicadas em seguida, mas mais adiante serão mostradas suas aplicações sob a logística de um sistema submarino.

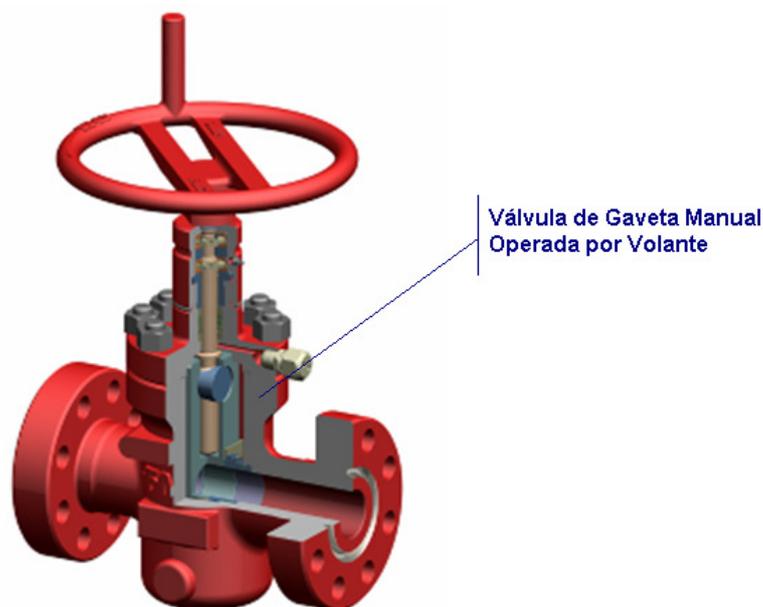


Figura 6: Válvula de bloqueio de superfície [3]

2.1.1.1. Válvula de bloqueio tipo gaveta

A válvula de bloqueio tipo gaveta, conforme mostrado na figura anterior, dota de um obturador tipo gaveta para bloquear o escoamento de uma tubulação. A gaveta é solidária a uma haste, que a interliga a uma manopla rotativa que pode ser acionada manualmente.

2.1.1.2. Válvula de bloqueio tipo esfera

A válvula de bloqueio tipo esfera utiliza uma esfera lapidada para o bloqueio ou passagem do escoamento de fluido em seu interior, girando a manopla manualmente em 90 graus.

2.1.1.1. Válvula de bloqueio de retenção

A válvula de bloqueio de retenção não necessita de intervenção manual para que ela funcione conforme esperado. Ela é utilizada para bloquear o escoamento em apenas um dos sentidos, possuindo um mecanismo de portinhola que abre ao receber pressão do fluido de um dos lados e fecha ao receber pressão pelo sentido contrário.

2.1.2. Válvula de controle

As válvulas de controle são aquelas que permitem o controle preciso de quanto fluido deve passar e quanto deve ser bloqueado na tubulação, e ao mesmo tempo permitem o escoamento total ou seu total bloqueio, caso seja necessário.

Sob a perspectiva da indústria de equipamentos submarinos, as válvulas de controle geralmente são representadas pelo *choke*, ilustrado na figura 7.

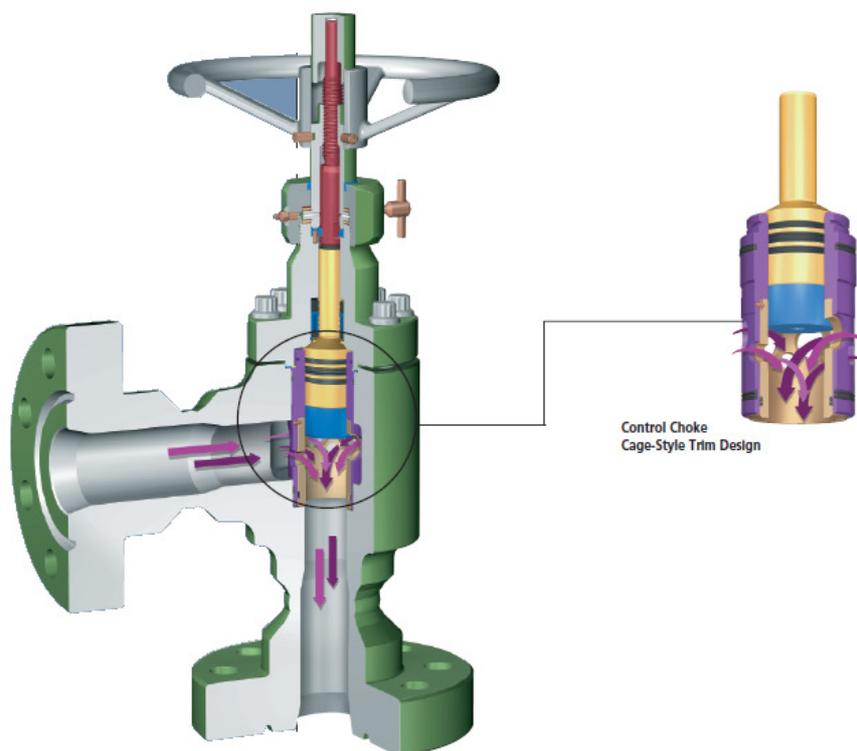


Figura 7: Choke [3]

2.1.3. Válvula direcional

Válvulas direcionais, como o próprio nome já evidencia, direcionam um fluido para o local desejado, dependendo de como ela é acionada.

2.2. Válvulas submarinas

2.2.1. Válvula gaveta

A válvula gaveta submarina tem o mesmo mecanismo de funcionamento da válvula gaveta normal: trata-se de um corpo de válvula em que uma gaveta, ou obturador, encontra-se situada em seu meio de forma que esta pode ser acionada para permitir a passagem de um fluido ou bloqueá-lo.

As válvulas gaveta submarina podem ser divididas em dois tipos bem distintos: manual e atuada.

O mecanismo da válvula manual (ilustração em corte mostrada na figura 8) consiste na atuação através de uma interface em forma de haste, que ao ser girada, transmite esse movimento de torque ao obturador, que se movimenta linearmente subindo ou descendo. Dependendo da lamina d'água, a atuação só pode ser realizada por um veículo operado remotamente (*ROV - remotely operated vehicle*). Em águas rasas, a atuação pode ser feita por um mergulhador.

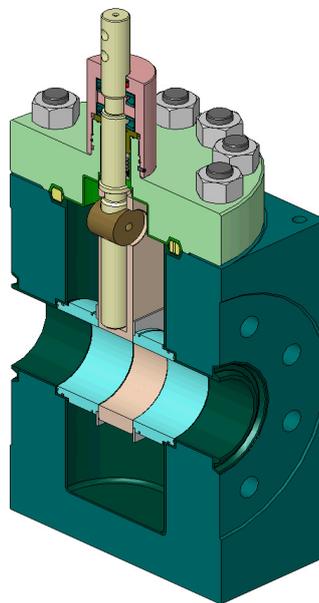


Figura 8: Válvula gaveta manual [3]

A válvula atuada possui um atuador, geralmente hidráulico, que é acionado remotamente da plataforma ou Unidade flutuante de armazenamento e transferência

(FPSO - *Floating production storage and offloading*), e faz a gaveta se movimentar para a posição desejada (ilustração em corte mostrada na figura 9).

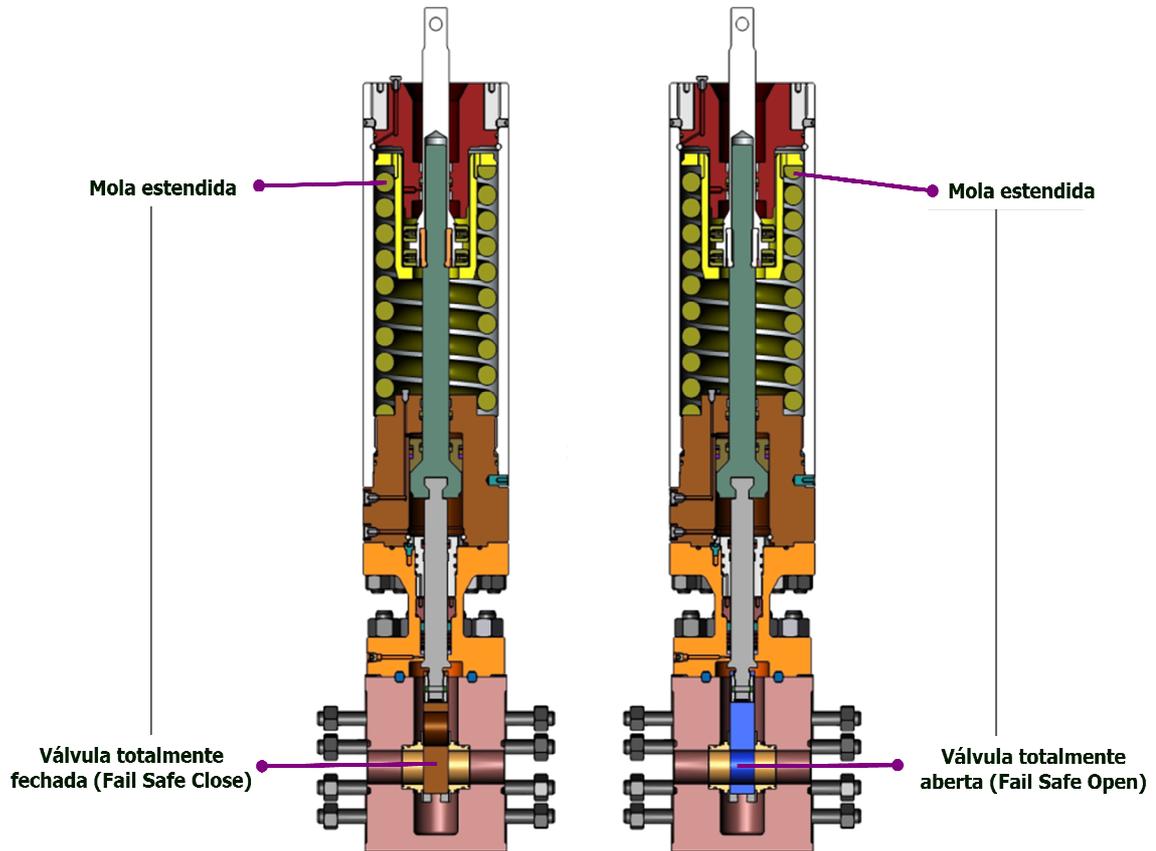


Figura 9: Válvula gaveta atuada, tipo FSC (esquerda) e FSO (direita) [3]

Uma subclassificação dessas válvulas atuadas referencia à posição final da gaveta no caso de uma falha de operação hidráulica. Se no caso de perda de comunicação é desejado que a válvula mantenha-se aberta para continuar a produção de um poço, por exemplo, escolhe-se construir uma válvula falha abre (*FSO - fail safe open*). Se a situação for inversa, isto é, é desejado que haja o bloqueio da tubulação no caso de falha, escolhe-se a falha fecha (*FSC - fail safe close*). Se a escolha é indiferente ou se é desejado que a válvula permaneça como está assim que ocorrer a falha, é utilizada a falha como está (*FAI - fail as is*), conforme mostrado na figura 10.

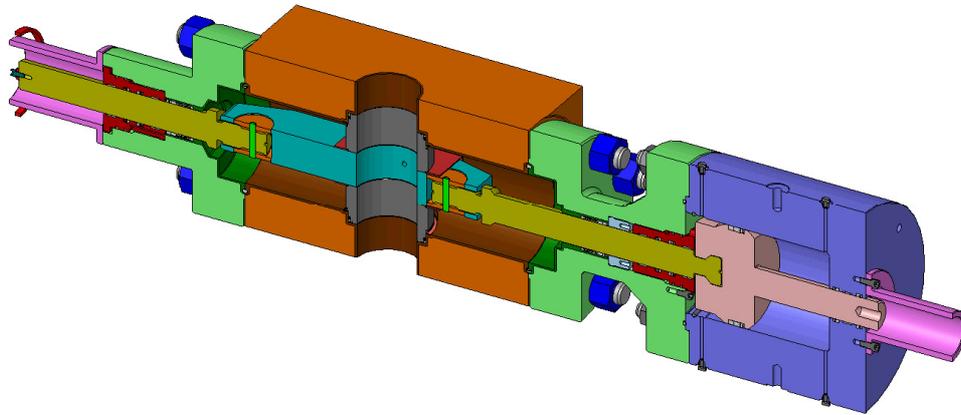


Figura 10: Válvula gaveta atuada, tipo FAI [3]

No caso das válvulas FSO e FSC, o retorno automático do obturador à posição original se dá por uma mola.

É importante também ressaltar que todas as válvulas atuadas possuem a interface mecânica para que a mesma seja atuada manualmente em caso de falha, chamado de sistema de acionamento secundário (*override*).

A válvula que será estudada mais adiante se trata de uma válvula atuada *fail safe close* (FSC).

2.2.2. Válvula esfera

A válvula esfera abre e fecha ao girar a manopla ou haste conectada à esfera pela qual passa o escoamento da tubulação. É geralmente usada para diâmetros nominais grandes de tubulação (ilustração em corte mostrada na figura 11).

Assim como a válvula gaveta submarina, a válvula esfera também pode ser manual e atuada, podendo a atuada ser tipo FSC, FSO ou FAI.

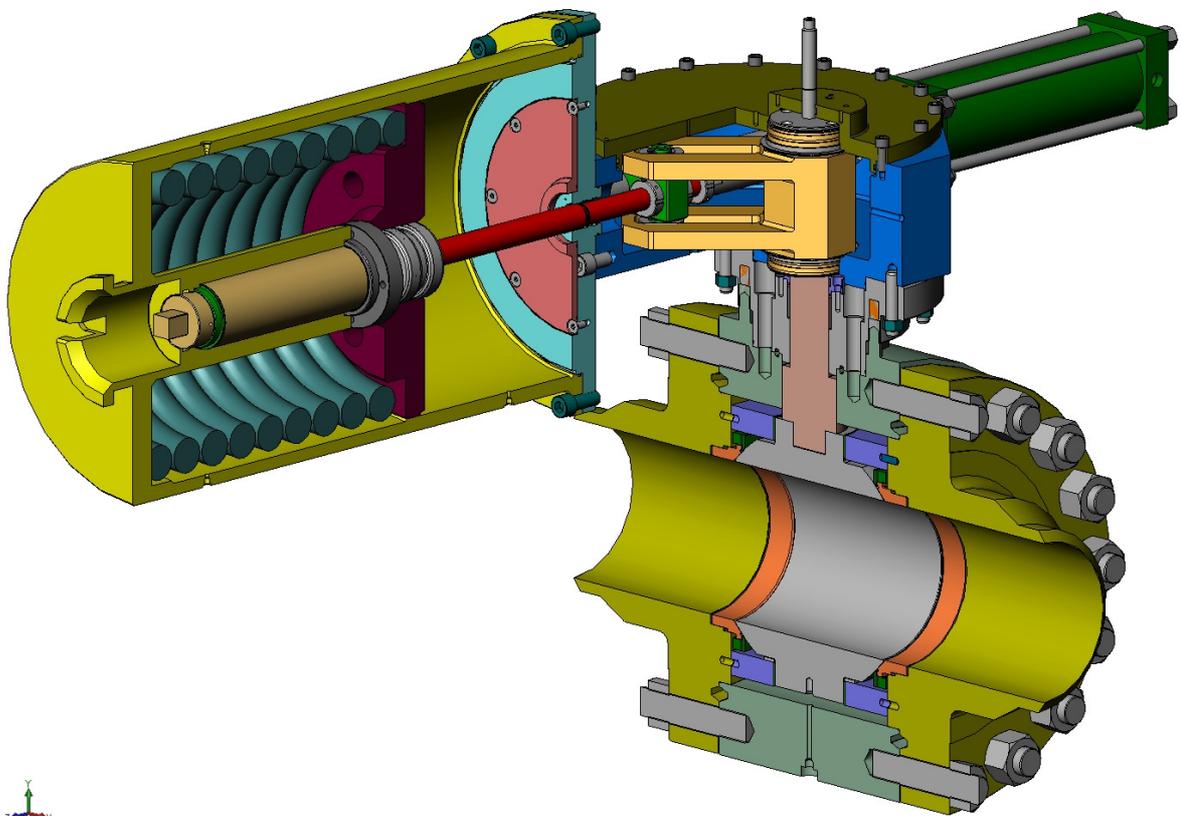


Figura 11: Válvula esfera atuada [3]

2.2.3. Válvula de retenção

As válvulas de retenção, também conhecidas como *check valve*, tem como objetivo unicamente bloquear o escoamento em apenas um dos sentidos, assim como a válvula de retenção normal explicada anteriormente, conforme mostrado no desenho esquemático na figura 12.

A válvula de retenção é empregada em situações em que um contra fluxo inesperado pode representar um risco ao equipamento ou tornar o ambiente inseguro. Se por acaso surgir este fenômeno, ela fecha a passagem simplesmente por receber a carga pelo escoamento em si.

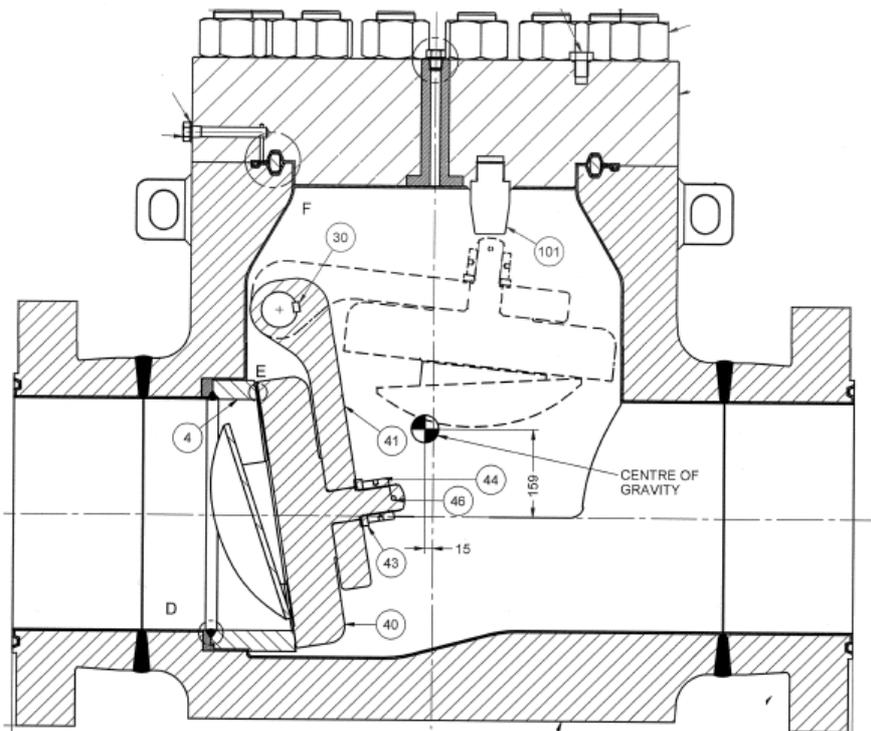


Figura 12: Representação 2D de uma *check valve* [3]

2.3. Disposição em um campo de exploração e em um equipamento submarino

As válvulas são utilizadas em diversos equipamentos submarinos, sendo dos mais variados tipos dependendo de sua necessidade.

A árvore de natal molhada (mostrada na figura 13) geralmente é a primeira barreira do fluido de produção após sua saída do poço, logo, a fim de evitar uma possível catástrofe, é preferido utilizar válvulas gaveta atuadas, que possuem o mecanismo de retorno por mola.

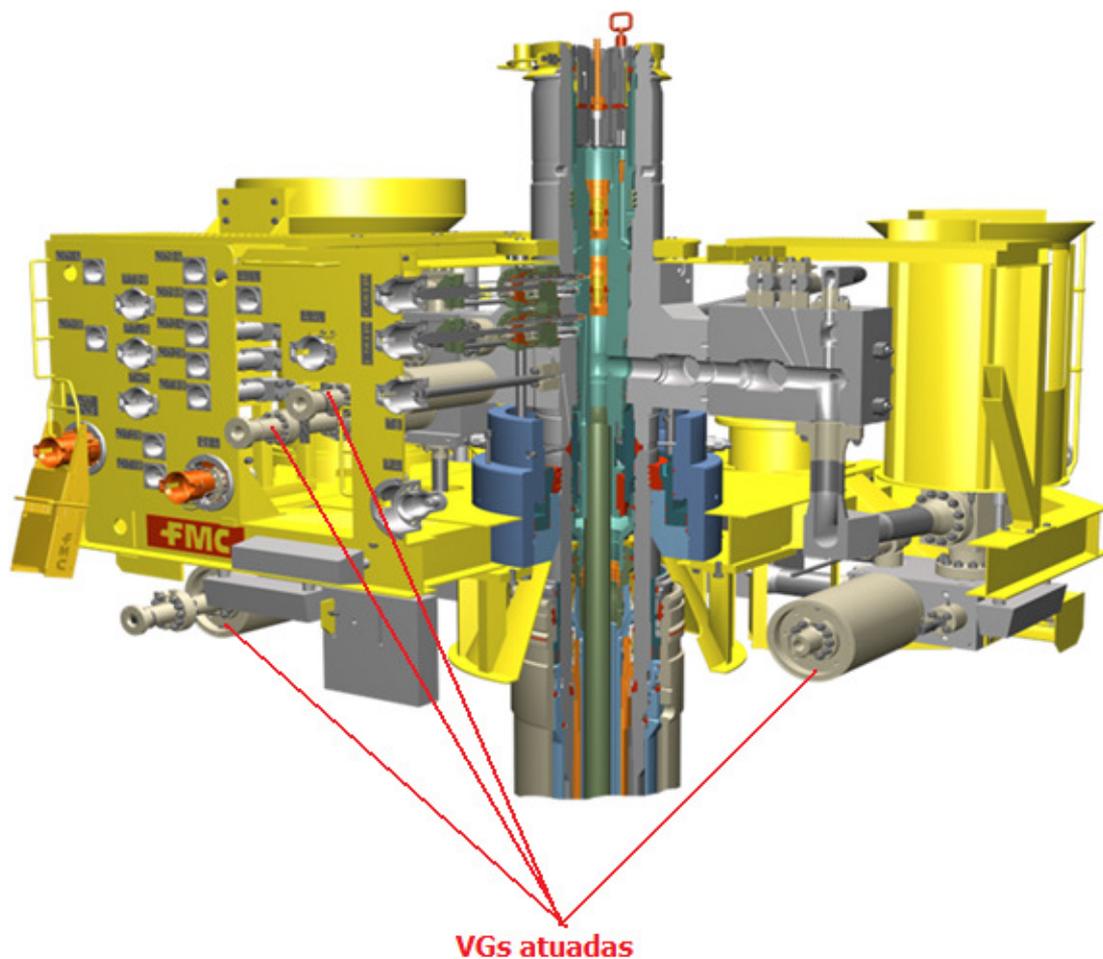


Figura 13: Válvulas gaveta atuadas numa Árvore de Natal Molhada [3]

Em casos em que não haja essa mesma necessidade de urgência, as válvulas gaveta ou esfera manuais podem ser utilizadas. Esses são os casos de linhas secundárias de produção e injeção, que engloba manifolds (desenho esquemático de sua tubulação mostrado na figura 14), PLETs e PLEMs, por exemplo.

