

CENTRO UNIVERSITARIO ASSIS GURGACZ

DIEGO ODAIR NOVACK

MODERNIZAÇÃO DE VÁLVULA BORBOLETA

**CASCABEL
2019**

CENTRO UNIVERSITARIO ASSIS GURGACZ

DIEGO ODAIR NOVACK

MODERNIZAÇÃO DE VALVULA BORBOLETA

Projeto apresentado ao curso de graduação em Engenharia Mecânica do centro universitário da fundação Assis Gurgacz para elaboração do Trabalho de Conclusão de Curso II.

Orientador (a): Me. Eng. Mecânico
Carlos Alberto Breda

CASCADEL
2019

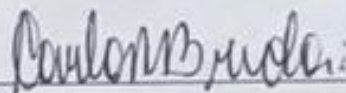
CENTRO UNIVERSITÁRIO ASSIS GURGACZ

DIEGO ODAIR NOVACK

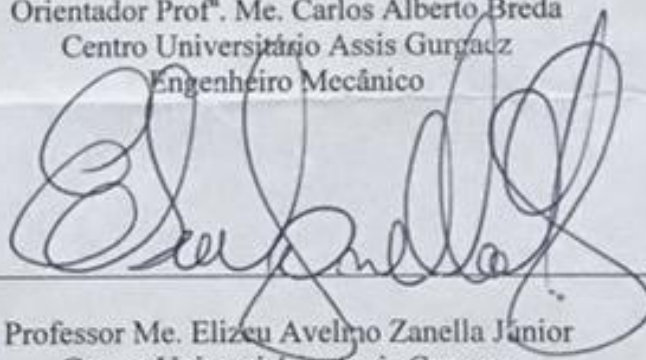
MODERNIZAÇÃO DE VÁLVULA BORBOLETA

Trabalho apresentado no Curso de Engenharia Mecânica do Centro Universitário FAG, como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica, sob orientação do Professor Carlos Alberto Breda

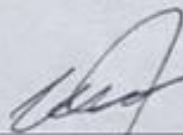
BANCA EXAMINADORA



Orientador Prof.^o Me. Carlos Alberto Breda
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Me. Elizeu Avelino Zanella Júnior
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro Mecânico



Professor Esp. Geovane Duarte Pinheiro
Centro Universitário Assis Gurgacz
Engenheiro de controle e Automação

Cascavel, 27 de junho de 2019.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho a minha família, namorada e amigos e todos que de alguma forma participaram e me motivaram durante esse processo.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus, pela força divina em minha vida, qual me deu força para continuar nos momentos difíceis e trouxe muitas glórias durante esse período.

Agradeço imensamente minha família pelo amor, incentivo e apoio incondicional, minha namorada que além de me apoiar, sempre ouviu e acolheu meus anseios, minha avó por continuamente estar me amparando, um dos pilares para a realização desse sonho.

Agradeço aos bons amigos que fiz durante esse período, que com certeza vou levar para a vida inteira, que fizeram da jornada muito mais leve.

Aos professores pelo ensino e convivência, que mesmo exigentes, sempre trazendo a missão de evoluir intelectualmente e de forma humana, através das técnicas, experiências boas e até mesmo nos direcionando nas frustrações e anseios.

Ao professor e orientador Carlos Alberto Breda, pessoa humilde de imenso conhecimento, pela orientação, apoio e incentivo.

Ao professor e orientador do TCC1 Jean Carlos Coelho, pela boa instrução que deu para que esse trabalho começasse a fluir.

Ao professor de Português Moisés Da Silva, qual me deu aula desde o ensino fundamental e tornou-se um grande amigo e ainda, tive a honra de ter meu trabalho auxiliado por esse grande profissional e ser humano.

A empresa BG tornearia, onde tive a oportunidade de fazer estágio e colaborar em alguns projetos, empresa onde venho recebendo grandes aprendizados.

Fica aqui gratidão por todos que de alguma forma contribuíram para que chegasse até aqui hoje, pois foi a soma de várias pessoas, gestos que fez com que atingisse esse sonho.

“Os cientistas estudam o mundo tal como é; os engenheiros criam que o mundo que nunca foi”

Theodore Von Karman

RESUMO

O trabalho aborda o projeto e dimensionamento de um sistema hidráulico para implementar na válvula, assim como a construção, recuperação de equipamentos e os ensaios finais em campo, juntamente com as considerações finais do projeto. Retrata o processo de modernização de uma válvula borboleta com 1,6 metros de diâmetro interno, existe uma em uma usina hidrelétrica, onde a mesma estava em funcionamento durante um período de 106 anos, a válvula receberá uma recuperação em certos componentes e os demais serão substituídos, como por exemplo, o sistema de abertura e fechamento da válvula que antes era efetuado manualmente, através da força do operador da usina, juntamente com um conjunto volante redutores e após a modernização, serão acionados hidráulicamente através de comandos do operador. A modernização da válvula traz melhorias significativas para a usina, pois além de facilitar muito o desempenho, o colaborador opera de forma mais segura, uma vez que não necessita estar próximo da válvula para realizar a abertura ou o fechamento imediato, caso venha a ocorrer possíveis problemas na linha adiante a válvula.

Palavras-chave: Mecanismos hidráulicos, Modernização, Pequenas Centrais Hidrelétricas.

ABSTRACT

The work addresses the project and the dimensionning of a hidraulic system to implement a valve, as well as the construction, equipments recovery and final field tests, together with the project final considerations.

It pictures the modernization process of a butterfly valve with 1,6 meters of internal diameter, there is one in a hidroelectric power station, where it was working during the period of 106 years, the valve will receive a few components recovery and the remaining are going to be replaced, for example, the valve opening and closing system which was operated manually before, using the operator own force, with the aid of gear reducers and after the modernization, they are going to be activated hydraulically throughout operator commands. The valve modernization brings significant upgrades to the power station, because more than just make the performance a lot easier, the collaborator operate it in a safer form, once he does not need to be near the valve to make the immediate opening and closing, in case there are possible problems in the line ahead the valve.

Key-Words: Hydraulics Mechanisms, Modernization, Small Hydropower Plants.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Esquema de funcionamento de usina hidrelétrica.....	17
Figura 2: Esboço de uma usina hidrelétrica	18
Figura 3: Válvula borboleta de acionamento manual.	21
Figura 4: Exemplo da lei de Pascal.	24
Figura 5: Torque	26
Figura 6: Torque com força aplicada não perpendicular.....	27
Figura 7: Diagrama sistema hidráulico.	29
Figura 8: Reservatório hidráulico.....	31
Figura 9: Tipos de bomba de deslocamento não positivo	32
Figura 10: Tipos de bombas rotativas.	33
Figura 11: Bomba alternativa tipo pistão.	34
Figura 12: Válvula direcional.	36
Figura 13: Posições válvula direcional.	37
Figura 14: Número de vias válvula direcional.....	37
Figura 15: Número de vias válvula direcional.....	38
Figura 16: Tipos de acionamento válvula direcional.....	38
Figura 17: Simbologia de um atuador de simples ação.....	40
Figura 18: Simbologia de um atuador de dupla ação.	40
Figura 19: Gráfico de seleção do diâmetro da haste.....	44
Figura 20: Usina e condutos.....	48
Figura 21: Válvula sendo desmontada.	49
Figura 22: Desenho 3D Válvula Borboleta	50
Figura 23: Diagrama braço da válvula.....	52
Figura 24: Atuador hidráulico.....	55