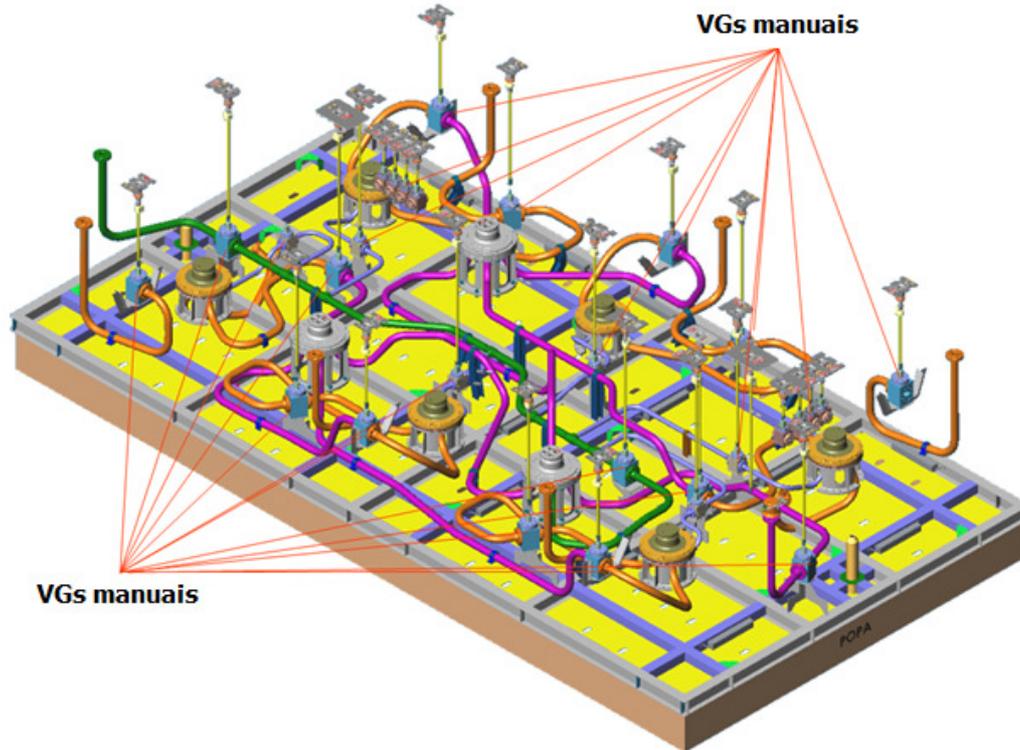


Figura 14: Desenho esquemático de uma tubulação de um manifold [3]

3. Válvula Gaveta Submarina

3.1. Projeto, homologação e teste

Ao projetar uma válvula submarina, alguns fatores de extrema importância devem ser considerados para que a válvula atenda perfeitamente aos requisitos do cliente e do campo/fluido de produção a qual essa será submetida.

Logo, para que o projeto de válvula tenha a funcionalidade e vida útil esperada, devem-se estudar as classes de pressão, temperatura e material, assim como os requisitos de nível de qualidade (*Product Specification Levels* - PSL).

A classe de pressão é o requisito que define a pressão na qual o fluido de produção ou injeção atingirá a válvula, e deve ser definido pelo solicitante que a utilizará em um equipamento em um campo de exploração. A classe de pressão para válvulas submarinas é, em geral, regida pela norma API 6A, e é definida conforme mostrado na tabela 1.

Tabela 1: Pressão de trabalho [4]

Pressão de Trabalho segundo API 6A		
Classe	Pressão (psi)	Pressão (MPa)
2000	2.000	13,8
3000	3.000	20,7
5000	5.000	34,5
10000	10.000	69,0
15000	15.000	103,5
20000	20.000	138,0

A classe de temperatura informa o valor de temperatura do fluido que atingirá a válvula, e também deve ser definido pelo solicitante do equipamento. Geralmente é informado um valor máximo e um valor mínimo possível de temperatura, e partir desses valores, deve-se avaliar o material escolhido das peças e das vedações, principalmente as elastoméricas. Assim como a classe de pressão, a classe de temperatura também é regulada pela norma API 6A, e é definida conforme mostrado na tabela 2.

Tabela 2: Classe de Temperatura [4]

Classe de Temperatura segundo API 6A				
Classificação de Temperatura	Range de temperatura			
	Mínima (°C)	Máxima (°C)	Mínima (°F)	Máxima (°F)
K	-60	82	-75	180
L	-46	82	-50	180
N	-46	60	-50	140
P	-29	82	-20	180
R	Ambiente	Ambiente	Ambiente	Ambiente
S	-18	60	0	140
T	-18	82	0	180
U	-18	121	0	250
V	2	121	35	250

A classe de material é ditada pela corrosividade do fluido de produção ou injeção. Uma análise química do fluido proveniente do poço deve ser realizada a fim de quantificar a quantidade de certos componentes e características, como presença de H₂S, CO₂, temperatura, pH e concentração de cloretos. A norma API 6A classifica os materiais conforme mostrado na tabela 3 em seguida:

Tabela 3: Classe de Material [4]

Classe de material segundo API 6A		
Classe de material	Requisitos mínimos de material para corpos, <i>bonnets</i> e conexões de entrada e saída	Requisitos mínimos de material para peças sob pressão, hastes e mandris de tubulação
AA – Serviço Geral	Aço carbono ou aço baixa liga	Aço carbono ou aço baixa liga
BB – Serviço Geral	Aço carbono ou aço baixa liga	Aço Inoxidável
CC – Serviço Geral	Aço Inoxidável	Aço Inoxidável
DD – Serviço corrosivo	Aço carbono ou aço baixa liga	Aço carbono ou aço baixa liga
EE – Serviço corrosivo	Aço carbono ou aço baixa liga	Aço Inoxidável
FF – Serviço corrosivo	Aço Inoxidável	Aço Inoxidável
HH – Serviço corrosivo	Liga resistente à corrosão (CRA)	Liga resistente à corrosão (CRA)

Por último, temos a classificação por requisitos de nível de qualidade. Esta deve ser realizada pelo solicitante da válvula, que deve fazer uma análise de risco minuciosa e assim classificar o projeto como PSL-1, PSL-2, PSL-3, PSL-3G e PSL-4.

Essas classificações definem quais serão os tipos de inspeção das peças críticas (*pressure containing*) durante a fabricação e teste de fábrica. Quanto maior o número, maior a severidade do nível de inspeção. A classificação é realizada a partir da análise da aplicação do equipamento. Leva-se em conta a pressão a qual ele será submetido, a concentração de H₂S (corrosividade) do fluido que ele receberá e a natureza do fluido em si, se há possibilidade de trabalho com gás.

Uma peça é classificada com requisito PSL 1 quando esta irá trabalhar com pressões abaixo de 34,5 MPa (5.000 psi), não irá trabalhar com gás como fluido de produção e este tem baixa concentração de H₂S em sua composição. O material a ser empregado deverá passar por ensaio de tração, de impacto e de dureza, inspeção dimensional e visual e pode ser soldado sem necessidade de ensaios não destrutivos na região soldada.

A classificação de PSL 2 é dada para peças que irão trabalhar com pressões entre 34,5 MPa e 103,5 MPa (15.000 psi), mas com restrições de trabalho se o fluido tiver alta concentração de H₂S e se o fluido de produção for gás. O material deve ser submetidos a todos os requisitos PSL 1, além de necessitar rastreabilidade do componente, análise química, ensaios não destrutivos superficiais após usinagem e soldagem.

As classificações PSL 3 e 3G são dadas a peças que podem trabalhar com pressões acima de 103,5 MPa, tendo como diferença entre elas o trabalho com gás como fluido de produção (3G), adicionando severidade do teste a gás de fábrica. As peças com essa classificação são submetidas a todos os requisitos PSL 2, com adição da necessidade de ensaios não destrutivos volumétricos do material, assim como ensaio de dureza após um reparo por solda.

A classificação PSL 4 é empregada para peças que trabalharão em situações mais severas que as cobertas no escopo da norma internacional, e inclui todos os requisitos PSL 3 e 3G e alguns requisitos adicionais que irão depender da aplicação real do equipamento.

Após o projeto da válvula baseado em todas as informações citadas acima, essa deve passar por um processo de homologação. Esse processo é necessário sempre em casos de

novos projetos ou um projeto que tenha passado por melhorias para trabalhar em lâminas d'água maiores. Tudo isso é realizado como uma forma de comprovação de que a válvula opera assim como esperado na teoria.



Figura 15: Válvula e atuador durante qualificação [3]

Esse processo de qualificação (*Performance Verification Test – PVT*) geralmente é realizado conforme as normas API 6A e API 17D, porém, o cliente pode requisitar testes adicionais.

Durante esse processo, a válvula é testada em sua determinada pressão, temperatura e lâmina d'água máxima (mostrado na figura 15). A válvula é “ciclada” diversas vezes em todas essas condições e é desmontada ao final para verificar se houve danos em componentes críticos.

Após a aprovação na qualificação do produto, este pode ser fabricado para utilização, já que este teve seu funcionamento comprovado conforme esperado. Ainda assim, todas as válvulas fabricadas devem passar por testes de fábrica para comprovar a integridade do

material e verificar se a válvula e o atuador, quando aplicável, estão atuando conforme especificado e conforme observado durante o processo de qualificação, conforme mostrado na figura 16.



Figura 16: Válvula e atuador durante teste de fábrica [3]

3.2. Tipos de atuadores

Apesar de haver diversos modelos de atuador para válvula gaveta submarina, alguns são bem semelhantes aos outros, e basicamente se destacam em dois tipos bem distintos: M3000 e modelos M1XX.

Ambos os modelos possuem o mecanismo de retorno por mola para sua posição original, e possuem construção parecida, embora a diferença entre os dois modelos seja perceptível.

Para o atuador M3000, mostrado na figura 17, o sistema de molas é feito pela união de diversas molas belleville dentro do atuador. Além disso, o M3000 possui atuação secundária (*override*) linear, isto é, em caso de falha hidráulica, será necessário que um ROV acople uma ferramenta de acionamento linear na interface da válvula para que haja o acionamento.

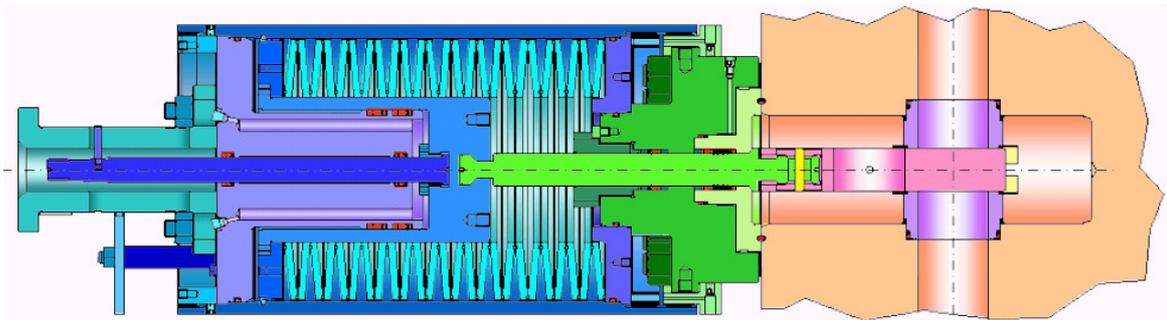


Figura 17: Válvula com atuador M3000 [3]

Para o modelo MXX, mostrado na figura 18, dentro do atuador há apenas uma mola, sendo esta helicoidal. E diferente do modelo citado acima, o acionamento secundário é dado pelo movimento rotativo, necessitando que o ROV acople uma ferramenta de torque na interface para atuar a válvula.

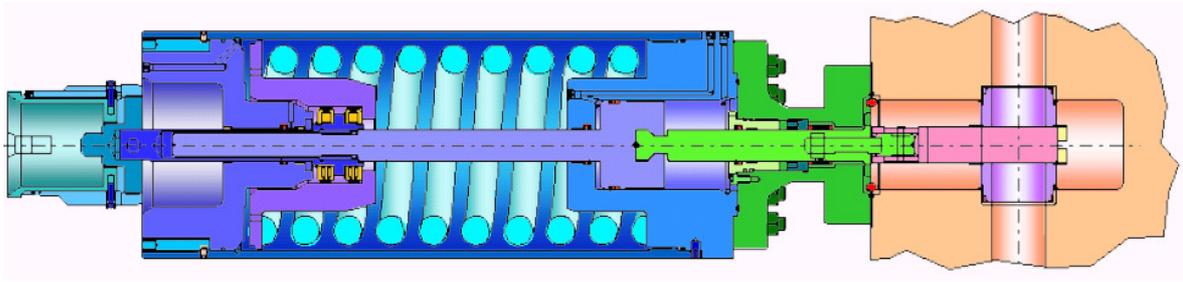


Figura 18: Válvula com atuador M1XX [3]

Esse trabalho aborda uma válvula gaveta atuada do modelo M120, de diâmetro nominal da passagem de 130 mm (5 1/8") e uma pressão de trabalho de 20,7 MPa (3.000 psi), mostrado na figura 19 abaixo.

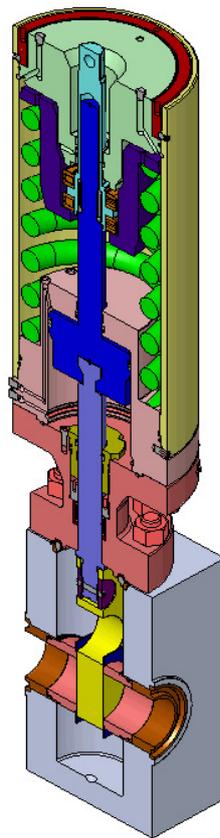


Figura 19: Válvula e atuador M120 [3]

3.3.Componentes principais

3.3.1. Corpo

O corpo é a peça de interligação entre a válvula gaveta e a tubulação, e também abriga alguns dos principais componentes responsáveis pelo funcionamento e vedação do mecanismo como um todo, como a gaveta e as sedes, mostradas em corte na ilustração da figura 20.

3.3.1.1. Gaveta

A gaveta é a parte móvel que garante o bloqueio do escoamento ou sua total passagem. É uma das peças mais importantes devido a ser atingida pelo fluido corrosivo quando fechada.

3.3.1.2. Sedes

As sedes estão localizadas entre os lados da gaveta, e são responsáveis por vedar a pressão e escoamento do fluido durante a posição fechada da gaveta.

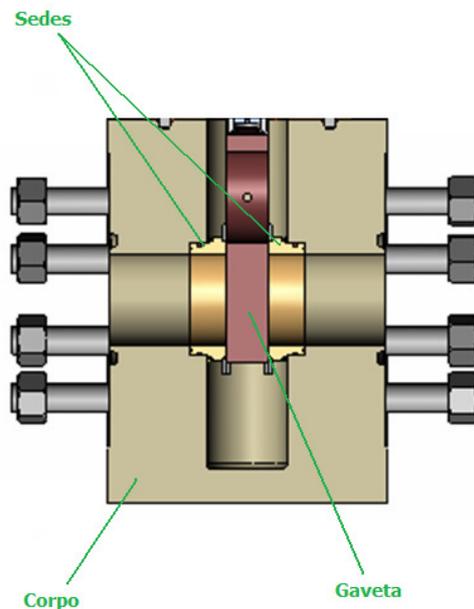


Figura 20: Peças do corpo [3]

3.3.2. Bonnet

O bonnet é a peça responsável pela vedação da parte superior da válvula, como mostra a figura 21. Está presente tanto no modelo manual quanto no atuado. Nas válvulas atuadas, o bonnet também opera como componente de interligação entre o corpo e o atuador.

3.3.2.1. Haste inferior

A haste inferior é o elemento responsável para que o movimento linear gerado no atuador ou movimento rotativo gerado pelo sistema de acionamento secundário (ou acionamento manual, no caso da válvula manual) seja transmitido à gaveta.

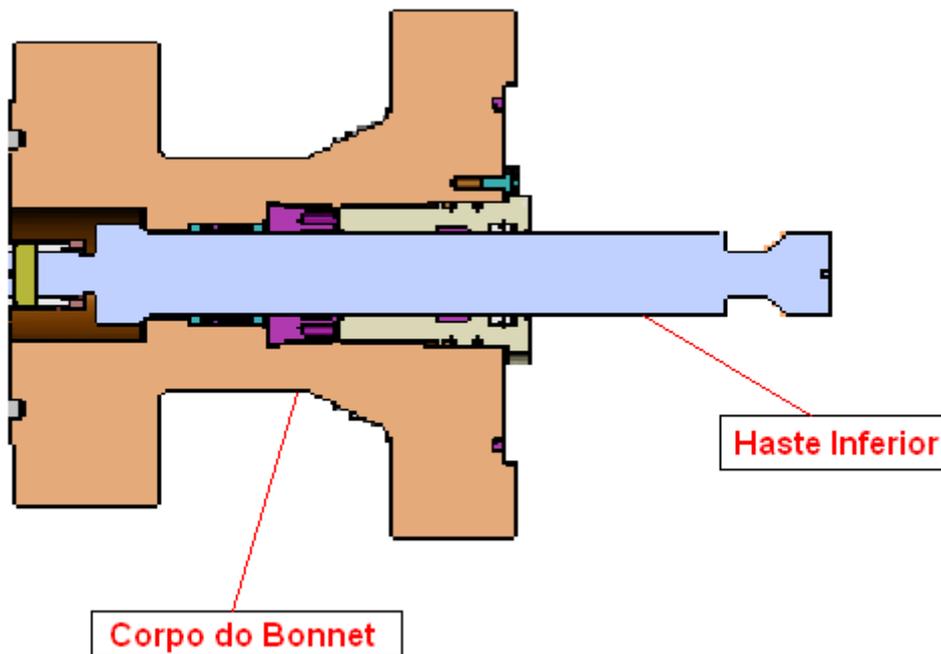


Figura 21: Peças do bonnet [3]

3.3.3. Atuador

O atuador abriga os principais componentes responsáveis pelo mecanismo que gera movimento linear à gaveta de forma a permitir e proibir o escoamento, como mostrado na figura 22.

3.3.3.1. Câmara do pistão

A câmara do pistão é a peça responsável por abrigar a haste média / pistão e de promover o seu movimento, e por consequência da gaveta, ao receber o fluido hidráulico pressurizado vindo de um módulo de controle submarino (SCM - *subsea control module*) ou da plataforma, por controle direto. A câmara abriga a mola auto-travante (mola garter), responsável por manter a haste dentro da câmara.

3.3.3.2. Haste média / pistão

A haste média é a peça responsável pela transmissão de movimento para a gaveta. Ela é solidária ao sistema de acionamento secundário e é também responsável por transformar o movimento rotativo em linear para a gaveta, quando aplicável.

3.3.3.3. Mola

A mola é o componente responsável pelo retorno da gaveta a sua posição original de aberta ou fechada, dependendo da válvula ser tipo FSC ou FSO.

É um dos elementos mais críticos devido a sua atuação. Ela deve ser capaz de permitir o acionamento da gaveta através da pressurização do pistão, isto é, não podendo ser robusta demais, e ao mesmo tempo deve ser capaz de promover o retorno da gaveta à sua posição original ao despressurizar a câmara do pistão.

Sua fabricação também é de extrema importância visto que se houver um desalinhamento em seu comprimento, isto pode acarretar em atrito da mola na parede interna do atuador, causando atrito indesejado comprometendo seu funcionamento.

3.3.3.4. Alojamento da mola

O alojamento da mola é a peça da parte externa do atuador que é responsável por abrigar a mola. Essa câmara deve sempre estar sempre preenchida com fluido hidráulico, para haja a compensação da pressão externa proveniente da lâmina d'água, que é realizado através da interligação do atuador a um sistema de compensação.

3.3.3.5. Hub da mola

O hub da mola é a peça responsável por realizar a compressão da mola durante o acionamento do atuador. Também deve ser projetada de forma que não permita um eventual desalinhamento da mola durante sua compressão, mantendo as folgas no menor valor possível.

3.3.3.6. Haste superior

A haste superior é responsável por receber o movimento rotativo gerado pela ferramenta de torque e transmitir esse movimento à uma porca de elevação que está solidária a haste média, e assim transmitindo o movimento à gaveta.

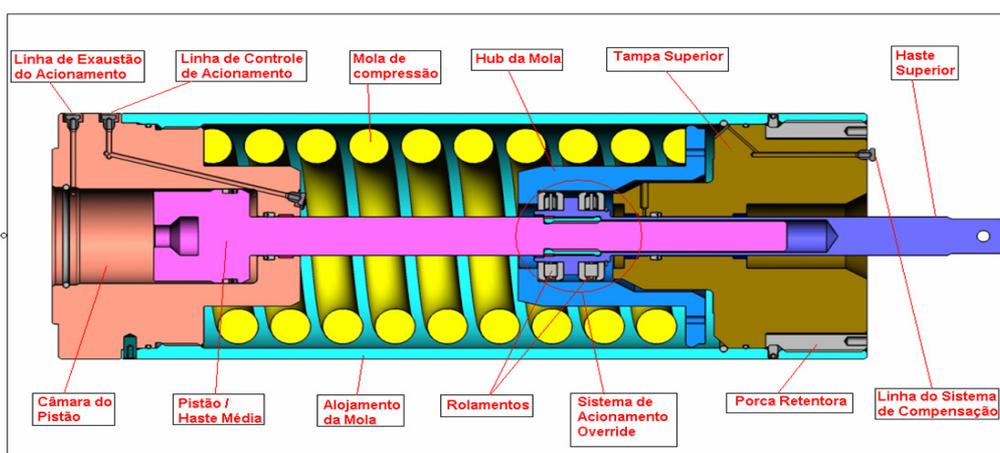


Figura 22: Peças de um atuador [3]

3.4.Premissa de funcionamento e cálculo

3.4.1. Vedação entre gaveta e sede

Para entender a dinâmica de funcionamento da vedação entre a gaveta e as sedes no corpo, podemos imaginar uma válvula em que a gaveta está fechada e não há passagem de fluido no início. Não há comunicação entre as regiões de montante (1), jusante (2) e cavidade do corpo (3), mas todas estão sob a mesma pressão inicial, logo $P1 = P2 = P3$, conforme mostrado na figura 23 abaixo (tipo FSO).

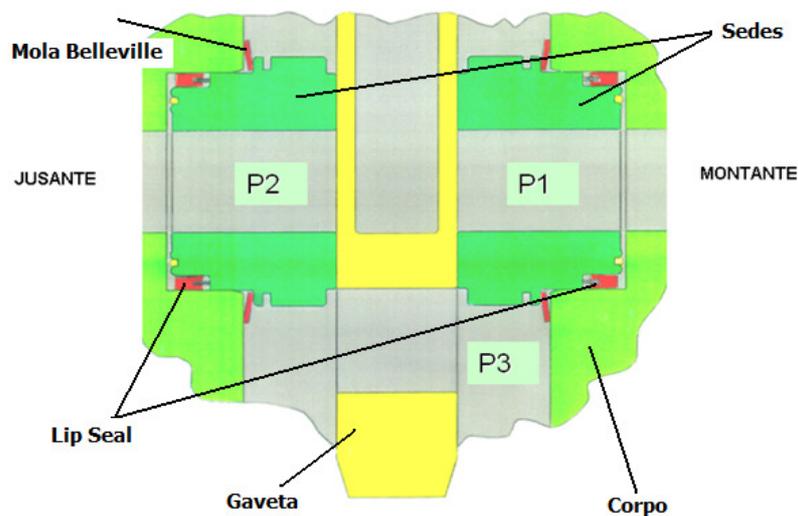


Figura 23: Antes do início do escoamento [3]

No estágio seguinte, consideramos que o fluido atingiu a gaveta pela montante e não obteve passagem, conforme mostrado na figura 24. A sede do lado montante é empurrada contra a gaveta e o *lip seal* permite a passagem do fluido e da pressão, já que este só veda em um sentido.

Por consequência, a gaveta será empurrada contra a sede do lado jusante, comprimindo a mola belleville e acionando a vedação de face da sede contra o corpo, conforme mostrado abaixo. Neste estágio, a pressão na região 1 será maior ou igual a pressão na região 3, e esta será maior que a região 2, que deve estar conforme sua pressão inicial.

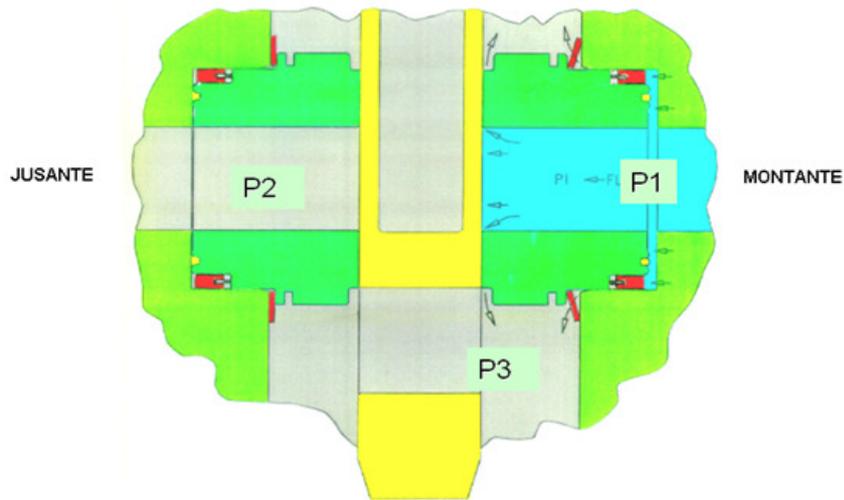


Figura 24: Início do escoamento [3]

No estágio final, mostrado na figura 25, o fluido já preencheu toda a cavidade do corpo, mas este não consegue passagem para o lado jusante devido à vedação do *lip seal* e da tensão de contato entre a sede jusante e o corpo. Neste estágio, $P1 = P3 > P2$.

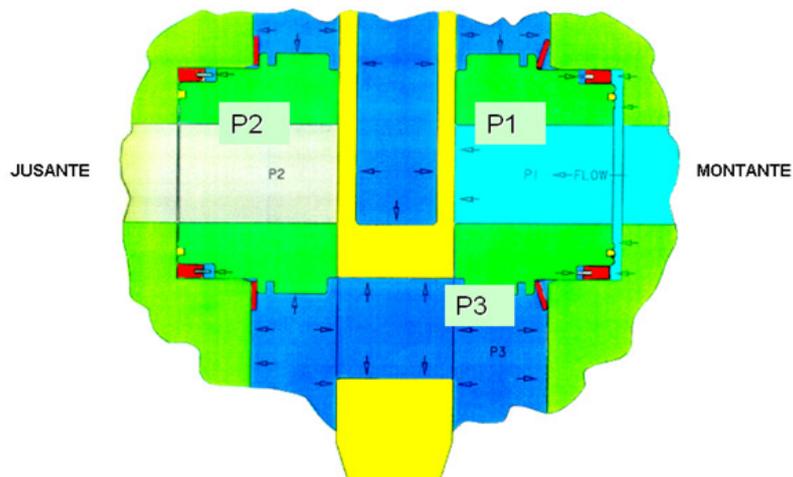


Figura 25: Escoamento interrompido pela gaveta e sede jusante [3]

3.4.2. Diagrama de forças

Para que seja feita a escolha da mola que irá compor o sistema do atuador, é preciso analisar os esforços que ocorrerão dentro da válvula levando em consideração as premissas dadas no projeto, mostrados no diagrama da figura 26.

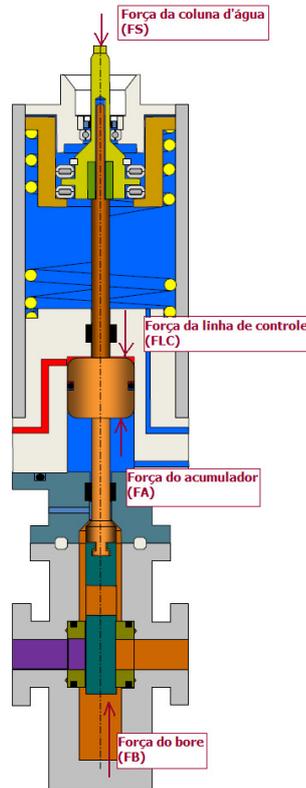


Figura 26: Diagrama de forças [3]

Os esforços a serem considerados são os que estão mostrados no diagrama acima. A pressão na passagem (*bore*) gera uma força (FB) para cima que tenta expulsar a gaveta de volta para sua posição original. Outra força no mesmo sentido é a força gerada pela pressão da coluna do fluido do acumulador (reservatório de compensação) na área inferior da haste média / pistão (FA).

No sentido contrário temos a força gerada pela pressão do fluido da linha de controle que está conectada à área superior da haste média / pistão, que é o pórtico que será pressionado para atuar a válvula, e temos também a força impressa pela coluna d'água, que atua na haste superior e depende exclusivamente da profundidade que o equipamento será instalado.

3.4.3. Atrito

As forças de atrito geradas durante o acionamento da válvula também devem ser consideradas durante o projeto de uma válvula.

Existem alguns pontos que geram atrito durante o acionamento do atuador, mas o mais crítico de todos é o atrito entre a gaveta e a sede no lado jusante, já que na posição fechada, a gaveta estará sendo empurrada por toda a força gerada pela pressão na passagem. Após a soma de toda a força contrária que é gerada, repara-se que essa força de atrito contará por mais de 90% do valor total encontrado.

Ainda assim, deve também ser levado em consideração o atrito gerado pelas vedações elastoméricas, como o engaxetamento (*UV stem packing*) da haste inferior (mostrado na figura 27) e a gaxeta do pistão / haste média.



Figura 27: UV stem packing [3]

3.4.4. Acionamento do atuador

Feitas as considerações conforme citado acima, é possível projetar a mola que realizará o retorno da gaveta para posição de descanso. Porém, como já foi dito anteriormente, a mola não pode ser projetada robusta o suficiente para realizar o retorno do sistema e que também impeça o acionamento do atuador.

Para que seja realizado o acionamento, e câmara do pistão é pressurizada de forma que o pistão / haste média, que está solidário ao hub da mola, consiga comprimir a mola conforme a gaveta anda o seu curso total, as hastes devem superar o atrito das vedações e a gaveta superar o atrito gerado pelo contato com a sede e também a força gerada pela pressão do escoamento de fluido que está na passagem, como mostrado na figura 28.

Essa pressão é delimitada pela potência máxima que a plataforma é capaz de gerar. O solicitante da válvula deve informar o valor máximo que a plataforma será capaz de fornecer para que o projeto seja feito de maneira correta.

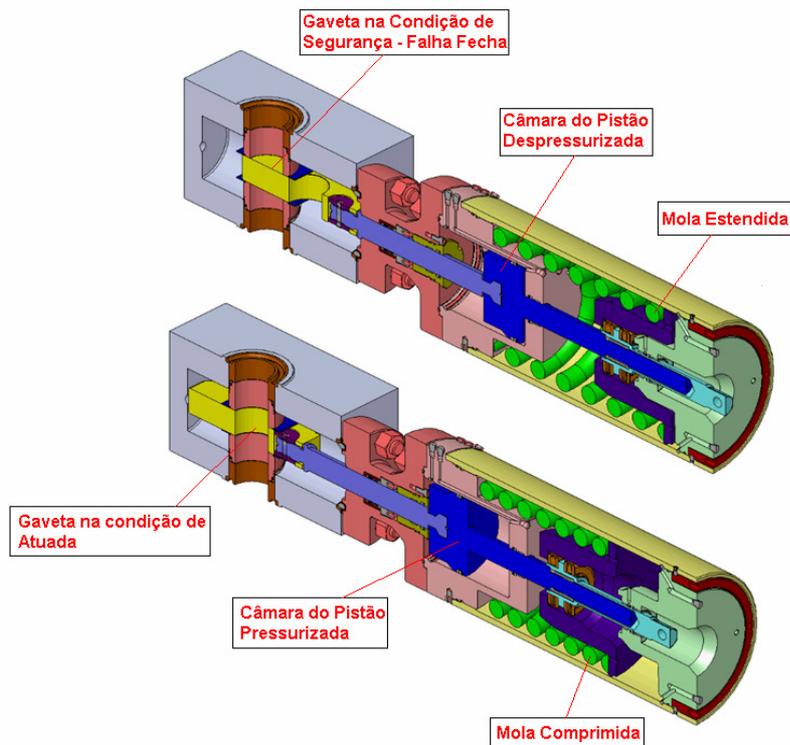


Figura 28: Acionamento do atuador [3]

Durante os testes de fábrica, o método de verificação se o atuador está funcionando corretamente conforme especificado por projeto chama-se verificação de performance hidráulica.

Esse teste consiste em pressurizar a câmara do pistão gradualmente, e verificando em um programa de leitura a pressão que foi necessária para atingir as etapas críticas. Essas etapas críticas durante o acionamento são quatro:

1. Início do movimento da gaveta (A2) - ponto em que a gaveta sai da inércia e começa a se mover;
2. Antes do *crack open* (A3) - ponto logo antes do momento em que há a comunicação entre a montante e a jusante;
3. Após *crack open* (A4) - ponto logo após a comunicação entre a montante e a jusante, levando o diferencial de pressão a zero;
4. Fim do movimento da gaveta (A5) - ponto em que a gaveta chega ao final de seu curso.

Por se tratar de análise de um teste de fábrica, o ponto A1 não será explorado com a mesma importância dos demais, visto ser apenas importante durante a qualificação.

O programa gera um gráfico, mostrado na figura 29, em que é verificada a pressão máxima necessária durante o acionamento do atuador. Se algum valor de pressão estiver acima do estipulado pela pressão máxima que o cliente especificou em que a válvula trabalhará no campo, a válvula estará reprovada.

Logo após o acionamento, é feita uma verificação também para o retorno do atuador a sua posição original. O sistema é despressurizado gradualmente, e é verificado com qual pressão cada ponto crítico foi atingido. Os pontos a serem verificados são:

1. Início do movimento de retorno da gaveta (R1) - ponto em que a gaveta começa o seu retorno;
2. Antes do *pinch-off* (R2) - ponto logo antes do momento em que a montante e a jusante param de se comunicar;
3. Após *pinch-off* (R3) - ponto logo após o momento que não há mais comunicação entre a montante e a jusante. Ponto em que o diferencial de pressão passa a ser diferente de zero.
4. *Back pressure* (R4): ponto em que a gaveta chega ao curso final de volta.

Destes pontos, o que deve ser observado com mais criticidade é o *back pressure*. Se o valor encontrado no teste for muito baixo, significa que foi necessário que a câmara do pistão fosse despressurizada mais do que o necessário para que a mola pudesse retornar o conjunto do atuador ao seu local inicial.

O valor de *back pressure* mínimo é calculado de acordo com parâmetros especificados pelo solicitante da válvula, e o valor encontrado deve ser sempre maior que este calculado. Este valor sempre é estipulado pelo pior caso, que configura não haver pressão do fluido de produção na passagem, que ajudaria a retornar a gaveta ao seu ponto inicial, com a força que este imprimiria.

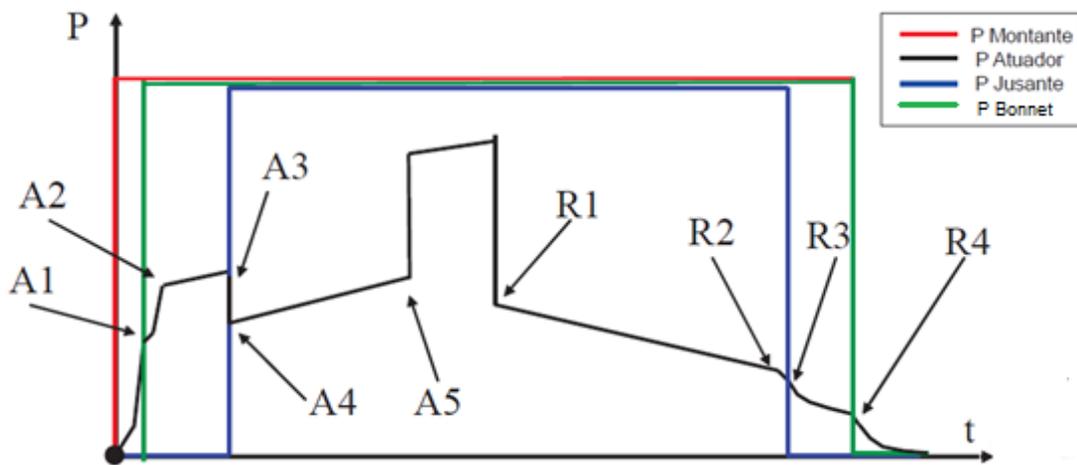


Figura 29: Gráfico de teste demonstrativo (Pressão x tempo) [3]

3.5.Principais fatores que influenciam o projeto de uma válvula gaveta atuada

É certo que diversos fatores influenciam o projeto de uma válvula gaveta submarina, mas, naturalmente, alguns fatores são mais impactantes que outros. Os fatores principais estão citados abaixo.

3.5.1. Pressão na passagem (*bore*) do fluido

Como já dito no item 3.4.2, uma das principais forças a serem consideradas no cálculo do projeto é a força gerada pela pressão na passagem do fluido. Logo, é de se esperar que quanto maior for a pressão do fluido de produção, maior será a força gerada, mantendo a mesma área de contato.

Este parâmetro deve ser informado pelo solicitante da válvula. Este deve indicar a pressão máxima do fluido que é pretendida ser bloqueada se for preciso. Geralmente esse valor é de 34,5 MPa ou 69,0 MPa.

3.5.2. Diâmetro do pistão e câmara do pistão

No item 3.4.4, foi explicado que a pressurização do fluido de controle na câmara do pistão resulta no acionamento do atuador. Imaginando que a pressão máxima já estará pré-determinada pelo cliente, o projeto do pistão pode sofrer alteração no seu diâmetro, aumentando ou diminuindo a área de atuação do fluido pressurizado, de forma a gerar mais ou menos força.

3.5.3. Lâmina d'água

A lâmina d'água influencia diretamente na pressão que a coluna d'água exerce e na da coluna do fluido da linha de controle. Este parâmetro também é destinado ao cliente determinar, sendo que deve ser especificado qual é a máxima e mínima lâminas d'água em que a válvula poderá ser utilizada.

Com o avanço da tecnologia, as profundidades de exploração de petróleo e gás foram aumentando cada vez mais, e hoje em dia as profundidades mais comuns

solicitadas para os equipamentos são 2.000 metros e 2.500 metros.

3.5.4. Pressão na linha de controle

A pressão na linha de controle afeta diretamente a força realizada para o acionamento do atuador, assim como o parâmetro citado no item 3.5.2. Porém, este também deve ser especificado pelo cliente, que deve indicar qual será a pressão máxima que a plataforma poderá suprir aos equipamentos.

Dependendo da potência da plataforma, o valor da pressão pode variar em 10,3 MPa a 34,5 MPa. A norma da API dita que, para fins de cálculo, deve-se considerar um fator de 90% para a máxima pressão disponível.

3.5.5. Robustez da mola

Para que ocorra o acionamento do atuador, naturalmente é necessário que a mola seja comprimida do seu comprimento de pré-carga até o comprimento de trabalho. O valor da pressão necessária para resultar em tal força varia pela robustez da mola. Uma mola mais resistente e com arame de diâmetro considerável tornará o acionamento mais difícil, mas facilitará o retorno da mola para sua posição original ao despressurizar o sistema. Já uma mola mais fraca facilitará o acionamento, mas talvez não consiga retornar todo o mecanismo ao lugar original somente com sua força.

3.5.6. Fluido de controle utilizado para acionamento

É fato que fluidos diferentes possuem propriedades diferentes. Logo, a escolha do fluido de controle que será utilizado é importante para construção do sistema e do projeto. Neste caso, a propriedade importante a ser observada é a densidade específica, que influi diretamente na pressão da coluna do fluido da linha de controle.

Os fluidos mais comuns realizados para acionamento de funções hidráulicas em equipamentos submarinos são o HW-443 e o HW-525. Este parâmetro também deve ser pré-determinado pelo solicitante, que terá conhecimento do sistema como um todo. A tabela 4 em seguida mostra algumas propriedades desses dois fluidos supracitados.

Tabela 4: Propriedades dos fluidos de controle [9]

Fluido de controle	HW-443	HW-525
Aparência	Líquido verde fosforescente	Líquido Azul
Viscosidade (cS) @ 20°C	4.4	2.6
Densidade específica (kg/m ³)	1.071	1.042
pH	9.7	9.3
Capacidade térmica (J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	3445	3721
Condutividade térmica (W.m ⁻¹ .K ⁻¹)	0.47	0.443

4. Projeto

4.1. Apresentação do caso

Como dito no capítulo anterior, com o avanço da tecnologia, a ousadia do homem em novos desafios fez com que campos de petróleo fossem explorados em profundidades cada vez maiores. Os projetos requisitados se aprofundam cada vez mais, chegando à barreira de 2.500 metros e solicitando que os equipamentos acompanhem essa evolução.

Ainda assim, isso não significa que não haja mais petróleo e gás a serem explorados em águas rasas. E com esse pensamento que um novo projeto requisitou que os equipamentos submarinos fossem instalados em profundidades de no mínimo 300 metros.

Esta solicitação não deveria parecer um desafio, visto que esta barreira já foi quebrada há décadas. Porém, ao pensar no funcionamento de válvulas submarinas, e levando em consideração tudo o que já foi explicitado neste trabalho, chega-se a conclusão que uma válvula projetada para grandes profundidades pode não atender a solicitações tão diferentes de suas condições de trabalho habitual.

Os dados de entrada, em resumo, estão descritos abaixo:

- Diâmetro nominal da passagem: 130,2 mm;
- Pressão na passagem do fluido de produção: 20,7 MPa;
- Lâmina d'água mínima: 300 metros / Lâmina d'água máxima: 1.000 metros;
- Pressão máxima da linha de controle: 10,3 MPa;
- Fluido de controle: HW-525 ou HW-443.

Um novo projeto poderia ser conduzindo do zero, se adequando à solicitação do cliente, de forma que o mesmo fosse qualificado e testado conforme normas internacionais. Contudo, a última solicitação do cliente foi de que o prazo fosse o menor possível. O prazo pedido foi tão curto que ao planejar todo o tempo de engenharia para projeto, a compra do material e o tempo para que o material chegasse à empresa, as horas para usinagem de todas as peças e horas de programação de máquina e de processo, o tempo para todo o processo de qualificação e só então poder fabricar todas as peças e testar, foi detectado que não haveria tempo hábil para tal.

Como uma válvula de diâmetro nominal de passagem de 130,2 mm atuada já estava sendo utilizada para um projeto diferente, foi então considerado que poderia ser feito um projeto de adaptação da válvula original para atender às especificações do novo projeto, sempre buscando modificar o mínimo de peças possível, já que isso resultaria na utilização de peças já usinadas e na utilização de material já no estoque para usinagem das peças modificadas.