Figura 25: diagrama braço da válvula com atuador	56
Figura 26: Seleção do diâmetro da haste.....	59
Figura 27: Arranjo da unidade hidráulica	62
Figura 28: Diagrama hidráulico.	65
Figura 29: Desenho do eixo da válvula.	66
Figura 30: Eixo em processo de usinagem.	67
Figura 31: Desenho buchas auto lubrificantes.	68
Figura 32: Características das buchas auto lubrificantes.	69
Figura 33: Buchas auto lubrificantes montada	69
Figura 34: Braço da válvula.....	70
Figura 35: Desenho Contrapeso.	71
Figura 36: Reservatório hidráulico.....	72
Figura 37: Dispositivo para teste de estanqueidade.....	73
Figura 38: Válvula modernizada sendo ensaiada.....	74

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Seleção do fator de curso.....	43
Tabela 2: seleção da força de avanço do atuador	44
Tabela 3: Seleção da velocidade do fluido.....	46
Tabela 4: Diâmetro comercial de maqueiras.	47

LISTA DE EQUAÇÃO

Equação 1: Potência hidráulica bruta	18
Equação 2: Potência elétrica útil	19
Equação 3: Fórmula prática da potência útil.	20
Equação 4: Equação segunda lei de Newton.....	25
Equação 5: equação do torque	26
Equação 6: Torque com decomposição da força	27
Equação 7: Equação da Pressão.	28
Equação 8: Volume do reservatório.	30
Equação 9: Vazão da Bomba.....	35
Equação 10: Potência de acionamento da bomba.	35
Equação 11: Diâmetro interno do cilindro.	41
Equação 12: Velocidade de atuação da haste	42
Equação 13: Comprimento básico da haste.....	43
Equação 14: Diâmetro mínimo interno da tubulação.....	46

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	13
1.1 ASSUNTO / TEMA	13
1.2 JUSTIFICATIVA	13
1.3 FORMULAÇÕES DO PROBLEMA	15
1.4 FORMULAÇÕES DAS HIPÓTESES	15
1.5 OBJETIVOS DA PESQUISA	15
1.5.1 OBJETIVO GERAL.....	15
1.5.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS	15
2 REFERÊNCIA BIBLIOGRAFICA.....	16
2.1 FUNDAMENTAÇÕES TEÓRICAS	16
2.1.1 USINA HIDRELÉTRICA.....	16
2.1.2 VÁLVULA BORBOLETA	20
2.1.3 MODERNIZAÇÃO	22
2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS.....	24
2.2.1 HIDRÁULICA.....	24
2.2.2. FLUIDO.....	25
2.2.3. FORÇA	25
2.2.4 TORQUE	26
2.2.5 PRESSÃO	28
2.3 SISTEMA HIDRÁULICOS	28
2.3.1 RESERVATÓRIOS.....	30

2.3.2 BOMBAS	31
2.3.3 VÁLVULAS DE CONTROLE	36
2.3.4 ATUADORES HIDRÁULICOS	39
2.3.5 TUBULAÇÕES	45
3 METODOLOGIA	48
3.1 MODERNIZAÇÕES DA VÁLVULA.....	48
3.2 PROJETO	51
3.2.1 DADOS FORNECIDOS	51
3.3 MEMORIAL DE CÁLCULO	52
3.3.1 CÁLCULO DO CONTRAPESO.....	52
3.3.2 CÁLCULO DO ATUADOR HIDRÁULICO.....	55
3.3.3 CÁLCULO PARA SELEÇÃO DA BOMBA.	60
3.3.4 CÁLCULO DO VOLUME DO RESERVATÓRIO.....	61
3.3.5 CÁLCULO DO DIÂMETRO DA TUBULAÇÃO.	62
3.3.6 DIAGRAMA DO ARRANJO HIDRÁULICO	64
3.4 CONFECÇÃO E RECUPERAÇÃO DE COMPONENTES.....	66
3.4.1 RECUPERAÇÃO DO EIXO.....	66
3.4.3 CONFECÇÃO DO BRAÇO	70
3.4.4 CONFECÇÃO DO CONTRAPESO	71
3.4.5 CONFECÇÃO DO RESERVATÓRIO HIDRÁULICO	72
3.5 ENSAIOS	73
3.5.1 ENSAIO DE VEDAÇÃO	73
3.4.2 ENSAIOS DOS SISTEMAS	74

3.4.3 ENSAIO EM CAMPO.	75
4.CONCLUSÃO	77
4.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS	77
4.2 SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO	78
REFERÊNCIAS	79

1 INTRODUÇÃO

1.1 ASSUNTO / TEMA

O Assunto do referido trabalho é sobre Usina Hidrelétrica

O tema abordará sobre modernização de válvula borboleta

1.2 JUSTIFICATIVA

A utilização da força da água para gerar energia é bastante antiga, iniciou-se por meios de rodas da água, que por uma queda de água sobre a mesma gerava energia mecânica. Esse método iniciou-se por volta do século I a.c (PEREIRA,2015). A partir do século XVIII, com o surgimento de tecnologias como o motor, lâmpadas e a turbina hidráulica foram possíveis converter essa energia mecânica em energia elétrica, conhecidas como usinas hidrelétricas.

A primeira usina hidroelétrica a entrar em funcionamento no mundo e a Niágara Falls (EUA) idealizado por Nikola Tesla com o apoio da Westinghouse. Desde a primeira usina o modelo utilizado é praticamente o mesmo, porém com a modernização tecnológica permite melhorar sua eficiência e confiabilidade.

O funcionamento de uma usina hidrelétrica consiste na conversão de energias; energia hidráulica proveniente de um desnível e energia potencial gravitacional, que por sua vez é canalizadas por meio de condutos até a turbina onde a mesma tem a função de transformar energia hidráulica em mecânica, sendo ela geralmente transmitida através de um eixo a um gerador onde a energia mecânica é convertida em energia elétrica e distribuída a diferentes lugares e transformada novamente em diferentes energia.

Para que haja um interrompimento do fluxo de água que passa na turbina existe um equipamento chamado válvula borboleta, que nada mais é que uma espécie de registro, ela está acoplada no duto entre o reservatório de água e a turbina. Desde a primeira usina hidrelétrica esse equipamento está presente e vem recebendo modernizações, visando eficiência e segurança do sistema reduzindo o esforço físico do trabalhador nesta operação.

No estudo proposto e possível visualização para a modernização de uma válvula borboleta que está em operação há 106 anos na usina hidrelétrica de Pitangui na região de Ponta Grossa, usina está considerada a usina hidroelétrica mais antiga do estado do Paraná em operação. O equipamento é acionado atualmente por uma espécie de volante onde o operador aciona manualmente, o fluxo de água na entrada da turbina, esse processo além de exercer um esforço físico do operador, o fechamento da mesma não é instantâneo, caso necessite de paradas imediatas na linha adiante, além de necessitar de força e disponibilidade do operador no local de acionamento da válvula.

Visando melhorias em segurança o referido equipamento e procedimento de operação, a proposta do trabalho é de instalação de um sistema de controle e acionamento hidráulico, que pode ser controlado através de uma sala de operações, sem que haja necessidade do operador ou operador no local de acionamento da válvula, diminuindo riscos de acidente que poderia ser produzido por esforço físico acima do normal. O operador deixará de estar exposto além do esforço físico, a fadiga, sendo este esforço executado através da modernização por alavancas hidráulicas ou mecanismos hidráulicos, que poderá inclusive ser comandado a distância, através de alavancas de comando ou por sinais elétricos.

Para o meio acadêmico este estudo aponta novos horizontes, qual vem instigar futuros profissionais engenheiros mecânicos a olhar com um pouco mais de atenção para essa área da engenharia, lembrando que também não é um estudo fim e sim o início de outros investimentos de estudo para segmento.