Com isso, um projeto de adaptação foi realizado, considerando todas as premissas informadas pelo cliente, e visando sempre ter o menor impacto no prazo e no custo para a empresa e o cliente, sempre procurando manter a segurança e qualidade do equipamento.

4.2. Projeto original da válvula

O projeto original da válvula de 130,2 mm atuada faz parte de um projeto em que as premissas são as seguintes:

- Lâmina d'água: 2.000 metros;
- Pressão máxima na passagem: 34,5 MPa;
- Pressão máxima na linha de controle: 20,7 MPa;
- Fluido de controle: HW-525.

Uma memória de cálculo foi construída no programa Mathcad de forma a prever os valores de pressão de acionamento e de retorno. O cálculo completo pode ser encontrado no apêndice desse trabalho, mas no texto serão mostradas apenas as partes integrais.

Primeiramente, foram aplicadas as condições de contorno mostradas acima:

Diâmetro do bore da VG	$Db := 130.18\text{mm}$	$Db = 5.125\cdot\text{in}$
Lamina D'água	$WD := 2000\text{m}$	
Pressão à Montante	$Pm := 34.5\text{MPa}$	$Pm = 5\cdot\text{ksi}$

As dimensões da mola escolhida para o projeto foram coletadas e uma memória de cálculo foi criada para determinar a sua força resultante em seu comprimento de

pré-carga e comprimento de trabalho:

$$\text{Força Mínima da Mola} \quad F_{mM} := 89.76 \text{ kN}$$

$$\text{Força Máxima da Mola} \quad F_{MM} := 138.22 \text{ kN}$$

Outros pontos importantes a serem mostrados, conforme explicado no capítulo 3.5, são o diâmetro do pistão e a densidade específica do fluido de controle:

$$\text{Diâmetro do Pistão} \quad D_p := 139.7 \text{ mm}$$

$$\text{Densidade do Fluido de Controle HW-525} \quad C_{Fd525} := 1042 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Com os demais dados, podemos calcular as forças necessárias para cada ponto do movimento mostrado no item 3.4.4 do conjunto pistão-gaveta, e dividindo esses valores pela área do pistão, encontramos a maior pressão:

$$\text{Máxima pressão de acionamento} \quad \text{MaxPP} := \max(\text{PP1}, \text{PP2}, \text{PP3}, \text{PP4}) \quad \text{MaxPP} = 13.8 \text{ MPa}$$

Como a máxima pressão determinada para trabalho da válvula é de 20,7 MPa, aplicando o fator especificado pela API:

$$\text{Pressão máxima} \quad P_{\max} := 20.68 \text{ MPa} \quad \text{Fator API} = 90\% \quad \text{API} := 0.9$$

$$\text{Pressão máxima na linha de controle} \quad P_{\max LC} := P_{\max} \cdot \text{API} \quad P_{\max LC} = 18.6 \text{ MPa}$$

Logo, nota-se que a válvula opera sem problemas para o projeto original:

$$\text{Resultado} := \text{if}(\text{MaxPP} < P_{\max LC}, \text{"OK"}, \text{"FAIL"}) \quad \text{Resultado} = \text{"OK"}$$

A explicação dos cálculos mostrados nessa seção será feito no subcapítulo seguinte.

4.3. Mudanças propostas

Mediante aos fatos, nota-se que a pressão máxima para o acionamento encontrada não atenderá ao novo projeto, visto que a pressão máxima determinada na linha de controle é de 10,3 MPa, e contabilizando o fator API, temos:

Pressão máxima	$P_{max} := 10.34\text{MPa}$	Fator API = 90%	API := 0.9
Pressão máxima na linha de controle	$P_{maxLC} := P_{max} \cdot \text{API}$		$P_{maxLC} = 9.3 \cdot \text{MPa}$

Dos seis parâmetros que mais afetam o projeto de uma válvula, foi explicado que quatro deles devem ser especificados exclusivamente pelo cliente. No nosso caso, como foi dito, o cliente especificou a pressão máxima na linha de controle, a lâmina d'água mínima e a pressão do fluido na passagem. Esse ainda deixou em aberto qual seria o fluido da linha de controle.

Para fazer o projeto de adaptação, foi resolvido criar duas opções que adequassem a válvula para operar em tais condições. Essas opções e suas consequências são mostradas neste capítulo.

4.3.1. Alteração do pistão (opção A)

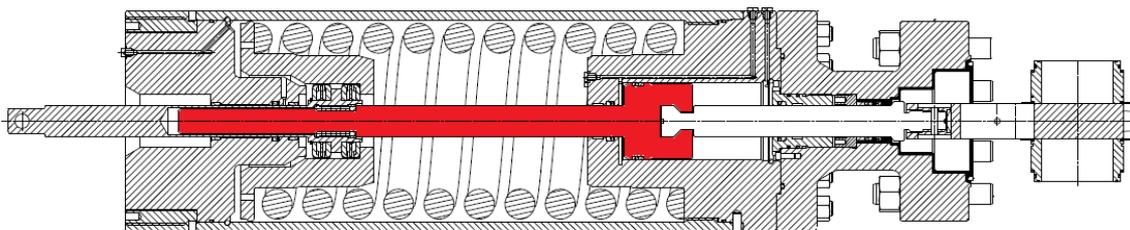


Figura 30: Montagem do atuador mostrando o pistão que será alterado [3]

Como explicado no item 3.5.2, uma vez que a pressão da linha de controle já é pré-determinada, a única forma de aumentar o valor da força para que ocorra o acionamento do atuador e a gaveta siga o seu curso é aumentando a área de contato (diâmetro externo) do pistão, destacado no desenho da figura 30, com essa pressão. Por

consequência, também deve ser aumentado na mesma proporção o diâmetro interno da câmara do pistão.

Como foi feito na demonstração do projeto original da válvula, abaixo estão resumidas as premissas do novo projeto:

Dados do Sistema

Diâmetro do bore da VG	$Db := 130.18\text{mm}$	$Db = 5.125\text{-in}$
Lamina D'água	$WD := 300\text{m}$	
Pressão à Montante	$Pm := 20.68\text{MPa}$	$Pm = 3\text{-ksi}$

Será utilizado um pistão com diâmetro externo de 177,8 mm conforme mostrado na figura 31:

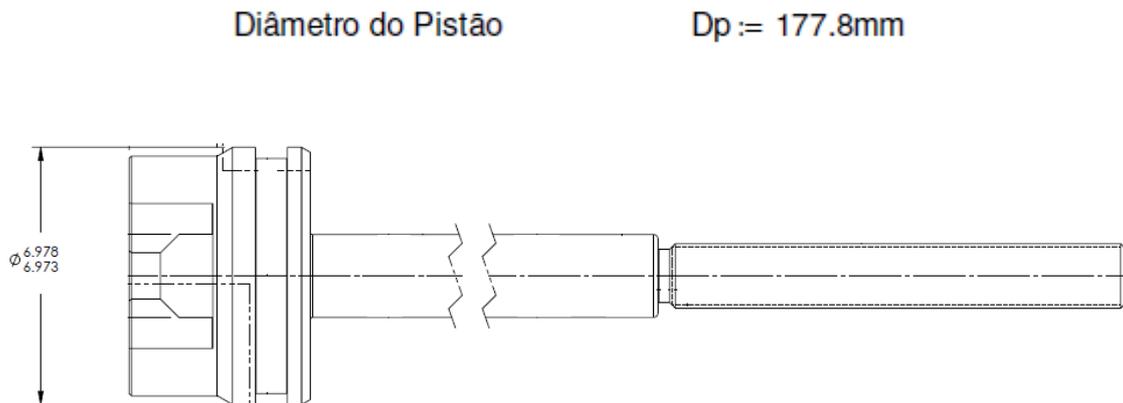


Figura 31: Novo pistão com diâmetro externo de 177,8 mm (cota na figura em polegadas) [3]

A mola, nesse caso, permanece a mesma do projeto original:

Força Mínima da Mola	$FmM := 89.76\text{kN}$
Força Máxima da Mola	$FMM := 138.22\text{kN}$

Como o cliente não esclareceu qual fluido de controle será utilizado, o cálculo deverá ser aprovado para ambas às opções dadas. Nessa primeira análise utilizaremos o fluido HW-525. Logo, temos também as seguintes constantes:

Densidade da Água do Mar

$$Sd := 1028 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Densidade do Fluido de Controle HW-525

$$CFd525 := 1042 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}$$

Com esses valores e com a lâmina d'água especificada, podemos encontrar o valor da pressão exercida pelos dois fluidos (água do mar e o fluido de controle), a partir da equação especificada por Fox [5]:

$$P_f = p_o + \rho \cdot g \cdot h \quad (1)$$

onde P_f é a pressão exercida pela coluna do fluido, p_o é a pressão no nível de referência, ρ é a densidade específica do fluido, g é a gravidade e h é o comprimento total da coluna do fluido até o nível de referência. Logo, aplicando (1), teremos:

Pressão da coluna de fluido da linha de controle

$$HLC := WD \cdot CFd525 \cdot g + p_o$$

$$HLC = 3.17 \cdot \text{MPa}$$

Pressão da coluna da água do mar

$$HS := WD \cdot Sd \cdot g + p_o$$

$$HS = 3.13 \cdot \text{MPa}$$

A seguir, deve ser calculada a força necessária para comprimir a mola até atingir o já mencionado ponto de *crack open*:

Crack Open

$$CO := FmM + \frac{(FMM - FmM) \cdot (\text{curso} - Db)}{\text{curso}}$$

$$CO = 94.5 \cdot \text{kN}$$

É lógico pensar que esta força será sempre uma das de maior valor absoluto, já que se trata do ponto que a gaveta já percorreu seu curso máximo antes de coincidir a sua passagem central com a passagem do corpo da válvula o mínimo possível, porém suficiente para levar o diferencial de pressão entre montante e jusante de 20,7 MPa a zero. Neste ponto também, a mola já está parcialmente comprimida, fazendo com que seja mais difícil atuá-la.

Segundo Shigley [6], a pressão é determinada da seguinte forma:

$$P = F / A \quad (2)$$

onde P é a pressão exercida, F é a força aplicada e A é a área em que a força é exercida. Sendo assim, utilizando (2) calculamos as forças mostradas no diagrama de forças do item 3.4.2:

Força do Acumulador	$FA := Ab \cdot HS$	$FA = 69.6 \cdot \text{kN}$
Força da água do mar	$FS := -(Ahs \cdot HS)$	$FS = -8 \cdot \text{kN}$
Força da linha de controle	$FLC := -(HLC \cdot Ap)$	$FLC = -70.5 \cdot \text{kN}$
Força gerada pela pressão no bore	$FB := Pm \cdot Ahinf$	$FB = 53 \cdot \text{kN}$

Esses valores devem ser somados em uma resultante que será constante e que deve ser utilizado em todos os cálculos de pressão de acionamento:

$$\underline{\text{Força Total}} \quad FTot1 := FA + FS + FLC + FB \quad FTot1 = 44.1 \cdot \text{kN} \quad (3)$$

O valor positivo significa que a resultante está no sentido para cima, isto é, contra o movimento de abertura (descida) da gaveta.

Agora só resta calcular as forças de atrito resultantes da gaveta com as sedes e com as vedações elastoméricas das hastes, como mostrado por Tenenbaum [7]:

$$F_{at} = \mu \cdot N \quad (4)$$

em que F_{at} é a força de atrito gerada, μ é o coeficiente de atrito da superfície de contato e N é a força normal exercida no plano em que o componente se movimenta. Assim, aplicando (4), os valores de força de atrito serão:

$$\text{Atrito da Sede à Montante} \quad ArM := \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2} \quad ArM = 0.17 \cdot \text{kN} \quad (5)$$

$$\text{Atrito da Sede à Justante} \quad ArJ := AcGS \cdot (Pm - Pj) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2} \quad ArJ = 24.4 \cdot \text{kN} \quad (6)$$

$$\text{Atrito do Stem Packing} \quad ArP := Pm \cdot Dhinf \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot AtrPck \quad ArP = 0.99 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Atrito da Vedação do Pistão} \quad ArV := HLC \cdot Dp \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal \quad ArV = 0.22 \cdot \text{kN} \quad (8)$$

$$\text{Atrito da Vedação das Hastes} \quad ArH := 3 \cdot HS \cdot Dhs \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal \quad ArH = 0.21 \cdot \text{kN}$$

Nota-se facilmente que o valor mais crítico entre esses é em (6). Isto ocorre porque o fluido da passagem que está pressurizado força a gaveta contra a sede lado jusante, criando uma força de atrito em toda a área de contato entre esses dois elementos.

Agora se pode somar e calcular a força necessária para cada ponto crítico citado no item 3.4.4.

Primeiramente, veremos o início do movimento (A2). Nesta posição, a mola está na condição de pré-carga e para que a gaveta seja movida, é necessário vencer essa inércia, assim como o valor encontrado em (3) somado às forças de atrito (5), (6), (7), (8) e (9):

$$\text{Início do Movimento} \quad iMA := FmM + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH \quad (10)$$

Como a área do pistão foi acrescida em 38,1 mm de diâmetro externo, utilizando o valor encontrado em (10) e aplicando (2), teremos:

$$\text{Pressão no Pistão} \quad PP1 := \frac{iMA}{Ap} \quad PP1 = 7.2 \text{ MPa} \quad (11)$$

O valor de (11) é aceitável, pois está abaixo do limite de 9,3 MPa já estabelecido. Mas ainda precisamos verificar a pressão nos demais pontos.

O próximo ponto é o ponto logo antes do *crack open* (A3). Para este, devemos somar os esforços relativos ao *crack open* em si, a força resultante constante (3) e os mesmos valores de força de atrito de A2 (5), (6), (7), (8) e (9). Logo depois, a força encontrada (12) é utilizada em (2) dividida pela área do novo pistão:

$$\text{Antes do Crack Open} \quad anCO := CO + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH \quad (12)$$

$$\text{Pressão no Pistão} \quad PP2 := \frac{anCO}{Ap} \quad PP2 = 7.4 \text{ MPa} \quad (13)$$

O somatório dos esforços para o ponto após o *crack open* (A4) é similar ao visto no A3, mas como nesse ponto já houve a comunicação entre a montante e a jusante, não é contabilizado o atrito (6), mas é considerado o valor inicial de atrito da gaveta com a sede à montante (5), que é muito inferior:

$$\text{Após o Crack Open} \quad apCO := CO + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH \quad (14)$$

$$\text{Press\~{a}o no Pist\~{a}o} \quad PP3 := \frac{apCU}{Ap} \quad PP3 = 6.3 \cdot \text{MPa} \quad (15)$$

Para o final do movimento (A5), n\~{a}o temos a soma da for\~{c}a de *crack open*, mas temos a for\~{c}a m\~{a}xima da mola, a for\~{c}a no comprimento de trabalho, onde ela mais est\~{a} comprimida no sistema. Somando (3), (5), (7), (8) e (9), temos:

$$\text{Final do Movimento} \quad fMA := FMM + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH \quad (16)$$

$$\text{Press\~{a}o no Pist\~{a}o} \quad PP4 := \frac{fMA}{Ap} \quad PP4 = 8.3 \cdot \text{MPa} \quad (17)$$

Tendo verificado os quatro pontos cr\~{i}ticos, verificamos se algum valor entre (11), (13), (15) e (17) ultrapassou o limite estabelecido de 9,3 MPa:

$$\text{M\~{a}xima press\~{a}o de acionamento} \quad \text{MaxPP} := \max(PP1, PP2, PP3, PP4) \quad \text{MaxPP} = 8.3 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Resultado} := \text{if}(\text{MaxPP} < P_{\text{maxLC}}, \text{"OK"}, \text{"FAIL"}) \quad \text{Resultado} = \text{"OK"}$$

Visto que nenhum ultrapassou, o c\~{a}lculo est\~{a} aprovado e a altera\~{c}o do di\~{a}metro do pist\~{a}o de 139,7 mm para 177,8 mm foi o suficiente para permitir o perfeito acionamento do atuador.

Os pontos R1, R2, R3 e R4 de retorno do atuador por mola podem ser verificados a t\~{i}tulo de informa\~{c}o nesse momento, mas n\~{a}o ser\~{a} representativo do pior caso para estes valores.

Lembrando que para o retorno da gaveta o sentido do movimento ser\~{a} para cima. Isso significa que se houver diferencial de press\~{a}o entre montante e jusante, haver\~{a} uma for\~{c}a ajudando a gaveta no seu movimento de subida. Se considerarmos um diferencial de press\~{a}o de zero, em que n\~{a}o h\~{a} press\~{a}o do fluido na passagem, essa ajuda seria nula, dificultando o seu ascenso. Este seria o pior caso, e \~{e} como ser\~{a} feito o c\~{a}lculo para o *back pressure* (R4).

Aplicando as novas condi\~{c}oes de contorno, junto com a l\~{a}mina d'\~{a}gua m\~{a}xima de 1.000 metros e utilizando os demais par\~{a}metros iguais, temos:

Dados do Sistema

Pressão à Montante $P_{m2} := 0 \text{ MPa}$

Pressão à Jusante $P_{j2} := 0 \text{ MPa}$

Com a explicação dada acima, a força gerada pela pressão do fluido na passagem e a força resultante constante aplicando (2), será:

Força gerada pela pressão no bore	$FB2 := P_{m2} \cdot A_{hinf}$	$FB2 = 0 \cdot \text{kN}$
Força da água do mar	$FS1 := -(A_{hs} \cdot HS1)$	$FS1 = -26.1 \cdot \text{kN}$
Força da linha de controle	$FLC1 := -(HLC1 \cdot A_p)$	$FLC1 = -229.8 \cdot \text{kN}$
Força do Acumulador	$FA1 := A_b \cdot HS1$	$FA1 = 226.7 \cdot \text{kN}$
<u>Força Total</u>	$FTot2 := FA1 + FS1 + FLC1 + FB2$	$FTot2 = -29.2 \cdot \text{kN} \quad (18)$

Pode-se notar que neste caso (18) resultou em um valor negativo, significando que há uma tendência da gaveta descer e não subir como durante o acionamento.

Nos próximos cálculos, o objetivo é encontrar até que valor a câmara do pistão deve ser despressurizada para que a mola possa retornar o sistema ao estágio inicial.

O primeiro ponto é o início do movimento de fechamento (R1), e nele devemos somar a força máxima da mola, que está comprimida até o seu comprimento de trabalho, à (18) e subtrair o atrito gerado pelas vedações elastoméricas, assim como o atrito da gaveta à sede montante:

$$\text{Início do Movimento} \quad iMF2 := FMM + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$$

$$\text{Pressão no Pistão} \quad PP52 := \frac{iMF2}{A_p} \quad PP52 = 4.8 \cdot \text{MPa}$$

Os pontos de antes e após o *pinch off* (R2 e R3 respectivamente) possuem o mesmo raciocínio dos pontos de antes e após o *crack open* para o acionamento do atuador:

Antes do Pinch Off $anPO2 := CO + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$

Pressão no Pistão $PP62 := \frac{anPO2}{Ap}$ $PP62 = 2.8 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO2 := CO + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$

Pressão no Pistão $PP72 := \frac{apPO2}{Ap}$ $PP72 = 2.8 \cdot MPa$

E finalmente, devemos verificar o ponto mais importante do retorno da mola, que é o ponto de *back pressure* (R4). Nesse ponto consideramos a mola com sua força mais baixa, que seria a de comprimento de pré-carga, somada à (18) e subtraindo a vedação elastomérica e os atritos da gaveta com as sedes:

Back Pressure $fMF2 := FmM + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ (19)

Pressão no Pistão $BP2 := \frac{fMF2}{Ap}$ $BP2 = 2.6 \cdot MPa$ (20)

O valor encontrado em (20) deve ser comparado a uma constante calculada a partir de parâmetros especificados pelo cliente. A diferença de pressão entre o fluido da linha de controle é somada a uma constante de segurança especificado pela API (0,69 MPa) e 1 atm,. Aplicando (1), temos:

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

LDA máxima	$LDAm := 1000m$	Air Gap	$AG := 30m$
Head da linha de controle	$HeadLC := CFd525 \cdot g \cdot (LDAm + AG)$		$HeadLC = 10.53 \cdot MPa$
Head da água do mar	$HeadSea := Sd \cdot g \cdot LDAm$		$HeadSea = 10.08 \cdot MPa$
Back Pressure mínimo	$BPmin := (HeadLC - HeadSea) + 0.79MPa$		$BPmin = 1.23 \cdot MPa$

Logo, vê-se que como o valor de (20) encontrado está acima do valor mínimo, a válvula também está aprovada para o retorno:

Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK" , "FAIL")

Resultado1 = "OK"

Como o cliente não decidiu qual seria o fluido de controle a ser utilizado, deve ser feito uma análise também para o caso em que o fluido HW-443 será usado. A memória de cálculo completa pode ser encontrada no apêndice deste trabalho, e no texto a seguir serão apenas evidenciados os resultados principais.

A pressão máxima na linha de controle permanecerá igual: 9,3 MPa. Porém, a pressão mínima de *back pressure* mudará, pois o fluido HW-443 possui densidade específica diferente do outro:

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

LDA máxima	LDA _m := 1000m	Air Gap	AG := 30m
Head da linha de controle	Head _{LC} := CF _{d443} ·g·(LDA _m + AG)		Head _{LC} = 10.82·MPa
Head da água do mar	Head _{Sea} := S _d ·g·LDA _m		Head _{Sea} = 10.08·MPa
Back Pressure mínimo	BP _{min} := (Head _{LC} – Head _{Sea}) + 0.79MPa		BP _{min} = 1.53·MPa

Verificando as pressões de acionamento utilizando o mesmo raciocínio de (11), (13), (15) e (17), e aplicando (2), temos:

Máxima pressão de acionamento

MaxPP := max(PP1, PP2, PP3, PP4)

MaxPP = 8.2·MPa

Resultado := if(MaxPP < P_{maxLC}, "OK" , "FAIL")

Resultado = "OK"

Utilizando o mesmo raciocínio para o pior caso do retorno da mola, temos também que:

Pressão no Pistão

$$BP2 := \frac{fMF2}{A_p}$$

BP2 = 2.3·MPa

Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK" , "FAIL")

Resultado1 = "OK"

Logo, é verificado que a alteração no diâmetro do pistão e câmara da mola atende às premissas de projeto, permitindo a alteração do atuador como mostrado na figura 32 abaixo.