1.3 FORMULAÇÕES DO PROBLEMA

Como modernizar uma válvula borboleta de acionamento manual, para reduzir o esforço físico do operador, com um processo de acionamento hidráulico?

1.4 FORMULAÇÕES DAS HIPÓTESES

H 0 – não existe possibilidade de modernização de válvula manual para hidráulica

H 1 – existe possibilidade de modernização de válvula manual para hidráulica

1.5 OBJETIVOS DA PESQUISA

1.5.1 Objetivo geral

Desenvolver um sistema hidráulico para abertura e fechamento da válvula borboleta de maneira que possa automatizar a mesma.

1.5.2 Objetivos específicos

Desmontar a válvula borboleta manual para verificar a possibilidade de modernização através de um mecanismo hidráulico.

Projetar e redimensionar a estrutura da válvula borboleta manual para que a mesma seja acionada por mecanismo hidráulico.

Industrializar as novas peças das válvulas borboleta para que seja acionada por mecanismo hidráulico

Instalar novos componentes para que a válvula seja acionada por mecanismos hidráulicos em substituição ao mecanismo de acionamento manual.

Testar o novo sistema de acionamento válvula borboleta pelo mecanismo hidráulico.

2 REFERÊNCIA BIBLIOGRAFICA

2.1 FUNDAMENTAÇÕES TEÓRICAS

2.1.1 Usina hidrelétrica

A primeira usina hidrelétrica implantada no Brasil foi em Minas Gerais no ano de 1883, na região de Diamantina situada no ribeirão do inferno, um afluente do rio Jequitinhonha. A usina foi instalada em um desnível de 5 m e possuía dois geradores dínamo Gramme com 8 Hp, que gerava energia capaz de movimentar bombas da água para desmonte das formações nas minas de diamante (PEREIRA M. GERALDO, 2015). Além de representar a primeira iniciativa brasileira na área de geração de energia quando está ainda engatinhava em todo o mundo – Dom Pedro II permitiu a Thomas Edson introduzir a energia no Brasil quatro anos antes, a pequena Ribeirão do Inferno detinha outro grande feito para a época: possuía a maior linha de transmissão do mundo com 2 km de extensão.

De acordo com Furnas (FURNAS CENTRAIS ELÉTRICAS S.A), uma usina hidrelétrica pode ser definida como um conjunto de obras e equipamentos cuja finalidade é a geração de energia elétrica, através de aproveitamento do potencial hidráulico existente em um rio.

O potencial hidráulico é proporcionado pela vazão hidráulica e pela concentração dos desníveis existentes ao longo do curso de um rio. Na imagem a seguir podemos ver um esquema típico de uma usina hidrelétrica:

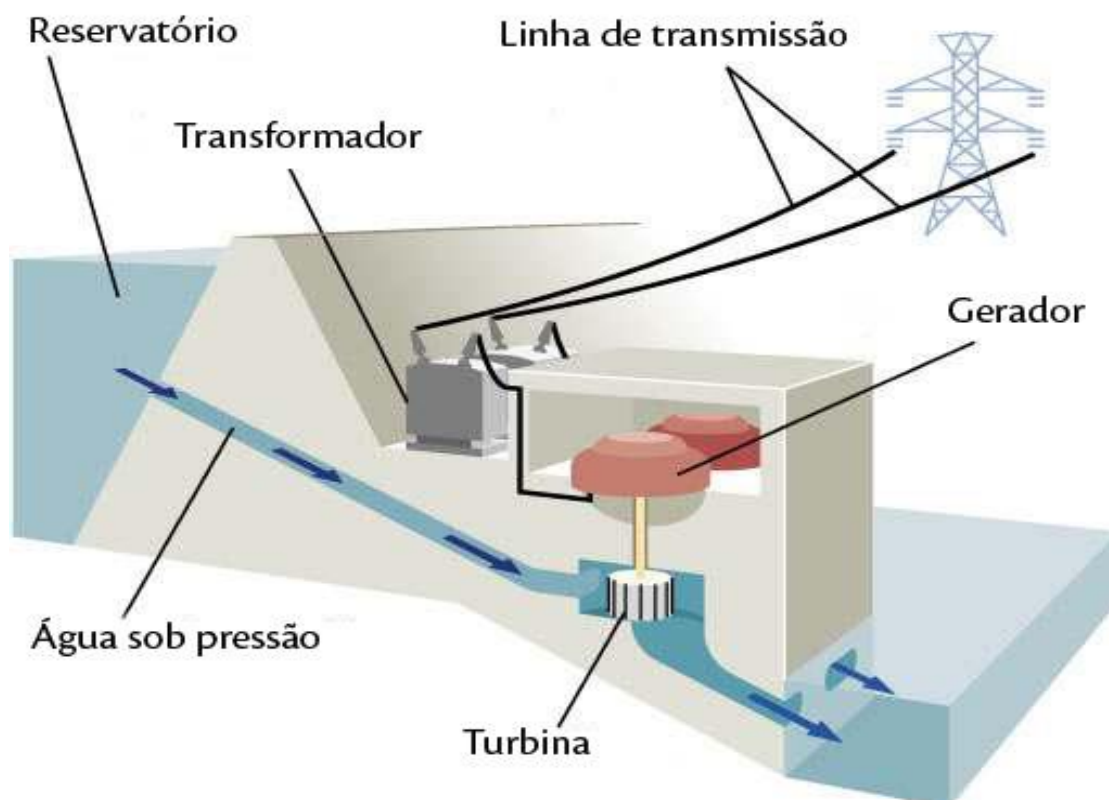


Figura 1: Esquema de funcionamento de usina hidrelétrica.

(Fonte: REBOLLAR, 2011).

Segundo a Eletrobrás (Centrais Elétricas Brasileiras S.A) a usina hidroelétrica funciona da seguinte maneira:

A água captada no reservatório formado pela barragem é conduzida até a casa de força através de canais, túneis e/ou condutos metálicos. Após passar pela turbina hidráulica, na casa de força, a água é restituída ao leito natural do rio, através do canal de fuga.

Dessa forma, a potência hidráulica é transformada em potência mecânica quando a água passa pela turbina, fazendo com que esta gire, e, no gerador, que também gira acoplado mecanicamente à turbina, a potência mecânica é transformada em potência elétrica.

A energia assim gerada é levada através de cabos ou barras condutoras dos terminais do gerador até o transformador elevador, onde tem sua tensão (voltagem) elevada para adequada condução, através de linhas de transmissão, até os centros de consumo. Daí, através de transformadores abaixadores, a energia tem sua tensão levada a níveis adequados para utilização pelos consumidores.

Com a figura a seguir podemos ter uma perspectiva melhor para a compreensão das equações adiante da figura.

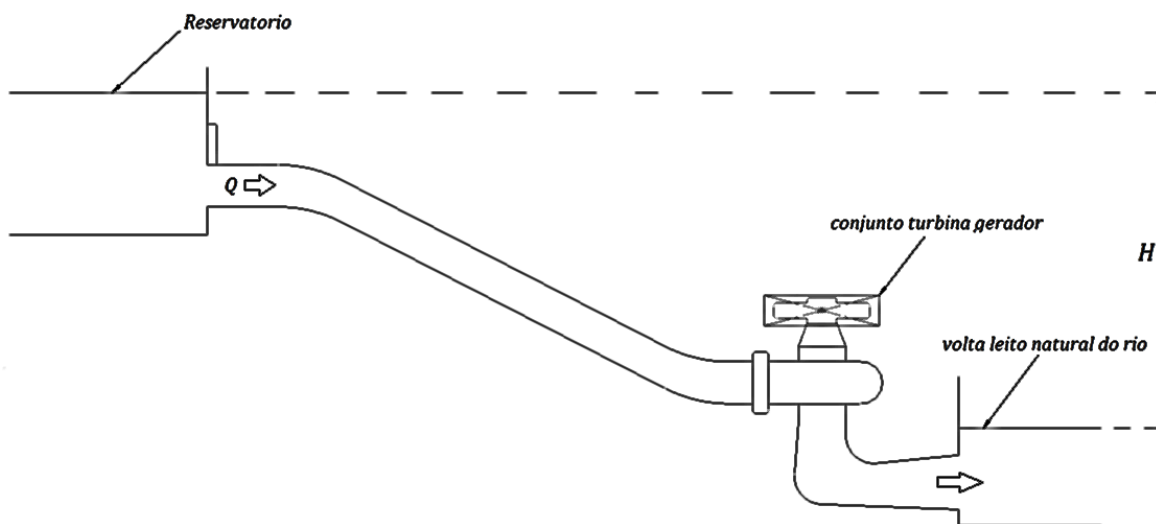


Figura 2: Esboço de uma usina hidrelétrica

(Fonte: própria, 2019)

Para o cálculo da potência hidráulica bruta de uma usina adota-se a seguinte equação:

$$P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \quad (1)$$

Onde:

P = Potência (watts)

ρ = Massa específica da água (kg/m^3)

g = Aceleração da gravidade (m/s^2)

Q = vazão (m^3/s)

H = Queda bruta (m)

Porém com a usina em funcionamento existem perdas nas tubulações, turbinas e diversos outros itens. De acordo com Pereira:

Há que se considerar os rendimentos da turbina de ordem de $\eta_t=0.9$, no gerador, da ordem de $\eta_g=0.98$, e no conjunto de $\eta=0.88$. Igualmente, a queda bruta não é integralmente aproveitada devido as perdas de carga nos circuitos de adução e restituição, que são em geral da ordem de 2% a 5% da queda bruta, dependendo das características do esquema dos aproveitamentos: $HL= H - \sum H_p$ (H_p = soma das percas de carga). (2015, p. 39)

Portando a potência útil é expressa pela seguinte equação:

$$P = \mu \cdot \rho \cdot g \cdot Q \cdot HL \quad (2)$$

Onde:

P = Potência (watts)

μ = Rendimento do conjunto

ρ = Massa específica da água (kg/m^3)

g = Aceleração da gravidade (m/s^2)

Q = vazão (m^3/s)

HL = Queda líquida (m)

Adotando a relação da massa específica da água, aceleração da gravidade e rendimento do conjunto citado acima, chegou à fórmula prática:

$$P = 8,6. Q. H \text{ (KW)} \quad (3)$$

P = Potência (watts)

Q = vazão (m³/s)

H = Queda bruta (m)

A fórmula apresentada é muito utilizada nos estudos preliminares da potência disponível em um dado local, para a avaliação da viabilidade de implantações de usinas hidrelétricas.

2.1.2 Válvula borboleta

Desde que o homem começou a criar cidades e cultivar lavouras para agricultura, tem havido a necessidade de controlar o fluxo de água. Mesmo antes dos primeiros sistemas de tubulação (os aquedutos), homens e mulheres regulavam o fluxo de água usando galhos, troncos de árvores e pedras. No entanto, os romanos foram os primeiros a criar qualquer coisa que se assemelhasse a um sistema de canais formal - e, portanto, são creditados a eles a criação da válvula.

As válvulas também foram usadas em casas de classe média e alta durante esses períodos. Uma forma extremamente primitiva da válvula de diafragma permitiria o controle da água do banho. Os romanos podiam controlar não apenas o fluxo para a banheira, mas também a mistura de água quente e fria. Há também evidências de que existiam formas precoces de válvulas de verificação ou de refluxo existentes. Isso ajudaria a evitar que as águas residuais se misturassem com o abastecimento de água potável da cidade. Na mesma época, acredita-se que a primeira forma da válvula de borboleta tenha sido criada dentro ou em torno de Augusta atual cidade de Braga em Portugal. (EVERETT J. PRESCOTT, 2015)

O uso precoce de válvulas de borboleta concentrou-se em aplicações de água, mas novos projetos e materiais de componentes permitiram que eles fossem utilizados em aplicações crescentes de fluidos industriais. Atualmente, as válvulas borboleta pode ser encontradas em quase todas as fábricas de produtos químicos que lidam com uma variedade de fluidos diversos. (HUGH KONIGSMARK, 1998)

Uma válvula borboleta consiste em um disco circular ou placa construída com uma haste através do meio ou deslocamento fixo. Quando aberto, o disco gira 90 graus no orifício da válvula, alinhando-se com o fluxo, criando um caminho de fluxo praticamente irrestrito. As válvulas borboleta operam de forma semelhante às válvulas de esfera em sua rotação de 90 graus e permitem um desligamento rápido. Na imagem a seguir podemos ver uma válvula borboleta de acionamento manual por meio de volante na sua lateral.



Figura 3: Válvula borboleta de acionamento manual.

(Fonte: PRESCOTT, 2015)

As válvulas borboleta também pode ser usados em sistemas automotivos. Por exemplo, você encontrará a válvula borboleta dentro do carburador de um carro. Nesse caso, a válvula é usada para controlar o fluxo de ar para o motor do carro. Pode abrir e fechar parcialmente para regular a quantidade de ar que passa. (VALTORC, 2013)

2.1.3 Modernização

Segundo Dicionário Aurélio modernização significa:

- Tornar moderno;
- Acomodar os usos modernos;
- Adaptar-se aos tempos modernos;
- Amodernar;

Modernização e uma derivação de modernus que do latim significa, atual, pertencente aos nossos dias, de MODO, “agora de certa maneira”, de MODUS, “medida, maneira”. (ORIGEMDAPALAVRA, 2018)

Quando fazemos a modernização de uma máquina/equipamento, temos vários benefícios, onde destacamos principalmente o aumento da disponibilidade, segurança e confiabilidade, além de atender aos aspectos ambientais. (GTECINDUSTRIAL)

No nosso cenário atual as usinas hidrelétricas são responsáveis pela maior parte da geração de energia elétrica no Brasil, porém muitas usinas em funcionamento estão trabalhando com máquinas de fluxos e outros equipamentos com tecnologias bem ultrapassadas, como no caso da válvula, já citada no início do trabalho, está em funcionamento a 106 anos, desta maneira a modernização da mesma ocorrerá com um sistema hidráulico o mais simples possível, comandado por um sistema de automação acoplado, podendo a mesma ser controlada a distância. Esta modernização tem como objetivo viabilizar o funcionamento da

mesma sem a necessidade de um investimento alto em um equipamento novo, já que a maioria dos equipamentos de hidrelétricas são fabricados de acordo com o projeto de cada capacidade estimada, e não com padrões de dimensões prestabelecidos.

Modernização de equipamentos mecânicos geralmente está diretamente ligado a sistemas hidráulicos, pneumáticos e elétricos, formando assim um conjunto de automação.

De acordo com FIALHO (2004, 2º ed.) automação é a dinâmica organizada, que através desse meio fica mais evidente a expressão do progresso quando orientada por uma economia ou potencialização, desta maneira, uma melhor produção. Automação são meios, máquinas, ferramentas, instrumentos, processos de trabalho na qual a ação humana fica reduzida eliminada ou potencializada, sendo assim ela trabalhando a nosso favor, onde o ser humano executa menos força desde braçal até mental após ela ser implantada, desta maneira colocando máquinas e equipamentos trabalhando a nosso favor, melhorando desde qualidades de produtos, a uma melhor padronização.