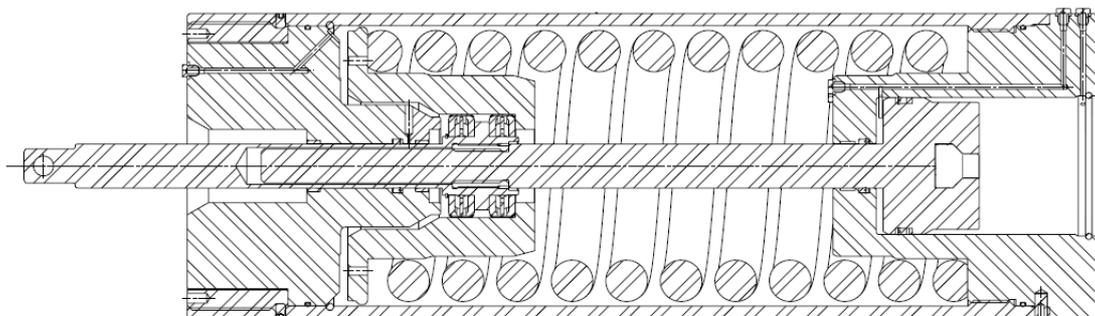


Figura 32: Nova configuração do atuador [3]

4.3.2. Alteração da mola (opção B)

A outra forma utilizada para se adaptar às premissas do novo projeto é manter o pistão igual ao original e trocar a mola para uma menos resistente que permita o acionamento com mais facilidade, já que a pressão de acionamento da linha de controle é limitada em 9,3 MPa.

Mas como já foi dito anteriormente, o trabalho da mola e suas características são essenciais para o correto funcionamento do sistema. O projeto deve balancear os fatos de que a mola deve ser resistente o suficiente para retornar o sistema do atuador à posição original durante a despressurização do sistema e ao mesmo tempo deve permitir que o atuador seja acionado em toda extensão de seu curso sem problemas.

Utilizando o pistão original com diâmetro externo de 139,7 mm, foi verificado que ao diminuir o diâmetro do arame da mola, é possível realizar o acionamento do atuador. Porém, a diminuição chega a ser muito grande, a ponto da nova mola não ser capaz de retornar a gaveta à sua posição original.

Mediante isto, foi decidido que o pistão e a câmara do pistão deveriam sofrer alterações em seus diâmetros externo e interno, respectivamente. Embora o objetivo das opções fosse ou alterar apenas o pistão ou a mola para que o mínimo de peças possíveis fosse alterado visando reaproveitar matéria prima do estoque, a justificativa para essa possibilidade ter sido considerada será explicitada nos subcapítulos adiante, enquanto neste apenas serão citadas as alterações necessárias e seus impactos no cálculo do acionamento e retorno.

Dito isso, foi calculada uma opção para as mudanças no pistão e na mola. Essa opção solicita a mudança do diâmetro externo do pistão para 152,4 mm e o diâmetro do arame da mola para 49,8 mm. O cálculo da mola foi realizado para verificar sua integridade, suas propriedades mecânicas e as forças que exercerá no comprimento de pré-carga e de trabalho. O cálculo completo pode ser encontrado no apêndice deste trabalho. Para motivos de texto e explicação, apenas algumas partes serão usadas.

A construção da geometria da mola ficou da seguinte maneira:

Geometria

Diâmetro externo OD := 342.9mm

Diâmetro do arame WD := 49.8mm

Os parâmetros acima foram alterados em relação ao projeto original, mas os valores de comprimento total, de pré-carga, de trabalho e sólido não foram, de forma a manter o curso da gaveta inalterado:

Número total de espiras $TC := \frac{SH}{WD} + 0.5$ TC = 11.88

Número de espiras ativas Na := TC - 2 Na = 9.88

Comprimento Livre FL := 1041.9mm

Comprimento Sólido SH := 566.7mm

Comprimento da mola na altura de pré carga PL := 774.7mm

Comprimento da mola na altura de trabalho WL := 630.4mm

Curso $Cm := PL - WL$ Cm = 144.3 mm

Caso seja necessário, o comprimento da mola na altura de pré-carga e na altura de trabalho podem ser alterados mantendo a diferença que manteria o curso em 144,3 mm, mas por enquanto podemos apenas verificar se a mudança no diâmetro do arame da mola é suficiente.

As propriedades de material permaneceram as mesmas, devido ao histórico de confiabilidade no material em ambientes nocivos como o atuador:

Dados relativos ao material

Tensão de escoamento $\sigma_e := 1379\text{MPa}$

Tensão de ruptura $\sigma_r := 1482\text{MPa}$

Módulo de elasticidade $G_e := 75.84\text{GPa}$

O próximo passo é encontrar a constante (razão) da mola, e com o valor de diâmetro médio e número de espiras ativas e utilizando as equações especificadas por Shigley [6], encontramos:

$$\text{Razão da mola} \quad k := \frac{(WD^4 \cdot G_e)}{8 \cdot N_a \cdot MD^3} \quad (21)$$

Assim, podemos encontrar o nosso objetivo, a força de pré-carga e a força no comprimento de trabalho, a partir de (21):

$$\text{Força de pré carga} \quad FPC := k \cdot (FL - PL) \quad FPC = 62.63 \cdot \text{kN} \quad (22)$$

$$\text{Força no comprimento mínimo de trabalho} \quad FW := k \cdot (FL - WL) \quad FW = 96.45 \cdot \text{kN} \quad (23)$$

Antes de aplicar esses novos valores ($FPC = F_{mM}$ e $FW = F_{MM}$) no cálculo do atuador, devemos conferir a integridade da mola:

$$\text{Fator de Wahl} \quad K_w := \frac{(4Im1 - 1)}{(4Im1 - 4)} + \frac{0.615}{Im1} \quad K_w = 1.258$$

$$\text{Tensão máxima recomendada} \quad \sigma_{\max} := 0.56 \cdot \sigma_r \quad \sigma_{\max} = 830 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Tensão não corrigida} \quad US := \frac{8}{\pi} \cdot FW \cdot \frac{MD}{WD^3} \quad US = 583 \cdot \text{MPa}$$

$$\text{Tensão dinâmica} \quad DS := K_w \cdot US \quad DS = 733 \cdot \text{MPa}$$

Logo, conferindo o resultado:

Resultado := if(DS < σ_{max} , "OK", "FAIL")

Resultado = "OK"

Agora podemos inserir os novos valores (22) e (23) relativos à nova mola no cálculo do atuador, assim como o novo diâmetro externo do pistão:

Diâmetro do Pistão

Dp := 152.4mm

Força Mínima da Mola

FmM := 62.63kN

Força Máxima da Mola

FMM := 96.45kN

Podemos então extrair os novos resultados para as pressões de acionamento necessárias para o sistema do atuador funcionar corretamente, conferindo primeiro para o caso com utilização do fluido de controle HW-525:

Máxima pressão de acionamento

MaxPP := max(PP1, PP2, PP3, PP4)

MaxPP = 9.1·MPa (24)

Como (24) ainda está abaixo do limitante de 9,3 MPa, está aprovado. Lembrando que o *back pressure* também deve ser analisado aplicando (2), para verificar se o valor será acima do mínimo de 1,23 MPa:

Pressão no Pistão

BP2 := $\frac{fMF2}{A_p}$

BP2 = 2.1·MPa

(25)

Verificando agora para a utilização do fluido de controle HW-443 e o *back pressure* mínimo ser 1,53 MPa, vemos que a válvula também está aprovada:

Máxima pressão de acionamento

MaxPP := max(PP1, PP2, PP3, PP4)

MaxPP = 9·MPa

Pressão no Pistão

BP2 := $\frac{fMF2}{A_p}$

BP2 = 1.77·MPa

Os cálculos completos para o atuador com a utilização da mola modificada, mostrada na figura 33, com ambos fluidos de controle podem ser encontrados no apêndice deste trabalho.

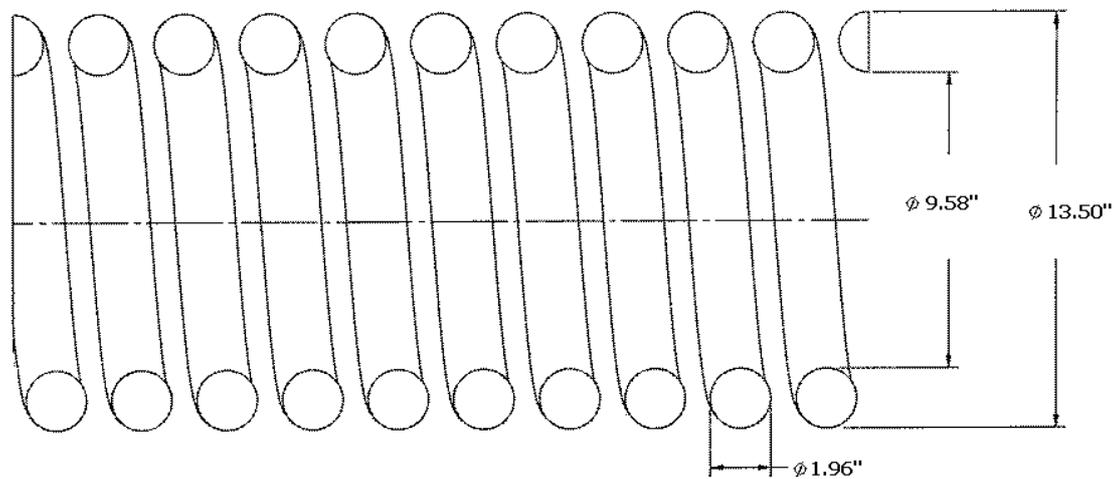


Figura 33: Nova mola com arame de diâmetro 49,8 mm [3]

4.4. Consequências do projeto

O subcapítulo anterior mostrou duas possíveis formas de projetar uma válvula para uma nova aplicação, mas enquanto os cálculos mostram que ambas as alternativas são possíveis, devemos analisar as consequências de cada proposta de projeto.

A ‘opção A’ mostra que aumentar o diâmetro externo do pistão de 139,7 mm para 177,8 mm torna esse projeto de válvula viável. O aumento do diâmetro externo do pistão acarreta o aumento do diâmetro interno do seu alojamento, a câmara do pistão. Não só isso, mas também a vedação elastomérica alojada no diâmetro externo do pistão também deverá ser alterada, assim como a mola *garter* que fica alojada no diâmetro interno da câmara do pistão, aumentando o número de peças diferentes para quatro.

A maior preocupação, em questões mecânicas, é com a câmara do pistão, que teve seu diâmetro interno aumentado de maneira considerável enquanto seu diâmetro externo permaneceu inalterado.

Um cálculo foi conduzido para verificar a integridade da parede da peça. Para isso, foi considerada a câmara do pistão como um vaso de pressão, em que o pior caso implica no diâmetro externo ser o de menor valor em todo o seu comprimento, e o diâmetro interno não ser o novo diâmetro de 177,8 mm, mas sim um valor que imite a menor espessura de parede criada pela passagem do pórtico de pressão, como mostrado na figura 34 abaixo:

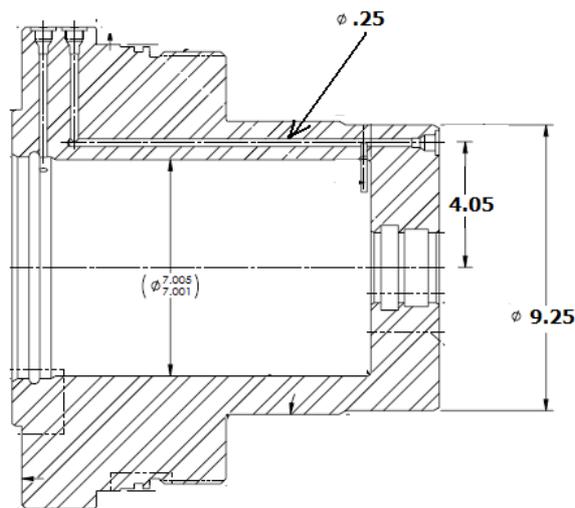


Figura 34: Câmara do pistão modificado (cotas da figura em polegadas) [3]

Logo, considerando o pior caso como tendo a seguinte geometria:

Geometria

Diâmetro externo OD := 234.6mm

Diâmetro interno ID := 212.9mm

Consideramos a seguinte pressão de teste e as seguintes propriedades de material:

Pressão aplicada

Pressão máxima de trabalho Pw := 20.68MPa

Pressão de teste Pt := 1.5·Pw Pt = 31.02·MPa

Propriedades do material

Coefficiente de Poisson $\nu := 0.3$

Módulo de Elasticidade Ge := 206GPa

Mínima tensão de escoamento $\sigma_e := 724\text{MPa}$

Considerando as tensões de membrana, longitudinal e radial, chegamos aos seguintes valores de esforço combinado, segundo Shigley [6]:

$$\text{Tensão de Von Mises } \sigma_{vm} := \frac{\sqrt{(\sigma_h - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_h)^2}}{2} \quad \sigma_{vm} = 215 \cdot \text{MPa} \quad (26)$$

Considerando esses valores, deve ser antes especificado um valor desejado para tensão máxima considerando a criticidade do componente. Uma falha do componente significaria a falha do atuador como um todo, causando atraso em operações de campo, e ainda deve ser contabilizada uma pequena probabilidade de vazamento de fluido de produção ao ambiente.

Dito isso, também deve ser analisado que o cálculo leva em consideração a pressão de teste de fábrica, em que a pressão máxima aplicada para verificar a integridade do material é 150% da pressão máxima encontrada durante uma operação. Deve-se lembrar também que o modelo de vaso de pressão imaginado considera a pior situação possível.

Logo, pode-se considerar que um fator de segurança considerando a tensão de Von Mises acima de 2 estará aceitável para a câmara do pistão, para o valor encontrado em (26):

Fator de segurança (Von Mises)

$$FS_{vm} := \frac{\sigma_e}{\sigma_{vm}}$$

$$FS_{vm} = 3.362$$

A memória de cálculo completa encontra-se no apêndice deste trabalho.

Já a ‘opção B’ viu a opção de utilizar uma nova mola projetada e um pistão com modificações menores. Contudo, assim como na outra opção, haveria necessidade da troca da gaxeta, da mola *garter* e da câmara do pistão, somando cinco peças diferentes. A diminuição de espessura de parede da câmara nesse caso não é problema visto que a espessura ainda será maior do que o caso da ‘opção A’, que já foi verificado como estando OK.

4.5. Viabilidade e demais considerações

Para considerarmos a viabilidade de cada opção, temos que analisar todos os impactos que as mudanças causariam no planejamento da empresa, tanto de compra de material como de produção das peças modificadas (usinagem, inspeção de qualidade, montagem, etc).

4.5.1. Mudança da vedação do pistão

Com o aumento dos diâmetros externos do pistão nas duas opções, uma nova gaxeta deve ser especificada para atender ao novo projeto. Foi conferido com o fabricante das gaxetas que estas possuem nominais diferentes, que variam de 6,35 mm para cada nominal, significando que mesmo utilizando o pistão com 177,8 mm ou 152,4 mm, haveria gaxeta da mesma série para ser substituída no projeto, não havendo necessidade de buscar um novo tipo.

4.5.2. Mudança da câmara do pistão

Por se tratar de um alargamento do diâmetro interno, a matéria prima utilizada e já disponível em estoque poderia ser reaproveitada, só causando uma pequena mudança na programação de usinagem da peça, se esta for usinada em CNC.

Porém, devemos lembrar que peças já usinadas e prontas para montagem não poderiam ser utilizadas a partir de um retrabalho, já que o pórtico de pressão que é usinado para que haja comunicação entre a linha de controle e a câmara do pistão, está originalmente situado em um local que não permitira tal mudança, após esse já ter sido usinado.

Ainda sobre a câmara do pistão, vale lembrar que a 'opção A' só permite o alargamento do diâmetro externo do pistão para o diâmetro de 177,8 mm porque embora a memória de cálculo da espessura da parede da câmara permita uma espessura ainda menor, o pórtico de pressão precisa ser usinado nesta mesma parede, limitando essa possibilidade de aumento do diâmetro.

4.5.3. Mudança do pistão / haste média

Analisando o pistão / haste média, foi verificado que a matéria prima especificada e comprada para a sua usinagem possui um diâmetro externo de 165,1 mm na sua porção que atua como pistão. Isso faz com que seja impossível reaproveitar essa matéria prima para a 'opção A', já que esta deve ter diâmetro externo final de 177,8 mm, mas permite que para a 'opção B' seja possível a usinagem. O único cuidado que deveria ser tomado é a diminuição grande de sobre-metal a ser retirado da peça, que passou de 25,4 mm a 12,7 mm de diâmetro.

A especificação e compra de uma nova matéria prima para a 'opção A' acresce em muito o tempo de chegada do componente à fábrica a partir do momento da compra. Passam a ter que ser quantificados o tempo de compra e o prazo para que a matéria prima chegue à empresa para que possa ser planejado e programado para usinagem.

A especificação de uma nova matéria prima para a 'opção A' também resulta em um aumento de custo, já que essa será maior que a original.

4.5.4. Mudança da mola

A 'opção B' requer que uma nova mola seja comprada, e por sua fabricação, não há como reaproveitar qualquer uma que esteja disponível no estoque. Logo, deve-se somar o tempo para a chegada da mesma. A sua vantagem é que a mola chegaria pronta, no estágio final de como será reutilizada, não ocupando tempo de máquina com configuração do programa e da peça em máquina ou a usinagem em si, assim como a inspeção de qualidade.

Embora pareça que o seu tempo de confecção total seja menor ou igual que o de um novo pistão, por se tratar de um elemento crítico que irá "ciclar" diversas vezes durante o trabalho do atuador, pode haver a requisição do solicitante da válvula que o equipamento seja requalificado.

Ainda assim, caso não haja a solicitação para nova qualificação, seria prudente a solicitação de um teste de resistência da mola, para provar que o novo projeto suporta um grande número de ciclos de acionamento. O teste também seria importante para essa verificação somando à informação de que o diâmetro do arame da mola foi modificado,

acrescentando riscos de desvio de algumas espiras devido ao acionamento repetitivo, visto que agora o diâmetro interno da geometria da mola está maior e não possuirá a mesma guia do diâmetro externo do corpo do hub da mola como antes.

Os custos para uma nova qualificação ou para um teste de resistência da mola são altamente significativos, já que irá necessitar de mão-de-obra, matéria prima para fabricação de uma peça protótipo, dispositivo para teste, entre outros fatores.

4.5.5. Valores teóricos encontrados

Ao observar os valores de pressão de acionamento e de *back pressure* necessários para que a válvula opere perfeitamente, repare-se que os valores da 'opção B' estão bem mais perto de seus respectivos limites, principalmente ao se tratar utilizando o HW-443 como fluido da linha de controle.

Isto pode se tornar um problema, pois as peças são usinadas e confeccionadas com uma tolerância de fabricação. A tolerância, em seu pior caso, pode trazer esses valores para além dos limites do calculado, mesmo sabendo que as contas possuem alguns coeficientes de segurança incluídos.

O modo de prevenir que a tolerância de fabricação atrapalhe o funcionamento esperado é deixando-a muito restrita, mas isso acarreta em encarecimento nos custos de processos de usinagem, como explicado por Diniz [8], assim como o risco de descarte da peça por um eventual erro.

4.5.6. Resumo dos pontos

Como forma de resumo, podemos numerar todos os pontos citados acima na tabela 5 verificando qual fator é favorável para qual proposta:

Tabela 5: Pontos que favorecem a escolha cada opção

Pontos que favorecem a escolha de cada opção			
Pontos considerados	Opção A	Neutro	Opção B
Mudança da vedação do pistão		X	
Mudança do pistão			X
Mudança da câmara do pistão		X	
Mudança da mola	X		
Tolerância de fabricação	X		

4.6. Proposta escolhida

Quantificando todas as vantagens e desvantagens destacadas no subcapítulo anterior, foi decidida que a ‘opção A’ deveria ser a proposta escolhida para a adaptação do projeto da válvula.

O menor impacto nos custos de fabricação das novas peças e conseqüentemente o maior reaproveitamento da válvula em sua configuração original, assim como a alta probabilidade do equipamento ser entregue em menor prazo foram os pontos cruciais para essa escolha.

Os desenhos de fabricação das peças principais modificadas se encontram no anexo deste trabalho.

5. Conclusão

Este trabalho apresentou propostas de adaptação para o projeto de uma válvula originalmente utilizada em um projeto com dados de entrada diferentes.

Primeiramente, para situar a necessidade e importância, foram apresentados breves históricos sobre o petróleo e sobre válvulas, assim como a explicação sobre a divisão moderna da indústria de óleo e gás.

Uma explicação sobre os tipos de válvulas e seus componentes ajudou a mostrar o funcionamento de uma válvula gaveta submarina, para em seguida ser apresentado o caso que representa o desafio do trabalho.

Propostas foram apresentadas para que o projeto de adaptação fosse tal que causasse menos impacto possível nos custos e prazo da empresa. As propostas foram baseadas em cálculos teóricos, enquanto os impactos, que são de natureza mais qualitativa, foram expostos para a decisão de qual seria a melhor solução.

Por causar um impacto potencialmente menor no prazo, e por consequência custos de produção, foi escolhida a ‘opção A’, que envolve primariamente a modificação do diâmetro externo do pistão e mantém a mola do projeto original, como a solução adotada. É sempre importante considerar todos os parâmetros envolvidos em um projeto e sua confecção e teste.

6. Sugestões de trabalhos futuros

Este trabalho não levou em consideração alguns fatores que podem ser analisados com maior aprofundamento, sendo apenas uma análise estática do funcionamento do equipamento como um todo.