2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS

2.2.1 Hidráulica

A palavra hidráulica vem do grego “hidros” que significa água ou mais precisamente água em tubos, sendo uma ciência baseada nas características físicas dos líquidos tanto em movimento conhecido como hidrodinâmica, quanto em repouso renomado de hidrostático, sendo a hidráulica umas das partes da física mais antiga (FIALHO, 2004).

O princípio fundamental da hidráulica é a lei de Pascal onde diz que a pressão sobre um líquido confinado a um recipiente fechado se reparte igualmente em todas as direções dentro da massa fluida. Ela age perpendicularmente às paredes do recipiente, como mostra a figura abaixo.

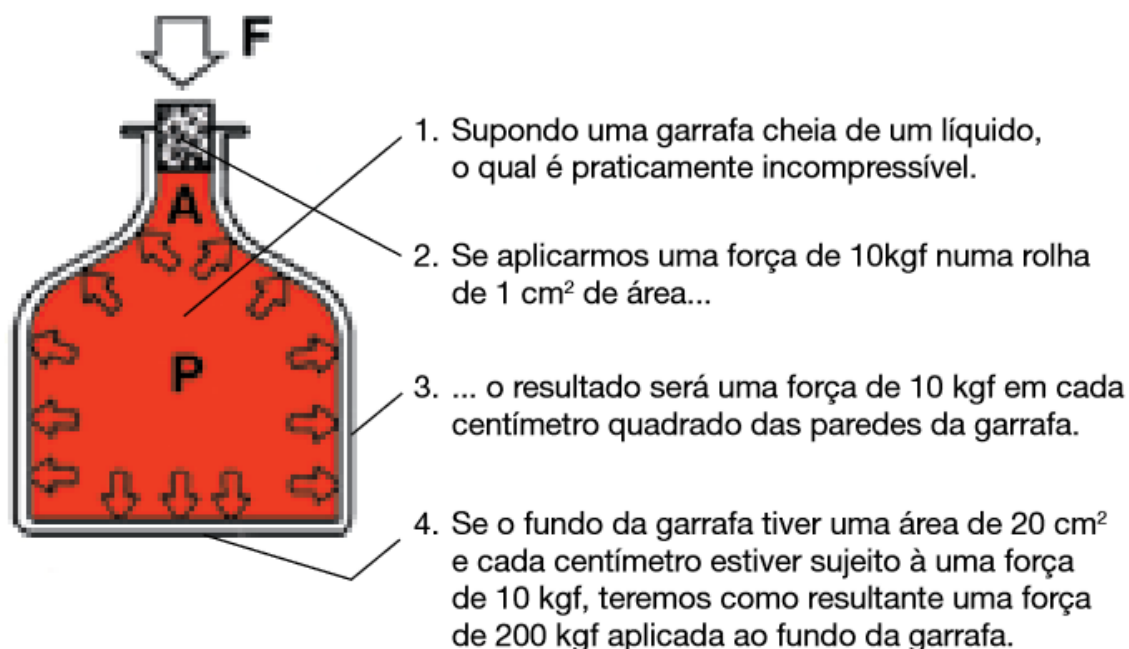


Figura 4: Exemplo da lei de Pascal.

(Fonte: Parker, 2001. P. 12)

2.2.2. Fluido

É qualquer substância capaz de deformar-se e assumir a forma do recipiente que a contém, podendo ser tanto gasoso quanto líquido, mas no seguinte caso e de forma líquida, onde tem como funções além da principal que é a transmissão de energia, a lubrificação e a dissipação do calor gerado entre partes provenientes de atritos de componentes do sistema (FIALHO, 2004).

2.2.3. Força

Força diante da física é uma grandeza vetorial, capaz de alterar ou provocar movimento uniforme em um corpo, que estão associados a ações como puxar, empurrar, deslocar e assim por diante. (JOAB SILAS, 2015)

Na segunda lei de Newton mostra que a força resultante que atua em um corpo é resultado da multiplicação da massa do corpo pela aceleração por ele adquirido, desta maneira expressa pela equação a seguir:

$$F = m \cdot a \quad (4)$$

Onde:

F = força (N)

m = massa (kg)

a = aceleração (m/s)

2.2.4 Torque

Torque é um conceito físico, relativo ao movimento de rotação de um corpo após a aplicação de determinada força sobre ele. O torque é definido como o produto da força F aplicada em relação a um determinado ponto pela distância que separa o ponto de aplicação dessa força ao ponto. (ALMEIDA, 2015)

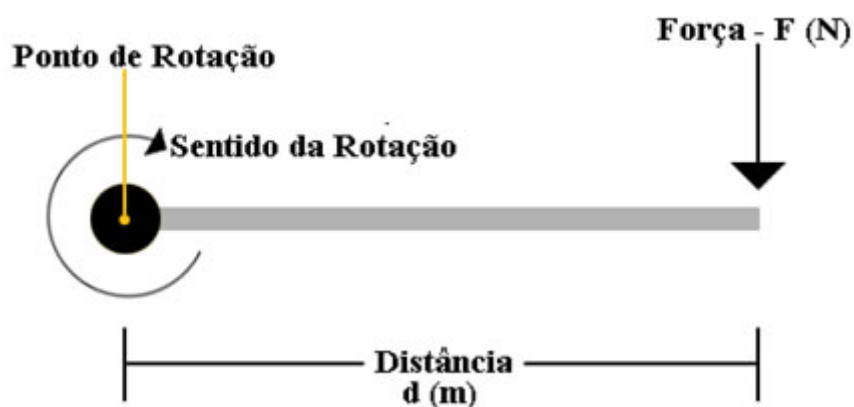


Figura 5: Torque

(fonte: ALMEIDA, 2015?)

Desta maneira o torque é expresso pela equação:

$$T = F \cdot d \quad (5)$$

Onde:

T = Torque (N.m)

F = força (N)

d = distância (m)

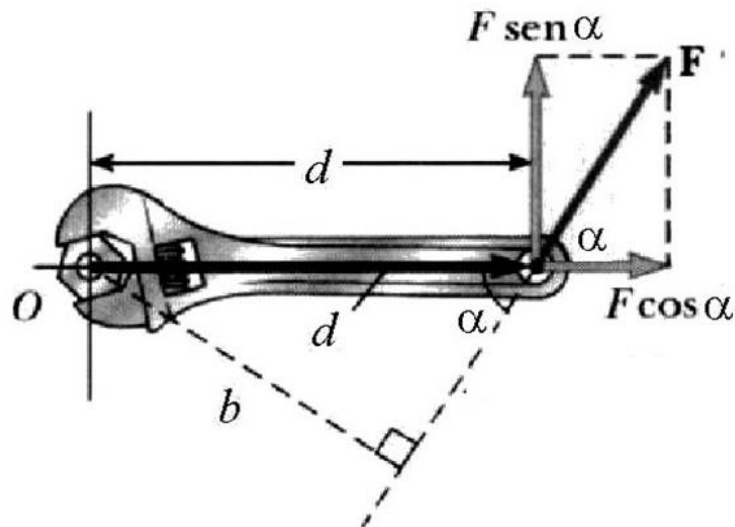


Figura 6: Torque com força aplicada não perpendicular

(Fonte: SOARES, 2012?)

Quando a força é aplicada não perpendicular em relação ao mecanismo que transmite há força a necessidade de fazer a decomposição de força, como na figura 6, assim o torque será expresso pela equação:

$$T = F \cdot d \cdot \sin \alpha \quad (6)$$

Quando aplicamos a força no sentido horário, adotamos o torque como negativo, e no sentido anti-horário como positivos, assim quando tem uma aplicação de forças em várias direções conseguimos visualizar o sentido final do torque.