Sendo assim, pode ser sugerido que alguns trabalhos podem ser derivados desse com foco maior em outros setores como a dinâmica do fluido de produção da tubulação que atinge a gaveta fechada ou sobre o fluido da linha de controle do atuador durante o seu acionamento.

Como foi dito no desenvolvimento deste trabalho, uma consideração importante a ser feita é a temperatura para qual a válvula será submetida. Uma análise termodinâmica pode ser realizada imaginando um cenário em que a válvula bloqueando o escoamento do fluido resulta no aumento da temperatura, e podem ser verificados os efeitos resultantes deste fenômeno.

7. Referências

- [1] PETROLEUM. In: Wikipedia: the free encyclopedia. Disponível em: <<http://en.wikipedia.org/wiki/Petroleum>> Acesso em: 12 mar 2013.
- [2] HISTORY of the valves. In: Valvias: The independent guide to valves and actuators. Disponível em: <<http://www.valvias.com/history.php>> Acesso em: 12 mar 2013.
- [3] Ilustração cedida por FMC Technologies.
- [4] Norma API 6A.
- [5] FOX, ROBERT W., MCDONALD, ALAN T., PRITCHARD, PHILIP J., Introdução à Mecânica dos Fluidos, 6 ed., LTC, 2006
- [6] SHIGLEY, JOSEPH E., MISCHKE, CHARLES R., BUDYNAS, RICHARD G., Projeto de Engenharia Mecânica, 7 ed., Bookman, 2005
- [7] TENENBAUM, ROBERTO A., Dinâmica Aplicada, 3 ed., Manole, 2006
- [8] DINIZ, ANSELMO E., MARCONDES, FRANCISCO C., COPPINI, NIVALDO L, Tecnologia da Usinagem dos Materiais, 4 ed., Artliber, 2003
- [9] MSDS. In: TECHNOLOGY Lubricants Corporation. Disponível em: <<http://www.technologylubricants.com>> Acesso em: 18 mar 2013.

8. Apêndices

8.1. Memórias de Cálculo

- Válvula Original;
- ‘Opção A’ com fluido de controle HW-525;
- ‘Opção A’ com fluido de controle HW-443;
- Cálculo da Mola;
- ‘Opção B’ com fluido de controle HW-525;
- ‘Opção B’ com fluido de controle HW-443;
- Cálculo da Câmara do Pistão.

8.2. Desenhos de Fabricação

- Pistão / Haste Média;
- Câmara do pistão;
- Mola garter.

DADOS DE ENTRADA:Dados do Sistema

Diâmetro do bore da VG	Db := 130.18mm	Db = 5.125·in
Lamina D'água	WD := 2000m	
Pressão à Montante	Pm := 34.5MPa	Pm = 5·ksi
Pressão à Jusante	Pj := 0MPa	

Dados do Atuador

Diâmetro da Haste Superior	Dhs := 57.15mm	
Diâmetro da Haste Média	Dhint := 57.13mm	
Diâmetro da Haste Inferior	Dhinf := 57.15mm	
Diâmetro do Pistão	Dp := 139.7mm	Dp = 5.5·in
Curso da Gaveta	curso := 144.3mm	
Força Mínima da Mola	FmM := 89.76kN	
Força Máxima da Mola	FMM := 138.22kN	

Coeficientes de Atrito

Atrito entre Gaveta e Sede	AtrGS := 0.12
Atrito da Vedação da Haste	AtrPck := 0.02
Atrito da Vedação Hidráulica	AtrSeal := 0.033

Outros Dados

Diâmetros da sede	ODs := 151.9mm	IDs := 103.1mm
Área de contato entre Gaveta e Sede	$AcGS := \frac{\pi}{4} \cdot (ODs^2 - IDs^2)$	AcGS = 9773 · mm ²
Força Mínima da Belleville	FmB := 1112N	
Força Máxima da Belleville	FMB := 1650N	
Comprimento da Vedação da Haste	PL := 44.45mm	
Comprimento da Vedação Hidráulica	SW := 12.7mm	
Densidade da Água do Mar	$Sd := 1028 \frac{kg}{m^3}$	
Densidade do Fluido de Controle HW-525	$CFd525 := 1042 \frac{kg}{m^3}$	po := 1atm

Cálculo para máxima pressão na linha de controle

Pressão máxima	Pmax := 20.68MPa	Fator API = 90%	API := 0.9
Pressão máxima na linha de controle	PmaxLC := Pmax · API		PmaxLC = 18.6 · MPa

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

Air Gap	AG := 30m		
Head da linha de controle	HeadLC := CFd525 · g · (WD + AG)	HeadLC = 20.74 · MPa	
Head da água do mar	HeadSea := Sd · g · WD	HeadSea = 20.16 · MPa	
Back Pressure mínimo	BPmin := (HeadLC – HeadSea) + 0.79MPa	BPmin = 1.37 · MPa	

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE ACIONAMENTO NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 5000 PSI**DADOS DE SAÍDA:**Cálculos de Área

Área da haste superior	$A_{hs} := \frac{\pi D_{hs}^2}{4}$	$A_{hs} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste média	$A_{hint} := \frac{\pi D_{hint}^2}{4}$	$A_{hint} = 2563 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste inferior	$A_{hinf} := \frac{\pi D_{hinf}^2}{4}$	$A_{hinf} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área do cilindro	$A_c := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$	$A_c = 0.015 \cdot \text{m}^2$
Área do pistão	$A_p := A_c - A_{hint}$	$A_p = 0.013 \cdot \text{m}^2$
Área de boost	$A_b := A_c - A_{hinf}$	$A_b = 0.013 \cdot \text{m}^2$

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle	$HLC := WD \cdot CFd525 \cdot g + p_o$	$HLC = 20.54 \cdot \text{MPa}$
Pressão da coluna da água do mar	$HS := WD \cdot Sd \cdot g + p_o$	$HS = 20.26 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

<u>Crack Open</u>	$CO := FmM + \frac{(FMM - FmM) \cdot (\text{curso} - Db)}{\text{curso}}$	CO = 94.5 · kN
Força do Acumulador	FA := Ab · HS	FA = 258.6 · kN
Força da água do mar	FS := -(Ahs · HS)	FS = -52 · kN
Força da linha de controle	FLC := -(HLC · Ap)	FLC = -262.2 · kN
Força gerada pela pressão no bore	FB := Pm · Ahinf	FB = 88.5 · kN
<u>Força Total</u>	FTot1 := FA + FS + FLC + FB	FTot1 = 33 · kN

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Montante	$ArM := \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$	ArM = 0.17 · kN
Atrito da Sede à Justante	$ArJ := AcGS \cdot (Pm - Pj) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$	ArJ = 40.6 · kN
Atrito do Stem Packing	ArP := Pm · Dhinf · π · 0.3 · PL · AtrPck	ArP = 1.65 · kN
Atrito da Vedação do Pistão	ArV := HLC · Dp · π · 0.3 · SW · AtrSeal	ArV = 1.13 · kN
Atrito da Vedação das Hastes	ArH := 3 · HS · Dhs · π · 0.3 · SW · AtrSeal	ArH = 1.37 · kN

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA := FmM + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $iMA = 167.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP1 := \frac{iMA}{Ap}$ $PP1 = 13.1 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO := CO + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $anCO = 172.4 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP2 := \frac{anCO}{Ap}$ $PP2 = 13.5 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO := CO + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $apCO = 132 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP3 := \frac{apCO}{Ap}$ $PP3 = 10.3 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA := FMM + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $fMA = 175.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP4 := \frac{fMA}{Ap}$ $PP4 = 13.8 \cdot MPa$

Máxima pressão de acionamento $MaxPP := \max(PP1, PP2, PP3, PP4)$ $MaxPP = 13.8 \cdot MPa$

$Resultado := \text{if}(MaxPP < PmaxLC, "OK", "FAIL")$ $Resultado = "OK"$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF := FMM + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $iMF = 166.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP5 := \frac{iMF}{Ap}$ $PP5 = 13.1 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO := CO + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $anPO = 123 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP6 := \frac{anPO}{Ap}$ $PP6 = 9.6 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO := CO + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $apPO = 82.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP7 := \frac{apPO}{Ap}$ $PP7 = 6.5 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF := FmM + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $fMF = 77.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP := \frac{fMF}{Ap}$ $BP = 6.1 \cdot MPa$

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE BACK PRESSURE NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 0 PSI**NOVOS DADOS DE ENTRADA:**Dados do SistemaPressão à Montante $P_{m2} := 0 \text{ MPa}$ Pressão à Jusante $P_{j2} := 0 \text{ MPa}$ **DADOS DE SAÍDA:**Cálculos de Pressão do FluidoPressão da coluna de fluido da linha de controle $HLC1 := WD \cdot CF_{d525} \cdot g + p_o$ $HLC1 = 20.54 \cdot \text{MPa}$ Pressão da coluna da água do mar $HS1 := WD \cdot S_d \cdot g + p_o$ $HS1 = 20.26 \cdot \text{MPa}$ Cálculos de ForçaForça gerada pela pressão no bore $FB2 := P_{m2} \cdot A_{hinf}$ $FB2 = 0 \cdot \text{kN}$ Força da água do mar $FS1 := -(A_{hs} \cdot HS1)$ $FS1 = -52 \cdot \text{kN}$ Força da linha de controle $FLC1 := -(HLC1 \cdot A_p)$ $FLC1 = -262.2 \cdot \text{kN}$ Força do Acumulador $FA1 := A_b \cdot HS1$ $FA1 = 258.6 \cdot \text{kN}$ Força Total $FTot2 := FA1 + FS1 + FLC1 + FB2$ $FTot2 = -55.5 \cdot \text{kN}$

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Justante $ArJ2 := AcGS \cdot (Pm2 - Pj2) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$ $ArJ2 = 0.17 \cdot kN$

Atrito do Stem Packing $ArP2 := HS1 \cdot Dhinf \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot AtrPck$ $ArP2 = 0.97 \cdot kN$

Atrito da Vedação do Pistão $ArV2 := HLC1 \cdot Dp \cdot \pi \cdot 0.3SW \cdot AtrSeal$ $ArV2 = 1.13 \cdot kN$

Atrito da Vedação das Hastes $ArH2 := 3 \cdot HS1 \cdot Dhs \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal$ $ArH2 = 1.37 \cdot kN$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA2 := FmM + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $iMA2 = 38 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP12 := \frac{iMA2}{Ap}$ $PP12 = 3 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO2 := CO + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $anCO2 = 42.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP22 := \frac{anCO2}{Ap}$ $PP22 = 3.4 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO2 := CO + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $apCO2 = 42.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP32 := \frac{apCO2}{Ap}$ $PP32 = 3.4 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA2 := FMM + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $fMA2 = 86.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP42 := \frac{fMA2}{Ap}$ $PP42 = 6.8 \cdot MPa$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF2 := FMM + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $iMF2 = 78.9 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP52 := \frac{iMF2}{Ap}$ $PP52 = 6.2 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO2 := CO + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $anPO2 = 35.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP62 := \frac{anPO2}{Ap}$ $PP62 = 2.8 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO2 := CO + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $apPO2 = 35.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP72 := \frac{apPO2}{Ap}$ $PP72 = 2.8 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF2 := FmM + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $fMF2 = 30.4 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP2 := \frac{fMF2}{Ap}$ $BP2 = 2.4 \cdot MPa$

Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK", "FAIL") Resultado1 = "OK"

DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Diâmetro do bore da VG	Db := 130.18mm	Db = 5.125·in
Lamina D'água	WD := 300m	
Pressão à Montante	Pm := 20.68MPa	Pm = 3·ksi
Pressão à Jusante	Pj := 0MPa	

Dados do Atuador

Diâmetro da Haste Superior	Dhs := 57.15mm
Diâmetro da Haste Média	Dhint := 57.13mm
Diâmetro da Haste Inferior	Dhinf := 57.15mm
Diâmetro do Pistão	Dp := 177.8mm
Curso da Gaveta	curso := 144.3mm
Força Mínima da Mola	FmM := 89.76kN
Força Máxima da Mola	FMM := 138.22kN

Coefficientes de Atrito

Atrito entre Gaveta e Sede	AtrGS := 0.12
Atrito do Stem Packing	AtrPck := 0.02
Atrito da Vedação Hidráulica	AtrSeal := 0.033

Outros Dados

Diâmetros da sede	ODs := 151.9mm	IDs := 103.1mm
Área de contato entre Gaveta e Sede	$AcGS := \frac{\pi}{4} \cdot (ODs^2 - IDs^2)$	AcGS = 9773 · mm ²
Força Mínima da Belleville	FmB := 1112N	
Força Máxima da Belleville	FMB := 1650N	
Comprimento da Vedação da Haste	PL := 44.45mm	
Comprimento da Vedação Hidráulica	SW := 12.7mm	
Densidade da Água do Mar	$Sd := 1028 \frac{kg}{m^3}$	
Densidade do Fluido de Controle HW-525	$CFd525 := 1042 \frac{kg}{m^3}$	po := 1atm

Cálculo para máxima pressão na linha de controle

Pressão máxima	Pmax := 10.34MPa	Fator API = 90%	API := 0.9
Pressão máxima na linha de controle	PmaxLC := Pmax · API		PmaxLC = 9.3 · MPa

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

LDA máxima	LDAm := 1000m	Air Gap	AG := 30m
Head da linha de controle	HeadLC := CFd525 · g · (LDAm + AG)		HeadLC = 10.53 · MPa
Head da água do mar	HeadSea := Sd · g · LDAm		HeadSea = 10.08 · MPa
Back Pressure mínimo	BPmin := (HeadLC – HeadSea) + 0.79MPa		BPmin = 1.23 · MPa

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE ACIONAMENTO NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 3000 PSI

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Área

Área da haste superior	$A_{hs} := \frac{\pi D_{hs}^2}{4}$	$A_{hs} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste média	$A_{hint} := \frac{\pi D_{hint}^2}{4}$	$A_{hint} = 2563 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste inferior	$A_{hinf} := \frac{\pi D_{hinf}^2}{4}$	$A_{hinf} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área do cilindro	$A_c := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$	$A_c = 0.025 \cdot \text{m}^2$
Área do pistão	$A_p := A_c - A_{hint}$	$A_p = 0.022 \cdot \text{m}^2$
Área de boost	$A_b := A_c - A_{hinf}$	$A_b = 0.022 \cdot \text{m}^2$

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle	$HLC := WD \cdot CFd525 \cdot g + p_o$	$HLC = 3.17 \cdot \text{MPa}$
Pressão da coluna da água do mar	$HS := WD \cdot Sd \cdot g + p_o$	$HS = 3.13 \cdot \text{MPa}$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA := FmM + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $iMA = 159.9 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP1 := \frac{iMA}{Ap}$ $PP1 = 7.2 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO := CO + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $anCO = 164.6 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP2 := \frac{anCO}{Ap}$ $PP2 = 7.4 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO := CO + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $apCO = 140.4 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP3 := \frac{apCO}{Ap}$ $PP3 = 6.3 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA := FMM + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $fMA = 184.1 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP4 := \frac{fMA}{Ap}$ $PP4 = 8.3 \cdot MPa$

Máxima pressão de acionamento $MaxPP := \max(PP1, PP2, PP3, PP4)$ **MaxPP = 8.3 · MPa**

Resultado := if(MaxPP < PmaxLC, "OK", "FAIL") **Resultado = "OK"**

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF := FMM + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $iMF = 180.6 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP5 := \frac{iMF}{Ap}$ $PP5 = 8.1 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO := CO + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $anPO = 136.9 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP6 := \frac{anPO}{Ap}$ $PP6 = 6.1 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO := CO + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $apPO = 112.6 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP7 := \frac{apPO}{Ap}$ $PP7 = 5.1 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF := FmM + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $fMF = 107.9 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP := \frac{fMF}{Ap}$ $BP = 4.8 \cdot MPa$

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE BACK PRESSURE NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 0 PSI

NOVOS DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Pressão à Montante $P_{m2} := 0 \text{ MPa}$

Pressão à Jusante $P_{j2} := 0 \text{ MPa}$

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle $HLC1 := LDAm \cdot CFd525 \cdot g + p_o$ $HLC1 = 10.32 \cdot \text{MPa}$

Pressão da coluna da água do mar $HS1 := LDAm \cdot Sd \cdot g + p_o$ $HS1 = 10.18 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

Força gerada pela pressão no bore $FB2 := P_{m2} \cdot A_{hinf}$ $FB2 = 0 \cdot \text{kN}$

Força da água do mar $FS1 := -(A_{hs} \cdot HS1)$ $FS1 = -26.1 \cdot \text{kN}$

Força da linha de controle $FLC1 := -(HLC1 \cdot A_p)$ $FLC1 = -229.8 \cdot \text{kN}$

Força do Acumulador $FA1 := A_b \cdot HS1$ $FA1 = 226.7 \cdot \text{kN}$

Força Total $FTot2 := FA1 + FS1 + FLC1 + FB2$ $FTot2 = -29.2 \cdot \text{kN}$

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Justante $Ar_{J2} := Ac_{GS} \cdot (P_{m2} - P_{j2}) \cdot Atr_{GS} + \frac{(F_{mB} + F_{MB}) \cdot Atr_{GS}}{2}$ $Ar_{J2} = 0.17 \cdot kN$

Atrito do Stem Packing $Ar_{P2} := HS1 \cdot Dh_{inf} \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot Atr_{Pck}$ $Ar_{P2} = 0.49 \cdot kN$

Atrito da Vedação do Pistão $Ar_{V2} := HLC1 \cdot D_p \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot Atr_{Seal}$ $Ar_{V2} = 0.72 \cdot kN$

Atrito da Vedação das Hastes $Ar_{H2} := 3 \cdot HS1 \cdot D_{hs} \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot Atr_{Seal}$ $Ar_{H2} = 0.69 \cdot kN$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA2 := FmM + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $iMA2 = 62.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP12 := \frac{iMA2}{Ap}$ $PP12 = 2.8 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO2 := CO + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $anCO2 = 67.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP22 := \frac{anCO2}{Ap}$ $PP22 = 3 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO2 := CO + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $apCO2 = 67.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP32 := \frac{apCO2}{Ap}$ $PP32 = 3 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA2 := FMM + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $fMA2 = 111.3 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP42 := \frac{fMA2}{Ap}$ $PP42 = 5 \cdot MPa$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF2 := FMM + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $iMF2 = 106.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP52 := \frac{iMF2}{Ap}$ $PP52 = 4.8 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO2 := CO + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $anPO2 = 63.1 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP62 := \frac{anPO2}{Ap}$ $PP62 = 2.8 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO2 := CO + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $apPO2 = 63.1 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP72 := \frac{apPO2}{Ap}$ $PP72 = 2.8 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF2 := FmM + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $fMF2 = 58.3 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP2 := \frac{fMF2}{Ap}$ $BP2 = 2.6 \cdot MPa$

Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK", "FAIL")

Resultado1 = "OK"

DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Diâmetro do bore da VG	Db := 130.18mm	Db = 5.125·in
Lamina D'água	WD := 300m	
Pressão à Montante	Pm := 20.68MPa	Pm = 3·ksi
Pressão à Jusante	Pj := 0MPa	

Dados do Atuador

Diâmetro da Haste Superior	Dhs := 57.15mm
Diâmetro da Haste Média	Dhint := 57.13mm
Diâmetro da Haste Inferior	Dhinf := 57.15mm
Diâmetro do Pistão	Dp := 177.8mm
Curso da Gaveta	curso := 144.3mm
Força Mínima da Mola	FmM := 89.76kN
Força Máxima da Mola	FMM := 138.22kN

Coefficientes de Atrito

Atrito entre Gaveta e Sede	AtrGS := 0.12
Atrito da Vedação da Haste	AtrPck := 0.02
Atrito da Vedação Hidráulica	AtrSeal := 0.033

Outros Dados

Diâmetros da sede	ODs := 151.9mm	IDs := 103.1mm
Área de contato entre Gaveta e Sede	$AcGS := \frac{\pi}{4} \cdot (ODs^2 - IDs^2)$	AcGS = 9773 · mm ²
Força Mínima da Belleville	FmB := 1112N	
Força Máxima da Belleville	FMB := 1650N	
Comprimento da Vedação da Haste	PL := 44.45mm	
Comprimento da Vedação Hidráulica	SW := 12.7mm	
Densidade da Água do Mar	$Sd := 1028 \frac{kg}{m^3}$	
Densidade do Fluido de Controle HW-433	$CFd443 := 1071 \frac{kg}{m^3}$	po := 1atm

Cálculo para máxima pressão na linha de controle

Pressão máxima	Pmax := 10.34MPa	Fator API = 90%	API := 0.9
Pressão máxima na linha de controle	PmaxLC := Pmax · API		PmaxLC = 9.3 · MPa

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

LDA máxima	LDAm := 1000m	Air Gap	AG := 30m
Head da linha de controle	HeadLC := CFd443 · g · (LDAm + AG)		HeadLC = 10.82 · MPa
Head da água do mar	HeadSea := Sd · g · LDAm		HeadSea = 10.08 · MPa
Back Pressure mínimo	BPmin := (HeadLC – HeadSea) + 0.79MPa		BPmin = 1.53 · MPa

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE ACIONAMENTO NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 3000 PSI

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Área

Área da haste superior	$A_{hs} := \frac{\pi D_{hs}^2}{4}$	$A_{hs} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste média	$A_{hint} := \frac{\pi D_{hint}^2}{4}$	$A_{hint} = 2563 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste inferior	$A_{hinf} := \frac{\pi D_{hinf}^2}{4}$	$A_{hinf} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área do cilindro	$A_c := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$	$A_c = 0.025 \cdot \text{m}^2$
Área do pistão	$A_p := A_c - A_{hint}$	$A_p = 0.022 \cdot \text{m}^2$
Área de boost	$A_b := A_c - A_{hinf}$	$A_b = 0.022 \cdot \text{m}^2$