2.2.5 Pressão

A pressão é definida como força exercida por unidade de superfície (STEWART), sendo assim expressa pela equação:

$$P = \frac{F}{A} \quad (7)$$

Onde:

P = Pressão (kgf/cm²)

F = Força (kgf)

A = Área (cm²)

2.3 SISTEMA HIDRÁULICOS

Sistema hidráulico é um grupo de elementos físicos associados que, utilizando um fluido com meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos (LINSINGEN, 2001).

O sistema hidráulico por sua vez pode ser definido como um meio de transmitir energia, através de um líquido confinado sob pressão. O componente de entrada de um circuito hidráulico denomina-se bomba, e o de saída, atuador. A maior parte das bombas incorporam vários elementos de bombeamento tais como pistões, palhetas, parafusos ou engrenagens. Os atuadores, podem ser do tipo linear (cilindro), ou rotativo, no caso de motores hidráulicos.

Conforme diagrama a seguir, podemos ver um diagrama de divisão em grupos do sistema hidráulico:

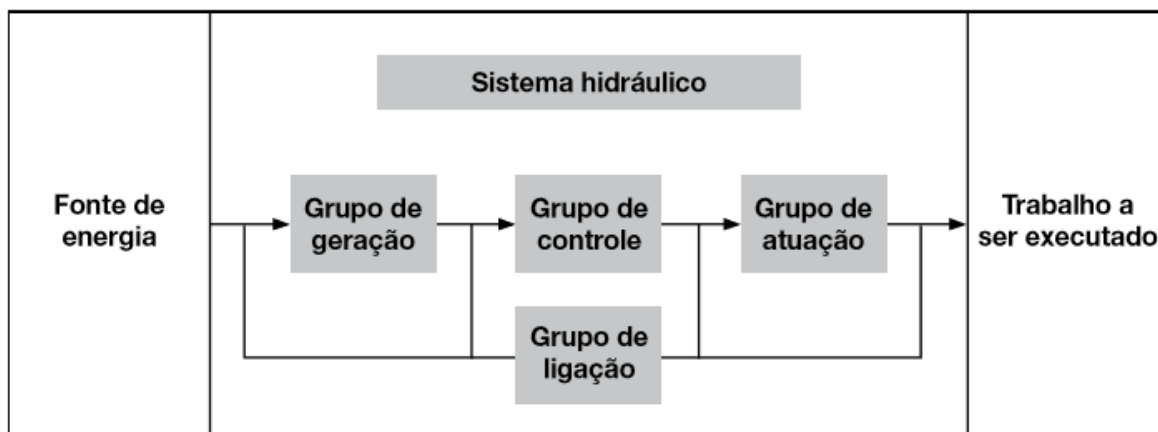


Figura 7: Diagrama sistema hidráulico.

(Fonte: PARKER, 2001, p. 4)

Abaixo veremos o que compõe cada grupo, e adiante uma breve explicação de cada componente:

- Fonte de energia: Energia externa para alimentação do sistema, de uso mais comum a elétrica e a de motor a combustão.
- Sistema hidráulico: Gera controla distribui e aplica a potência hidráulica
- Grupo de geração: Onde se encontra o reservatório do fluido, bombas filtros. Mas com destaque a bomba hidráulica que realiza a conversão de energia.
- Grupo de controle: Composto por comandos e válvulas
- Grupo de ligação: composto com mangueiras, tubos e conexões.
- Grupo de atuação: tem a finalidade de transformam a energia hidráulica em energia mecânica, composto por atuadores tantos lineares tipos cilindros ou rotativos, conhecidos como motores hidráulicos.

2.3.1 Reservatórios

Reservatório tem por finalidades básicas armazenar fluidos, e facilitar a manutenção do mesmo e do fluido utilizados no sistema hidráulico. O reservatório geralmente é projetado de modo com que a bomba, filtros, dentro de outros componentes a ser utilizado de acordo com o projeto fique compacto, porém atendendo as características fundamentais:

- Ter espaço para separação do ar do fluido;
- Permitir que os contaminadores se assentem;
- Ajudar a dissipar o calor gerado pelo sistema;
- Facilitar a manutenção.

De acordo com FIALHO (2004) um reservatório hidráulico deverá ter a capacidade mínima de armazenamento de fluidos três vezes maior que a vazão da bomba em litros por minutos. Sendo assim expressado pela fórmula a seguir:

$$VR \geq 3.Qb \quad (8)$$

Onde:

VR = Volume do reservatório (Litros)

Qb = Vazão da bomba (L/min)

Os reservatórios hidráulicos consistem em quatro paredes geralmente de aço com um fundo abaulado para a melhor drenagem do fluido, um topo plano onde é fixado bombas e outros componentes, visor de nível de óleo na sua lateral assim como uma tampa de inspeção e limpeza (PARKER, 2001)

Na imagem a seguir podemos ver um esboço de um típico reservatório hidráulico.

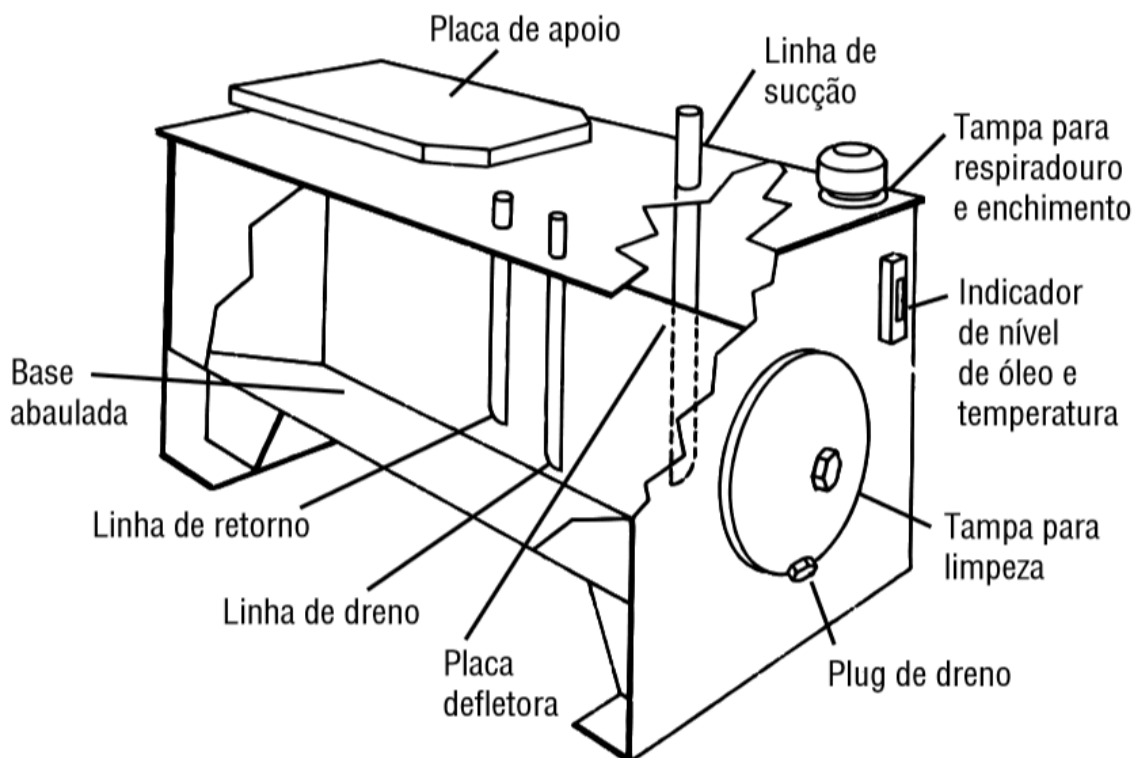


Figura 8: Reservatório hidráulico.

(Fonte: PARKER, 2001, P.38)

2.3.2 Bombas

Bombas hidráulicas são componentes capazes de transformar energia mecânica em energia hidráulica, a bomba não cria e nem manda pressão para os atuadores, ela apenas movimenta o fluido, causando a vazão, a pressão é criada em dificuldade de o fluido escoar. Em um sistema hidráulico onde o atuador está com muita carga, ocorrem a dificuldade de o fluido escoar, sendo assim elevando a pressão do sistema, desta maneira com a pressão elevada, movimenta o atuador

realizando o trabalho, já quando o atuador está com pouca carga a facilidade de o fluido escoar é maior e o sistema trabalha com uma pressão menor (BREDA, 2002).

As bombas são classificadas em bombas de deslocamentos não positivos e bombas de deslocamentos positivos.

Bombas de deslocamento não positivo, conforme figura a seguir, são bombas do tipo axial e radial conhecidas como hélices e centrífugas, por sua vez, essas bombas têm como características uma vazão mais elevada quanto à de deslocamento positivo, porém sua pressão de trabalho é bem inferior. Essas bombas não são recomendadas para sistemas hidráulicos, e sim para sistemas de lubrificação, recirculação de óleo, sistemas de filtragem onde trabalha com uma pressão menor e uma vazão maior.

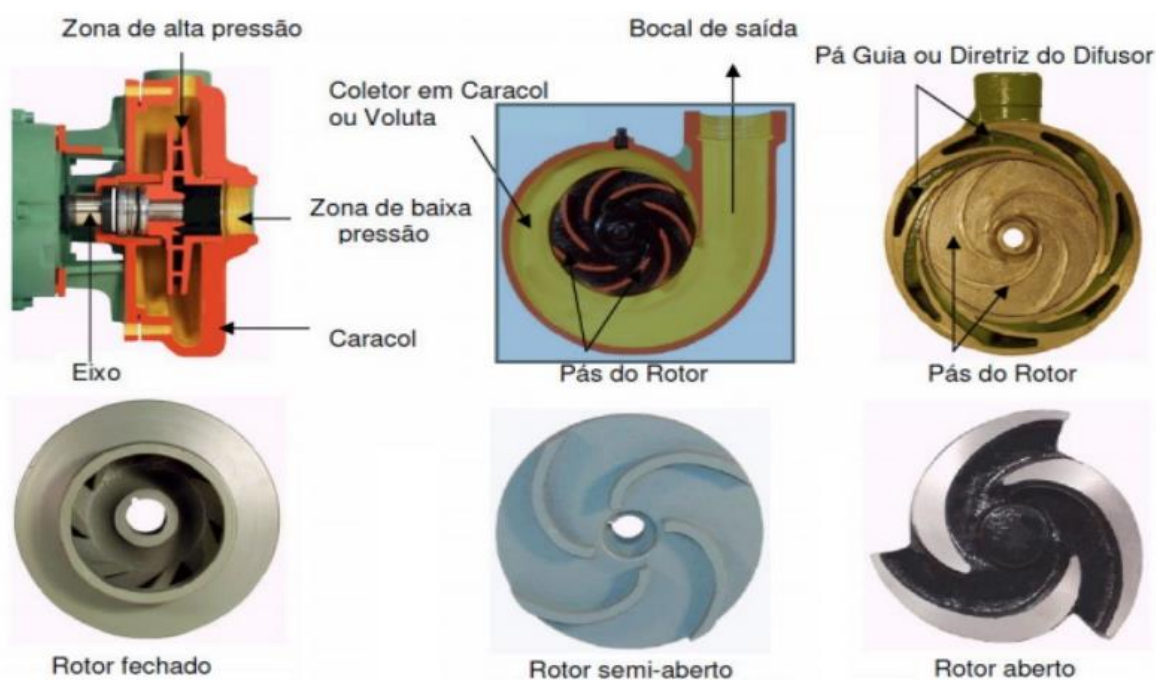


Figura 9: Tipos de bomba de deslocamento não positivo

(Fonte: SILVA, 2016)

Bombas de deslocamento positivo têm como característica uma resistência à pressão mais elevada, e uma vazão menor. Podem ser divididas em bombas rotativas e alternativas.

Bombas do tipo rotativas, conforme figura a seguir são compostas por. (a) Bomba de êmbolo; (b) Bomba de engrenagens; (c) Bomba helicoidal; (d) Bomba de palhetas; (e) Bomba de lóbulos triplos; (f) Bomba de pistão duplo circunferencial; (g) Bomba de tubo flexível ou de rolete.

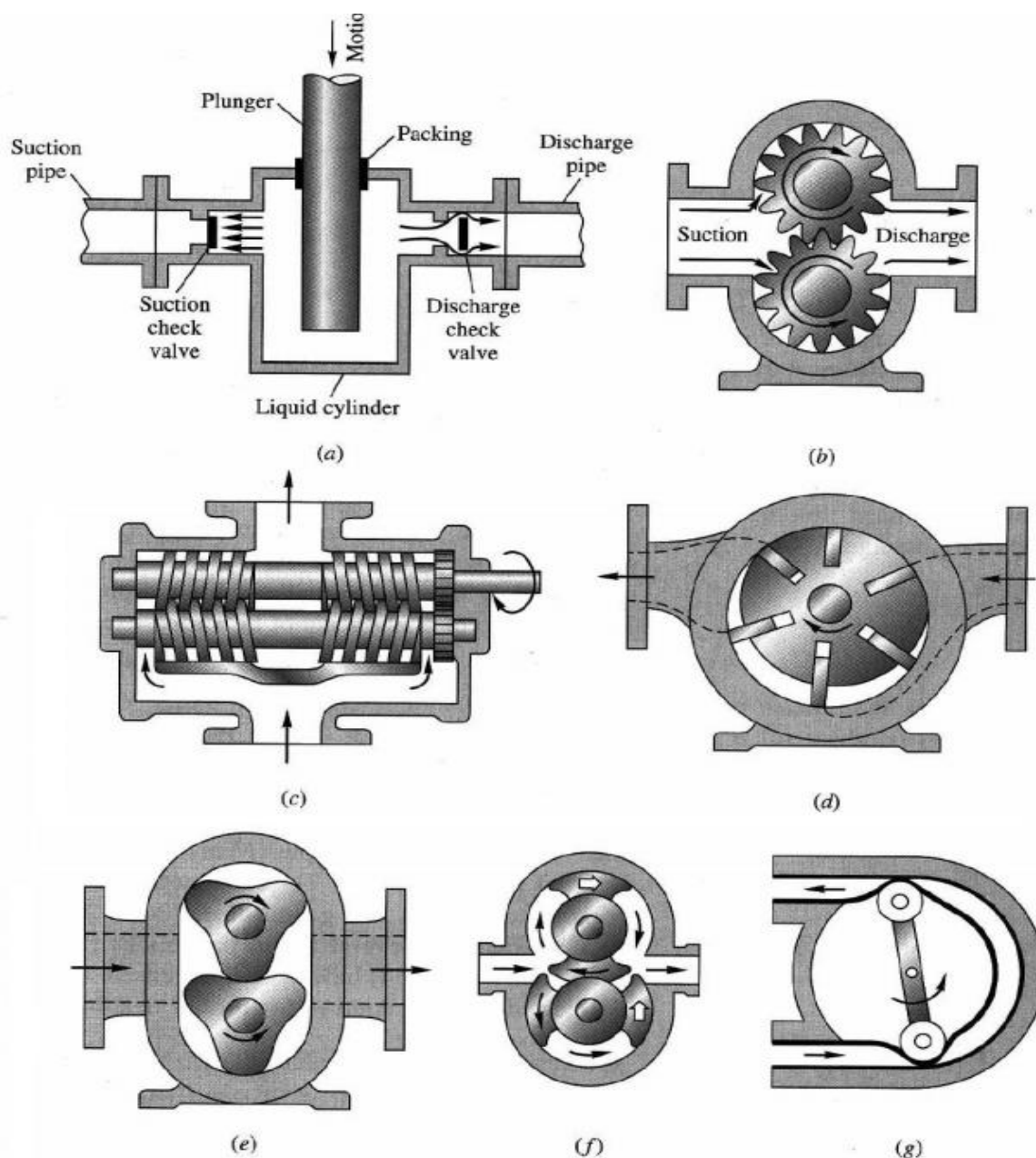


Figura 10: Tipos de bombas rotativas.