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle	$HLC := WD \cdot CFd443 \cdot g + p_o$	$HLC = 3.25 \cdot \text{MPa}$
Pressão da coluna da água do mar	$HS := WD \cdot Sd \cdot g + p_o$	$HS = 3.13 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

$$\text{Crack Open} \quad CO := FmM + \frac{(FMM - FmM) \cdot (\text{curso} - Db)}{\text{curso}} \quad CO = 94.5 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Força do Acumulador} \quad FA := Ab \cdot HS \quad FA = 69.6 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Força da água do mar} \quad FS := -(Ahs \cdot HS) \quad FS = -8 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Força da linha de controle} \quad FLC := -(HLC \cdot Ap) \quad FLC = -72.4 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Força gerada pela pressão no bore} \quad FB := Pm \cdot Ahinf \quad FB = 53 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Força Total} \quad FTot1 := FA + FS + FLC + FB \quad FTot1 = 42.2 \cdot \text{kN}$$

Cálculos de Força de Atrito

$$\text{Atrito da Sede à Montante} \quad ArM := \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2} \quad ArM = 0.17 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Atrito da Sede à Justante} \quad ArJ := AcGS \cdot (Pm - Pj) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2} \quad ArJ = 24.4 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Atrito do Stem Packing} \quad ArP := Pm \cdot Dhinf \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot AtrPck \quad ArP = 0.99 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Atrito da Vedação do Pistão} \quad ArV := HLC \cdot Dp \cdot \pi \cdot 0.15 \text{in} \cdot AtrSeal \quad ArV = 0.23 \cdot \text{kN}$$

$$\text{Atrito da Vedação das Hastes} \quad ArH := 3 \cdot HS \cdot Dhs \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot 0.5 \text{in} \cdot AtrSeal \quad ArH = 0.21 \cdot \text{kN}$$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA := FmM + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $iMA = 158 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP1 := \frac{iMA}{Ap}$ $PP1 = 7.1 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO := CO + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $anCO = 162.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP2 := \frac{anCO}{Ap}$ $PP2 = 7.3 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO := CO + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $apCO = 138.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP3 := \frac{apCO}{Ap}$ $PP3 = 6.2 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA := FMM + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $fMA = 182.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP4 := \frac{fMA}{Ap}$ $PP4 = 8.2 \cdot MPa$

Máxima pressão de acionamento $MaxPP := \max(PP1, PP2, PP3, PP4)$ $MaxPP = 8.2 \cdot MPa$

Resultado := if(MaxPP < PmaxLC, "OK", "FAIL") Resultado = "OK"

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF := FMM + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $iMF = 178.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP5 := \frac{iMF}{Ap}$ $PP5 = 8 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO := CO + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $anPO = 134.9 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP6 := \frac{anPO}{Ap}$ $PP6 = 6.1 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO := CO + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $apPO = 110.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP7 := \frac{apPO}{Ap}$ $PP7 = 5 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF := FmM + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $fMF = 106 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP := \frac{fMF}{Ap}$ $BP = 4.8 \cdot MPa$

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE BACK PRESSURE NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 0 PSI

NOVOS DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Pressão à Montante $P_{m2} := 0 \text{ MPa}$

Pressão à Jusante $P_{j2} := 0 \text{ MPa}$

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle $HLC1 := LDAm \cdot CFd443 \cdot g + p_o$ $HLC1 = 10.6 \cdot \text{MPa}$

Pressão da coluna da água do mar $HS1 := LDAm \cdot Sd \cdot g + p_o$ $HS1 = 10.18 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

Força gerada pela pressão no bore $FB2 := P_{m2} \cdot A_{hinf}$ $FB2 = 0 \cdot \text{kN}$

Força da água do mar $FS1 := -(A_{hs} \cdot HS1)$ $FS1 = -26.1 \cdot \text{kN}$

Força da linha de controle $FLC1 := -(HLC1 \cdot A_p)$ $FLC1 = -236.1 \cdot \text{kN}$

Força do Acumulador $FA1 := A_b \cdot HS1$ $FA1 = 226.7 \cdot \text{kN}$

Força Total $FTot2 := FA1 + FS1 + FLC1 + FB2$ $FTot2 = -35.5 \cdot \text{kN}$

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Justante $Ar_{J2} := Ac_{GS} \cdot (P_{m2} - P_{j2}) \cdot Atr_{GS} + \frac{(F_{mB} + F_{MB}) \cdot Atr_{GS}}{2}$ $Ar_{J2} = 0.17 \cdot kN$

Atrito do Stem Packing $Ar_{P2} := HS1 \cdot Dh_{inf} \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot Atr_{Pck}$ $Ar_{P2} = 0.49 \cdot kN$

Atrito da Vedação do Pistão $Ar_{V2} := HLC1 \cdot D_p \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot Atr_{Seal}$ $Ar_{V2} = 0.74 \cdot kN$

Atrito da Vedação das Hastes $Ar_{H2} := 3 \cdot HS1 \cdot D_{hs} \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot Atr_{Seal}$ $Ar_{H2} = 0.69 \cdot kN$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA2 := FmM + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $iMA2 = 56.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP12 := \frac{iMA2}{Ap}$ $PP12 = 2.5 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO2 := CO + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $anCO2 = 61.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP22 := \frac{anCO2}{Ap}$ $PP22 = 2.7 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO2 := CO + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $apCO2 = 61.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP32 := \frac{apCO2}{Ap}$ $PP32 = 2.7 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA2 := FMM + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $fMA2 = 104.9 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP42 := \frac{fMA2}{Ap}$ $PP42 = 4.7 \cdot MPa$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF2 := FMM + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $iMF2 = 100.4 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP52 := \frac{iMF2}{Ap}$ $PP52 = 4.5 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO2 := CO + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $anPO2 = 56.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP62 := \frac{anPO2}{Ap}$ $PP62 = 2.5 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO2 := CO + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $apPO2 = 56.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP72 := \frac{apPO2}{Ap}$ $PP72 = 2.5 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF2 := FmM + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $fMF2 = 52 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP2 := \frac{fMF2}{Ap}$ $BP2 = 2.3 \cdot MPa$

Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK", "FAIL") Resultado1 = "OK"

ALTERAÇÃO DA MOLA:

DADOS DE ENTRADA:

Geometria

Diâmetro externo	OD := 342.9mm
Diâmetro do arame	WD := 49.8mm
Comprimento Livre	FL := 1041.9mm
Comprimento Sólido	SH := 566.7mm
Comprimento da mola na altura de pré carga	PL := 774.7mm
Comprimento da mola na altura de trabalho	WL := 630.4mm

Dados relativos ao material

Tensão de escoamento	$\sigma_e := 1379\text{MPa}$
Tensão de ruptura	$\sigma_r := 1482\text{MPa}$
Módulo de elasticidade	$G_e := 75.84\text{GPa}$

DADOS DE SAÍDA:

Geometria

Diâmetro interno	$ID := OD - 2WD$	ID = 243.3·mm
Número total de espiras	$TC := \frac{SH}{WD} + 0.5$	TC = 11.88
Número de espiras ativas	$Na := TC - 2$	Na = 9.88
Diâmetro médio	$MD := OD - WD$	MD = 293.1·mm

Curso

Compressão de pré carga	$PLC := FL - PL$	PLC = 267.2·mm
Compressão no comprimento de trabalho	$WHC := FL - WL$	WHC = 411.5·mm
Compressão no comprimento sólido	$SHC := FL - SH$	SHC = 475.2·mm
% comprimido durante a pré carga	$\%a := \frac{PLC}{SHC}$	$\%a = 0.562$
% comprimido no comprimento de trabalho	$\%t := \frac{WHC}{SHC}$	$\%t = 0.866$
Curso	$Cm := PL - WL$	Cm = 144.3·mm
Índice da mola	$Im1 := \frac{MD}{WD}$	Im1 = 5.886

Cálculo de força

Razão da mola $k := \frac{(WD^4 \cdot Ge)}{8 \cdot Na \cdot MD^3}$ $k = 234 \cdot \frac{kN}{m}$

Força de pré carga $FPC := k \cdot (FL - PL)$ $FPC = 62.63 \cdot kN$

Força no comprimento mínimo de trabalho $FW := k \cdot (FL - WL)$ $FW = 96.45 \cdot kN$

Força no comprimento sólido $FS := k \cdot (FL - SH)$ $FS = 111 \cdot kN$

Cálculo de tensão

Momento Polar $Jm := \left(\frac{\pi}{32}\right) \cdot WD^4$ $Jm = 6.038 \times 10^5 \cdot mm^4$

Fator de Wahl $Kw := \frac{(4Im1 - 1)}{(4 \cdot Im1 - 4)} + \frac{0.615}{Im1}$ $Kw = 1.258$

Tensão máxima recomendada $\sigma_{max} := 0.56 \cdot \sigma_r$ $\sigma_{max} = 830 \cdot MPa$

Tensão não corrigida $US := \frac{8}{\pi} \cdot FW \cdot \frac{MD}{WD^3}$ $US = 583 \cdot MPa$

Tensão dinâmica $DS := Kw \cdot US$ $DS = 733 \cdot MPa$

Resultado := if(DS < σ_{max} , "OK", "FAIL") $Resultado = "OK"$

DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Diâmetro do bore da VG	Db := 130.18mm	Db = 5.125·in
Lamina D'água	WD := 300m	
Pressão à Montante	Pm := 20.68MPa	Pm = 3·ksi
Pressão à Jusante	Pj := 0MPa	

Dados do Atuador

Diâmetro da Haste Superior	Dhs := 57.15mm
Diâmetro da Haste Média	Dhint := 57.13mm
Diâmetro da Haste Inferior	Dhinf := 57.15mm
Diâmetro do Pistão	Dp := 152.4mm
Curso da Gaveta	curso := 144.3mm
Força Mínima da Mola	FmM := 62.63kN
Força Máxima da Mola	FMM := 96.45kN

Coefficientes de Atrito

Atrito entre Gaveta e Sede	AtrGS := 0.12
Atrito da Vedação da Haste	AtrPck := 0.02
Atrito da Vedação Hidráulica	AtrSeal := 0.033

Outros Dados

Diâmetros da sede	ODs := 151.9mm	IDs := 103.1mm
Área de contato entre Gaveta e Sede	$AcGS := \frac{\pi}{4} \cdot (ODs^2 - IDs^2)$	AcGS = 9773 · mm ²
Força Mínima da Belleville	FmB := 1112N	
Força Máxima da Belleville	FMB := 1650N	
Comprimento da Vedação da Haste	PL := 44.45mm	
Comprimento da Vedação Hidráulica	SW := 12.7mm	
Densidade da Água do Mar	$Sd := 1028 \frac{kg}{m^3}$	
Densidade do Fluido de Controle HW-525	$CFd525 := 1042 \frac{kg}{m^3}$	po := 1atm

Cálculo para máxima pressão na linha de controle

Pressão máxima	Pmax := 10.34MPa	Fator API = 90%	API := 0.9
Pressão máxima na linha de controle	PmaxLC := Pmax · API		PmaxLC = 9.3 · MPa

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

LDA máxima	LDAm := 1000m	Air Gap	AG := 30m
Head da linha de controle	HeadLC := CFd525 · g · (LDAm + AG)		HeadLC = 10.53 · MPa
Head da água do mar	HeadSea := Sd · g · LDAm		HeadSea = 10.08 · MPa
Back Pressure mínimo	BPmin := (HeadLC – HeadSea) + 0.79MPa		BPmin = 1.23 · MPa

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE ACIONAMENTO NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 3000 PSI

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Área

Área da haste superior	$A_{hs} := \frac{\pi D_{hs}^2}{4}$	$A_{hs} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste média	$A_{hint} := \frac{\pi D_{hint}^2}{4}$	$A_{hint} = 2563 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste inferior	$A_{hinfl} := \frac{\pi D_{hinfl}^2}{4}$	$A_{hinfl} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área do cilindro	$A_c := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$	$A_c = 0.018 \cdot \text{m}^2$
Área do pistão	$A_p := A_c - A_{hint}$	$A_p = 0.016 \cdot \text{m}^2$
Área de boost	$A_b := A_c - A_{hinfl}$	$A_b = 0.016 \cdot \text{m}^2$

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle	$HLC := WD \cdot CFd525 \cdot g + p_o$	$HLC = 3.17 \cdot \text{MPa}$
Pressão da coluna da água do mar	$HS := WD \cdot Sd \cdot g + p_o$	$HS = 3.13 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

Crack Open $CO := FmM + \frac{(FMM - FmM) \cdot (\text{curso} - Db)}{\text{curso}}$ $CO = 65.94 \cdot \text{kN}$

Força do Acumulador $FA := Ab \cdot HS$ $FA = 49 \cdot \text{kN}$

Força da água do mar $FS := -(Ahs \cdot HS)$ $FS = -8 \cdot \text{kN}$

Força da linha de controle $FLC := -(HLC \cdot Ap)$ $FLC = -49.7 \cdot \text{kN}$

Força gerada pela pressão no bore $FB := Pm \cdot Ahinf$ $FB = 53 \cdot \text{kN}$

Força Total $FTot1 := FA + FS + FLC + FB$ $FTot1 = 44.4 \cdot \text{kN}$

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Montante $ArM := \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$ $ArM = 0.17 \cdot \text{kN}$

Atrito da Sede à Justante $ArJ := AcGS \cdot (Pm - Pj) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$ $ArJ = 24.4 \cdot \text{kN}$

Atrito do Stem Packing $ArP := Pm \cdot Dhinf \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot AtrPck$ $ArP = 0.99 \cdot \text{kN}$

Atrito da Vedação do Pistão $ArV := HLC \cdot Dp \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal$ $ArV = 0.19 \cdot \text{kN}$

Atrito da Vedação das Hastes $ArH := 3 \cdot HS \cdot Dhs \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal$ $ArH = 0.21 \cdot \text{kN}$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA := FmM + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $iMA = 133 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP1 := \frac{iMA}{Ap}$ $PP1 = 8.5 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO := CO + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $anCO = 136.3 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP2 := \frac{anCO}{Ap}$ $PP2 = 8.7 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO := CO + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $apCO = 112 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP3 := \frac{apCO}{Ap}$ $PP3 = 7.1 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA := FMM + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $fMA = 142.6 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP4 := \frac{fMA}{Ap}$ $PP4 = 9.1 \cdot MPa$

Máxima pressão de acionamento $MaxPP := \max(PP1, PP2, PP3, PP4)$ $MaxPP = 9.1 \cdot MPa$

Resultado := if(MaxPP < PmaxLC, "OK", "FAIL") Resultado = "OK"

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF := FMM + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $iMF = 139.1 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP5 := \frac{iMF}{Ap}$ $PP5 = 8.9 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO := CO + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $anPO = 108.6 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP6 := \frac{anPO}{Ap}$ $PP6 = 6.9 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO := CO + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $apPO = 84.3 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP7 := \frac{apPO}{Ap}$ $PP7 = 5.4 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF := FmM + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $fMF = 81 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP := \frac{fMF}{Ap}$ $BP = 5.2 \cdot MPa$

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE BACK PRESSURE NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 0 PSI

NOVOS DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Pressão à Montante $P_{m2} := 0 \text{ MPa}$

Pressão à Jusante $P_{j2} := 0 \text{ MPa}$

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle $HLC1 := LDAm \cdot CFd525 \cdot g + p_o$ $HLC1 = 10.32 \cdot \text{MPa}$

Pressão da coluna da água do mar $HS1 := LDAm \cdot Sd \cdot g + p_o$ $HS1 = 10.18 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

Força gerada pela pressão no bore $FB2 := P_{m2} \cdot A_{hinf}$ $FB2 = 0 \cdot \text{kN}$

Força da água do mar $FS1 := -(A_{hs} \cdot HS1)$ $FS1 = -26.1 \cdot \text{kN}$

Força da linha de controle $FLC1 := -(HLC1 \cdot A_p)$ $FLC1 = -161.8 \cdot \text{kN}$

Força do Acumulador $FA1 := A_b \cdot HS1$ $FA1 = 159.6 \cdot \text{kN}$

Força Total $FTot2 := FA1 + FS1 + FLC1 + FB2$ $FTot2 = -28.3 \cdot \text{kN}$

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Justante $Ar_{J2} := Ac_{GS} \cdot (P_{m2} - P_{j2}) \cdot Atr_{GS} + \frac{(F_{mB} + F_{MB}) \cdot Atr_{GS}}{2}$ $Ar_{J2} = 0.17 \cdot kN$

Atrito do Stem Packing $Ar_{P2} := HS1 \cdot Dh_{inf} \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot Atr_{Pck}$ $Ar_{P2} = 0.49 \cdot kN$

Atrito da Vedação do Pistão $Ar_{V2} := HLC1 \cdot D_p \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot Atr_{Seal}$ $Ar_{V2} = 0.62 \cdot kN$

Atrito da Vedação das Hastes $Ar_{H2} := 3 \cdot HS1 \cdot D_{hs} \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot Atr_{Seal}$ $Ar_{H2} = 0.69 \cdot kN$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

<u>Início do Movimento</u>	$iMA2 := FmM + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$	$iMA2 = 36.5 \cdot kN$
Pressão no Pistão	$PP12 := \frac{iMA2}{Ap}$	$PP12 = 2.3 \cdot MPa$
<u>Antes do Crack Open</u>	$anCO2 := CO + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$	$anCO2 = 39.8 \cdot kN$
Pressão no Pistão	$PP22 := \frac{anCO2}{Ap}$	$PP22 = 2.5 \cdot MPa$
<u>Após o Crack Open</u>	$apCO2 := CO + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$	$apCO2 = 39.8 \cdot kN$
Pressão no Pistão	$PP32 := \frac{apCO2}{Ap}$	$PP32 = 2.5 \cdot MPa$
<u>Final do Movimento</u>	$fMA2 := FMM + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$	$fMA2 = 70.3 \cdot kN$
Pressão no Pistão	$PP42 := \frac{fMA2}{Ap}$	$PP42 = 4.5 \cdot MPa$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF2 := FMM + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $iMF2 = 66 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP52 := \frac{iMF2}{Ap}$ $PP52 = 4.2 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO2 := CO + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $anPO2 = 35.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP62 := \frac{anPO2}{Ap}$ $PP62 = 2.3 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO2 := CO + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $apPO2 = 35.5 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP72 := \frac{apPO2}{Ap}$ $PP72 = 2.3 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF2 := FmM + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $fMF2 = 32.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP2 := \frac{fMF2}{Ap}$ $BP2 = 2.1 \cdot MPa$

$Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK", "FAIL")$

$Resultado1 = "OK"$

DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Diâmetro do bore da VG	Db := 130.18mm	Db = 5.125·in
Lamina D'água	WD := 300m	
Pressão à Montante	Pm := 20.68MPa	Pm = 3·ksi
Pressão à Jusante	Pj := 0MPa	

Dados do Atuador

Diâmetro da Haste Superior	Dhs := 57.15mm
Diâmetro da Haste Média	Dhint := 57.13mm
Diâmetro da Haste Inferior	Dhinf := 57.15mm
Diâmetro do Pistão	Dp := 152.4mm
Curso da Gaveta	curso := 5.68in
Força Mínima da Mola	FmM := 62.63kN
Força Máxima da Mola	FMM := 96.45kN

Coefficientes de Atrito

Atrito entre Gaveta e Sede	AtrGS := 0.12
Atrito da Vedação da Haste	AtrPck := 0.02
Atrito da Vedação Hidráulica	AtrSeal := 0.033

Outros Dados

Diâmetros da sede	ODs := 151.9mm	IDs := 103.1mm
Área de contato entre Gaveta e Sede	$AcGS := \frac{\pi}{4} \cdot (ODs^2 - IDs^2)$	AcGS = 9773 · mm ²
Força Mínima da Belleville	FmB := 1112N	
Força Máxima da Belleville	FMB := 1650N	
Comprimento da Vedação da Haste	PL := 44.45mm	
Comprimento da Vedação Hidráulica	SW := 12.7mm	
Densidade da Água do Mar	$Sd := 1028 \frac{kg}{m^3}$	
Densidade do Fluido de Controle HW-433	$CFd443 := 1071 \frac{kg}{m^3}$	po := 1atm

Cálculo para máxima pressão na linha de controle

Pressão máxima	Pmax := 10.34MPa	Fator API = 90%	API := 0.9
Pressão máxima na linha de controle	PmaxLC := Pmax · API		PmaxLC = 9.3 · MPa

Cálculo para mínimo back pressure necessário (HW-525):

LDA máxima	LDAm := 1000m	Air Gap	AG := 30m
Head da linha de controle	HeadLC := CFd443 · g · (LDAm + AG)		HeadLC = 10.82 · MPa
Head da água do mar	HeadSea := Sd · g · LDAm		HeadSea = 10.08 · MPa
Back Pressure mínimo	BPmin := (HeadLC – HeadSea) + 0.79MPa		BPmin = 1.53 · MPa

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE ACIONAMENTO NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 3000 PSI

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Área

Área da haste superior	$A_{hs} := \frac{\pi D_{hs}^2}{4}$	$A_{hs} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste média	$A_{hint} := \frac{\pi D_{hint}^2}{4}$	$A_{hint} = 2563 \cdot \text{mm}^2$
Área da haste inferior	$A_{hinf} := \frac{\pi D_{hinf}^2}{4}$	$A_{hinf} = 2565 \cdot \text{mm}^2$
Área do cilindro	$A_c := \pi \cdot \frac{D_p^2}{4}$	$A_c = 0.018 \cdot \text{m}^2$
Área do pistão	$A_p := A_c - A_{hint}$	$A_p = 0.016 \cdot \text{m}^2$
Área de boost	$A_b := A_c - A_{hinf}$	$A_b = 0.016 \cdot \text{m}^2$

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle	$HLC := WD \cdot CFd443 \cdot g + p_o$	$HLC = 3.25 \cdot \text{MPa}$
Pressão da coluna da água do mar	$HS := WD \cdot Sd \cdot g + p_o$	$HS = 3.13 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

<u>Crack Open</u>	$CO := FmM + \frac{(FMM - FmM) \cdot (\text{curso} - Db)}{\text{curso}}$	CO = 65.93 · kN
Força do Acumulador	FA := Ab · HS	FA = 49 · kN
Força da água do mar	FS := -(Ahs · HS)	FS = -8 · kN
Força da linha de controle	FLC := -(HLC · Ap)	FLC = -51 · kN
Força gerada pela pressão no bore	FB := Pm · Ahinf	FB = 53 · kN
<u>Força Total</u>	FTot1 := FA + FS + FLC + FB	FTot1 = 43 · kN

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Montante	$ArM := \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$	ArM = 0.17 · kN
Atrito da Sede à Justante	$ArJ := AcGS \cdot (Pm - Pj) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$	ArJ = 24.4 · kN
Atrito do Stem Packing	ArP := Pm · Dhinf · π · 0.3 · PL · AtrPck	ArP = 0.99 · kN
Atrito da Vedação do Pistão	ArV := HLC · Dp · π · 0.15in · AtrSeal	ArV = 0.2 · kN
Atrito da Vedação das Hastes	ArH := 3 · HS · Dhs · π · 0.3 · 0.5in · AtrSeal	ArH = 0.21 · kN

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA := FmM + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $iMA = 131.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP1 := \frac{iMA}{Ap}$ $PP1 = 8.4 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO := CO + FTot1 + ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH$ $anCO = 135 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP2 := \frac{anCO}{Ap}$ $PP2 = 8.6 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO := CO + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $apCO = 110.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP3 := \frac{apCO}{Ap}$ $PP3 = 7.1 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA := FMM + FTot1 + 2ArM + ArP + ArV + ArH$ $fMA = 141.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP4 := \frac{fMA}{Ap}$ $PP4 = 9 \cdot MPa$

Máxima pressão de acionamento $MaxPP := \max(PP1, PP2, PP3, PP4)$ **MaxPP = 9·MPa**

Resultado := if(MaxPP < PmaxLC, "OK", "FAIL") **Resultado = "OK"**

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF := FMM + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $iMF = 137.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP5 := \frac{iMF}{Ap}$ $PP5 = 8.8 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO := CO + FTot1 - (2ArM + ArP + ArV + ArH)$ $anPO = 107.2 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP6 := \frac{anPO}{Ap}$ $PP6 = 6.8 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO := CO + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $apPO = 83 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP7 := \frac{apPO}{Ap}$ $PP7 = 5.3 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF := FmM + FTot1 - (ArM + ArJ + ArP + ArV + ArH)$ $fMF = 79.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP := \frac{fMF}{Ap}$ $BP = 5.1 \cdot MPa$

AVALIAÇÃO DAS PRESSÕES DE BACK PRESSURE NO PIOR CASO, COM DIFERENCIAL DE PRESSÃO NA VÁLVULA DE 0 PSI

NOVOS DADOS DE ENTRADA:

Dados do Sistema

Pressão à Montante $P_{m2} := 0 \text{ MPa}$

Pressão à Jusante $P_{j2} := 0 \text{ MPa}$

DADOS DE SAÍDA:

Cálculos de Pressão do Fluido

Pressão da coluna de fluido da linha de controle $HLC1 := LDAm \cdot CFd443 \cdot g + p_0$ $HLC1 = 10.6 \cdot \text{MPa}$

Pressão da coluna da água do mar $HS1 := LDAm \cdot Sd \cdot g + p_0$ $HS1 = 10.18 \cdot \text{MPa}$

Cálculos de Força

Força gerada pela pressão no bore $FB2 := P_{m2} \cdot A_{hinf}$ $FB2 = 0 \cdot \text{kN}$

Força da água do mar $FS1 := -(A_{hs} \cdot HS1)$ $FS1 = -26.1 \cdot \text{kN}$

Força da linha de controle $FLC1 := -(HLC1 \cdot A_p)$ $FLC1 = -166.3 \cdot \text{kN}$

Força do Acumulador $FA1 := A_b \cdot HS1$ $FA1 = 159.6 \cdot \text{kN}$

Força Total $FTot2 := FA1 + FS1 + FLC1 + FB2$ $FTot2 = -32.7 \cdot \text{kN}$

Cálculos de Força de Atrito

Atrito da Sede à Justante $ArJ2 := AcGS \cdot (Pm2 - Pj2) \cdot AtrGS + \frac{(FmB + FMB) \cdot AtrGS}{2}$ $ArJ2 = 0.17 \cdot kN$

Atrito do Stem Packing $ArP2 := HS1 \cdot Dhinf \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot PL \cdot AtrPck$ $ArP2 = 0.49 \cdot kN$

Atrito da Vedação do Pistão $ArV2 := HLC1 \cdot Dp \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal$ $ArV2 = 0.64 \cdot kN$

Atrito da Vedação das Hastes $ArH2 := 3 \cdot HS1 \cdot Dhs \cdot \pi \cdot 0.3 \cdot SW \cdot AtrSeal$ $ArH2 = 0.69 \cdot kN$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Abertura do Atuador

Início do Movimento $iMA2 := FmM + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $iMA2 = 32 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP12 := \frac{iMA2}{Ap}$ $PP12 = 2 \cdot MPa$

Antes do Crack Open $anCO2 := CO + FTot2 + ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $anCO2 = 35.3 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP22 := \frac{anCO2}{Ap}$ $PP22 = 2.3 \cdot MPa$

Após o Crack Open $apCO2 := CO + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $apCO2 = 35.3 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP32 := \frac{apCO2}{Ap}$ $PP32 = 2.3 \cdot MPa$

Final do Movimento $fMA2 := FMM + FTot2 + 2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2$ $fMA2 = 65.8 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP42 := \frac{fMA2}{Ap}$ $PP42 = 4.2 \cdot MPa$

Cálculos da Pressão durante o Movimento de Fechamento do Atuador

Início do Movimento $iMF2 := FMM + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $iMF2 = 61.6 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP52 := \frac{iMF2}{Ap}$ $PP52 = 3.9 \cdot MPa$

Antes do Pinch Off $anPO2 := CO + FTot2 - (2ArM + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $anPO2 = 31 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP62 := \frac{anPO2}{Ap}$ $PP62 = 2 \cdot MPa$

Após o Pinch Off $apPO2 := CO + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $apPO2 = 31 \cdot kN$

Pressão no Pistão $PP72 := \frac{apPO2}{Ap}$ $PP72 = 2 \cdot MPa$

Back Pressure $fMF2 := FmM + FTot2 - (ArM + ArJ2 + ArP2 + ArV2 + ArH2)$ $fMF2 = 27.7 \cdot kN$

Pressão no Pistão $BP2 := \frac{fMF2}{Ap}$ $BP2 = 1.77 \cdot MPa$

Resultado1 := if(BPmin < BP2, "OK", "FAIL") Resultado1 = "OK"

VERIFICAÇÃO DA INTEGRIDADE DA CÂMARA DO PISTÃO**DADOS DE ENTRADA:**Geometria

Diâmetro externo OD := 234.6mm

Diâmetro interno ID := 212.9mm

Pressão aplicada

Pressão máxima de trabalho Pw := 20.68MPa

Pressão de teste Pt := 1.5·Pw Pt = 31.02·MPa

Propriedades do materialCoeficiente de Poisson ν := 0.3

Módulo de Elasticidade Ge := 206GPa

Mínima tensão de escoamento σ_e := 724MPa**DADOS DE SAÍDA:**GeometriaRaio externo A1 := $\frac{OD}{2}$ Raio interno B := $\frac{ID}{2}$ Espessura da parede T1 := $\frac{(OD - ID)}{2}$ T1 = 10.85·mm

Tensão

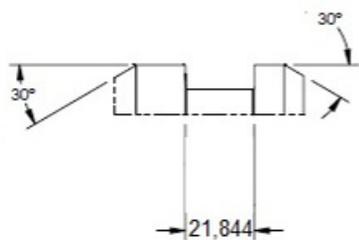
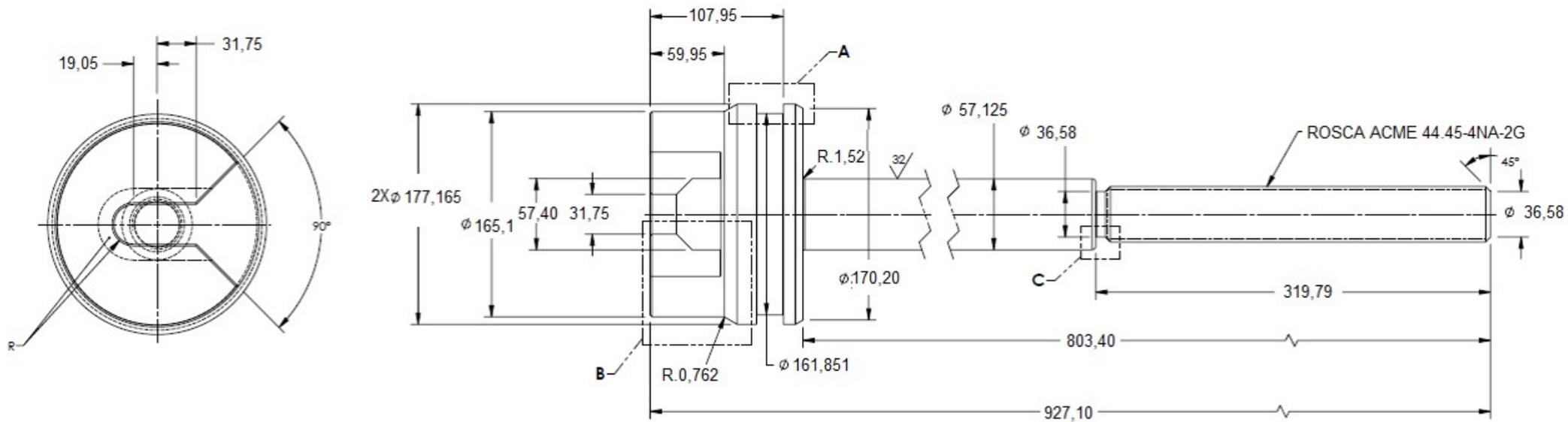
Tensão de membrana $\sigma_h := Pt \cdot \frac{(A1^2 + B^2)}{A1^2 - B^2}$ $\sigma_h = 321 \cdot \text{MPa}$

Tensão radial $\sigma_r := -Pt$ $\sigma_r = -31 \cdot \text{MPa}$

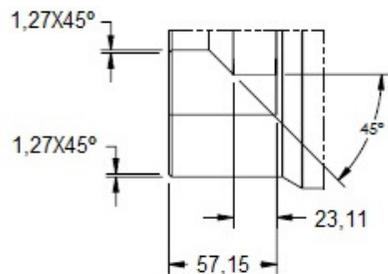
Tensão longitudinal $\sigma_l := Pt \cdot \frac{B^2}{A1^2 - B^2}$ $\sigma_l = 145 \cdot \text{MPa}$

Tensão de Von Mises $\sigma_{vm} := \frac{\sqrt{(\sigma_h - \sigma_r)^2 + (\sigma_r - \sigma_l)^2 + (\sigma_l - \sigma_h)^2}}{2}$ $\sigma_{vm} = 215 \cdot \text{MPa}$

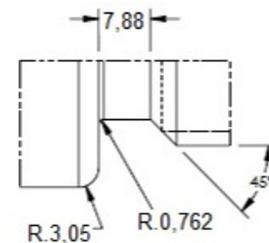
Fator de segurança (Von Mises) $FS_{vm} := \frac{\sigma_e}{\sigma_{vm}}$ $FS_{vm} = 3.362$



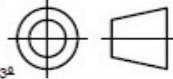
DET A

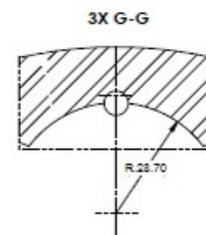
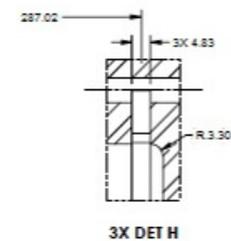
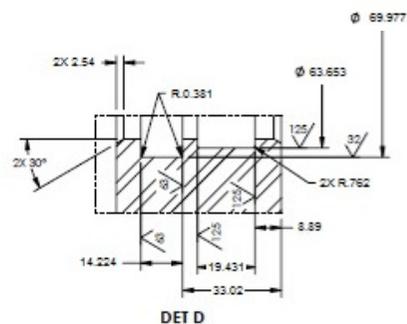
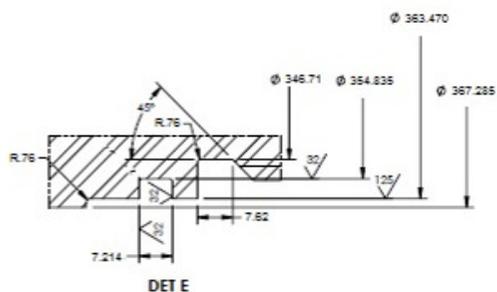
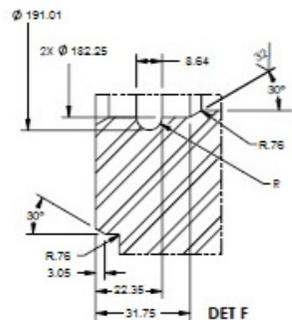
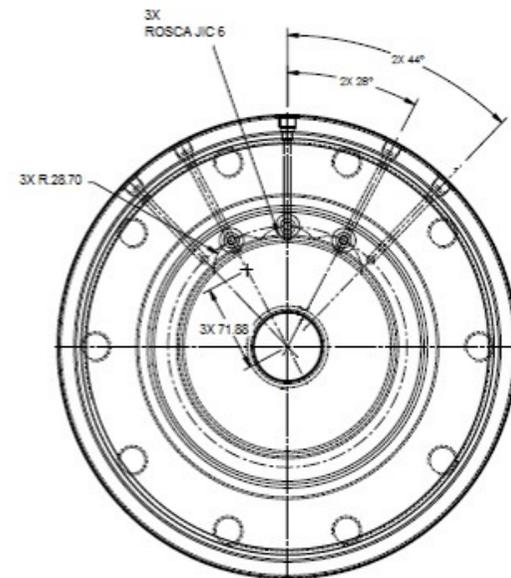
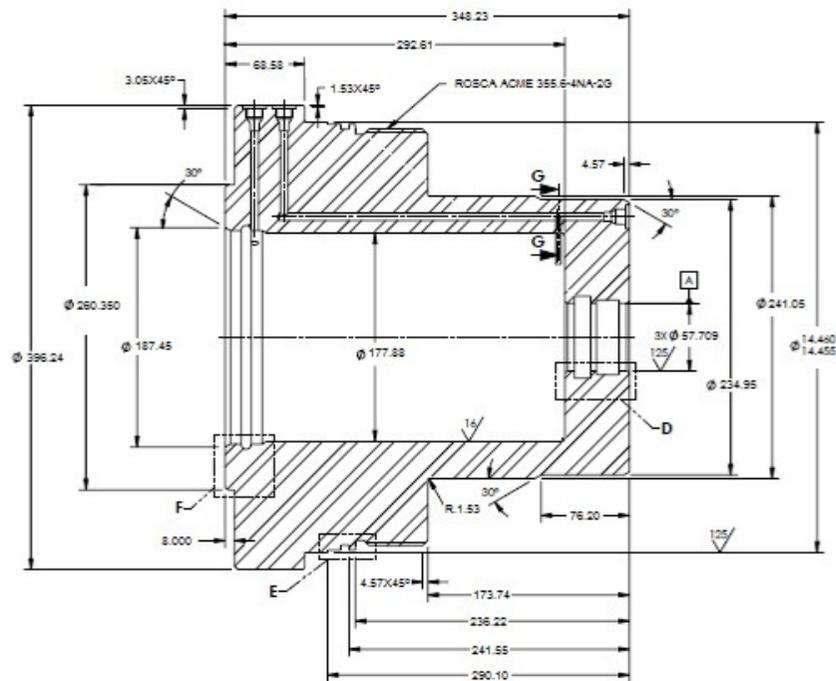
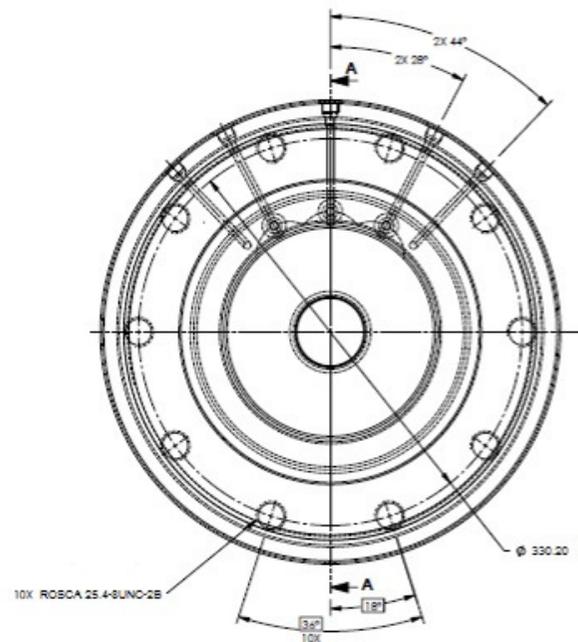


DET B

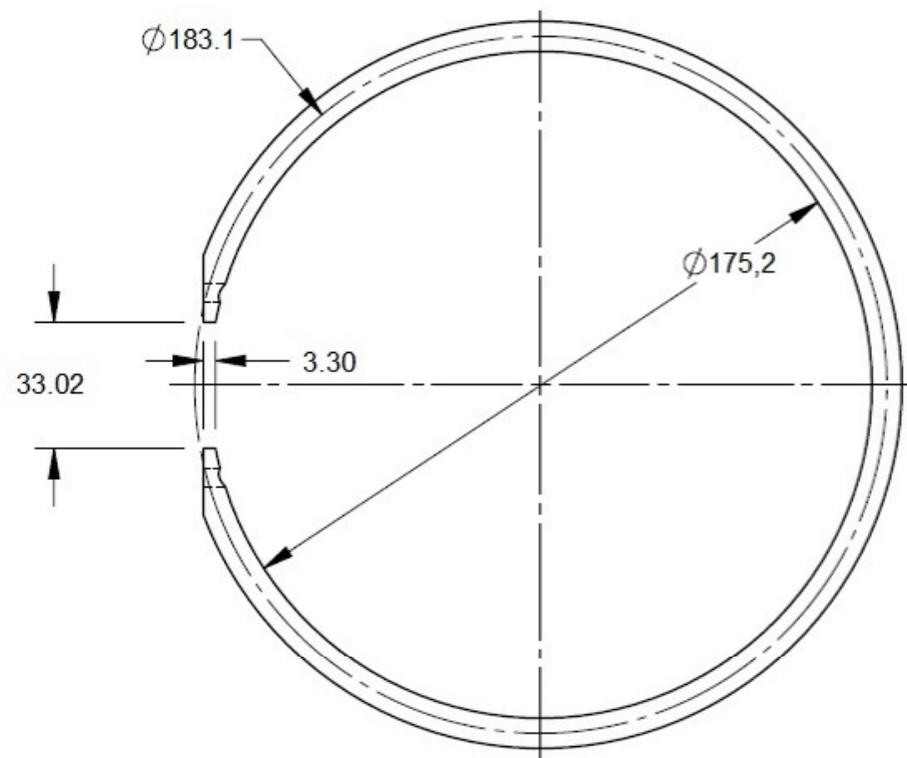
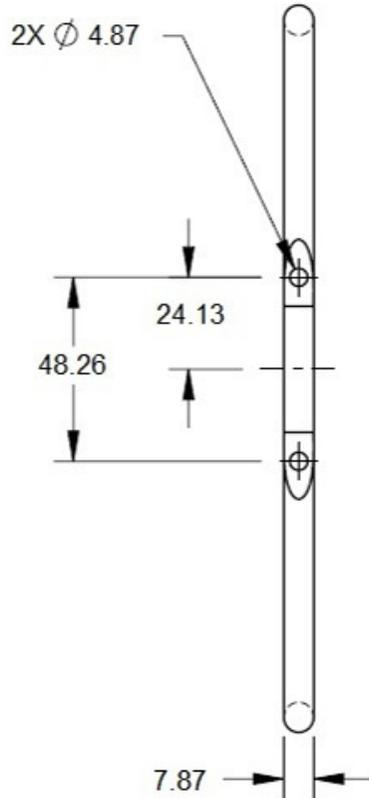


DET C

PISTÃO / HASTE MÉDIA			TOLERANCES (TOLERÂNCIAS GERAIS)		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED (QUANDO NÃO ESPECIFICADO)			
			ANGULAR $\pm 30'$ XXX ± 190 XX ± 381 X ± 762		- DIMENSIONS ARE MILLIMETERS (DIMENSÕES EM MILÍMETROS) - FINISH: 250 RMS (ACABAMENTO: 250 RMS)			
DATE	15-FEB-2013	WEIGHT (PESO):	32 kg		 SIZE A4			
DRW.	---	CHE.	---	MAT.			---	
REV	---	ECN	---	REF	---	DWG	SHEET 1/1	
APR.	---						---	---



<h2>CÂMARA DO PISTÃO</h2>			TOLERANCES (TOLERÂNCIAS GERAIS)		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED (QUANDO NÃO ESPECIFICADO)			
			ANGULAR ±30° XXX ± 190 XX ± 381 X ± 762		- DIMENSIONS ARE MILLIMETERS (DIMENSÕES EM MILÍMETROS) - FINISH: 250 RMS (ACABAMENTO: 250 RMS)			
			DATE	15-FEB-2013	WEIGHT (PESO):			
			DRW.	---			SIZE	
CHE.	---	A4						
MAT.	---	DWG		SHEET 1/1				
REV	---	ECN	---	REF	---	APR.	---	



MOLA AUTO-TRAVANTE (MOLA GARTER)			TOLERANCES (TOLERÂNCIAS GERAIS)		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED (QUANDO NÃO ESPECIFICADO)	
			ANGULAR ±30° XXX ± .190 XX ± .381 X ± .762		- DIMENSIONS ARE MILLIMETERS (DIMENSÕES EM MILÍMETROS) - FINISH: 250 RMS (ACABAMENTO: 250 RMS)	
			DATE	15-FEB-2013	WEIGHT (PESO): .20 kg	
			DRW.	---		SIZE
			CHE.	---		A4
			MAT.	---	DWG	SHEET 1/1
REV	---	ECN	---	REF	---	---
APR.	---					