(Fonte: BRASIL, 2010)

Bombas tipo alternativa conforme figura a seguir que compõem de um sistema biela manivela acoplado a um êmbolo.

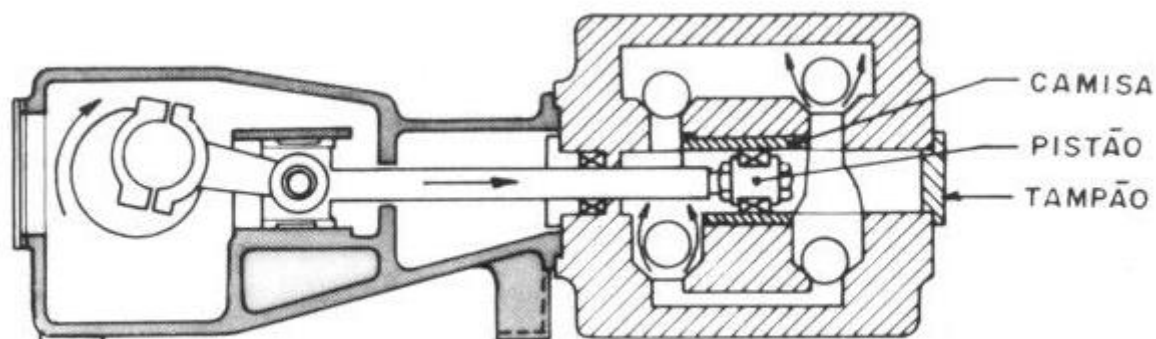


Figura 11: Bomba alternativa tipo pistão.

(Fonte: BORTOLIN, 2011)

As bombas empregadas em sistema hidráulicos, devido as suas características principais são as bombas de deslocamento positivo, os parâmetros mais relevantes para a seleção de uma bomba para o sistema hidráulico além do fluido que será utilizado e a pressão máxima, vazão máxima, rotação e rendimento.

A primeira consideração mais importante para o selecionamento da bomba e pressão, ela não deverá ultrapassar sua faixa máxima de pressão, para evitar vazamento indesejável interno, e quanto ao desgaste e a resistência mecânica na qual ela foi projetada. Geralmente as bombas de engrenagens externas e de palhetas suportam uma pressão máxima entre 130 a 250 bar. Bombas de engrenamento interno suportam pressões inferiores entre 100 - 150 bar. As bombas de pistão suportam elevadas pressões, chegando até 350 bar.

A segunda consideração mais importante para selecionar uma bomba e a vazão, devido a esse fator é importante para o dimensionamento da velocidade com que o atuador realiza seu trabalho.

Na equação a seguir podemos encontrar a vazão necessária da bomba de acordo com a velocidade de atuação da haste do atuador e a área interna do dele.

$$Qb = Va.Aa \quad (9)$$

Onde:

Qb = vazão da bomba (L/min)

Va = velocidade do atuador (Cm/min)

Aa = área do atuador (Cm²)

A terceira é a taxa de rotação do eixo da bomba, na qual a bomba deve exercer sua função sem que haja a cavitação e outras considerações mecânicas, a faixa de rotação mínima e máxima, assim como a pressão na entrada, é claramente fornecidas pelo fabricante para facilitar a seleção da bomba numa necessidade de projeto.

A quarta consideração é levar em conta o rendimento da bomba e esse rendimento pode ser tanto volumétrico, que é a relação da vazão real e a vazão teórica, rendimento global, que é a relação entre a potência hidráulica na saída e a potência mecânica na entrada da bomba, quanto ao rendimento mecânico que é a relação entre o rendimento global e o rendimento volumétrico.

Sabendo a vazão da bomba, pressão de trabalho e seu rendimento, através da equação a seguir encontra-se sua potência de acionamento.

$$N = \frac{Qb.P}{456.nb} \quad (10)$$

Onde:

N = potência de acionamento (CV)

Qb = vazão da bomba (L/min)

nb = rendimento da bomba

P = Pressão (kgf/cm²)

2.3.3 Válvulas de controle

Também conhecidas como distribuidores às válvulas de controle são dispositivos que consistem em um corpo interno móvel capaz de direcionar o fluido hidráulico para diversos caminhos diferentes, desta maneira é realizados todo o controle de movimentação do sistema através destas válvulas. Na imagem a seguir podemos entender melhor o funcionamento de uma válvula direcional:

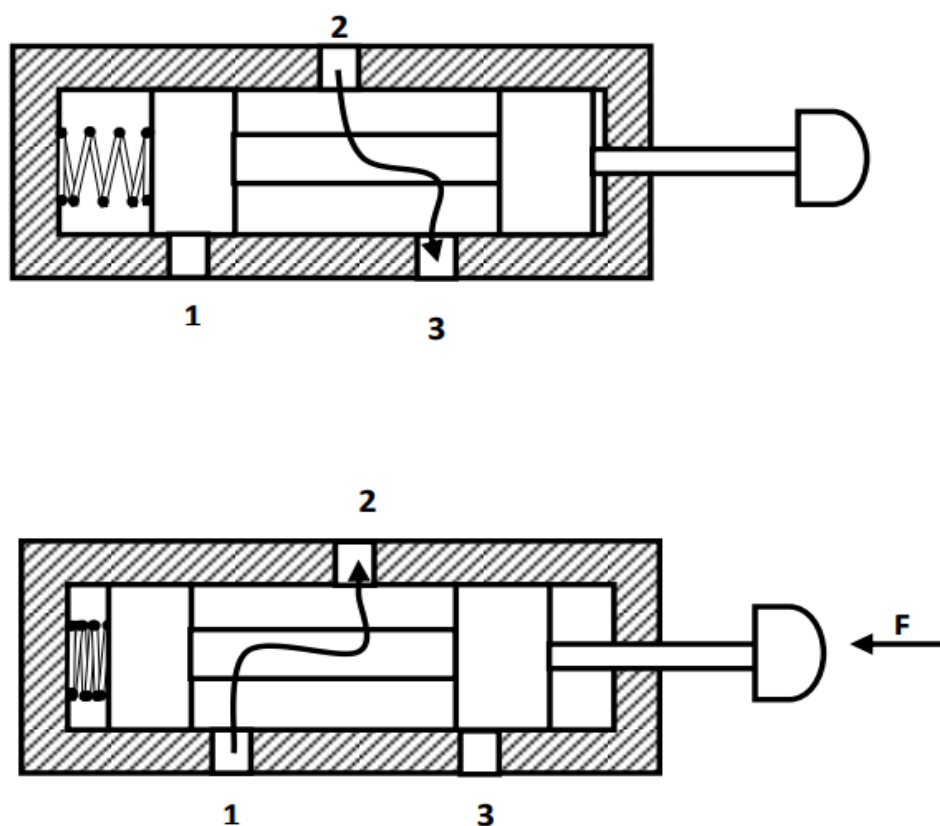


Figura 12: Válvula direcional.

(fonte: PNEUMATIC, 2010?)

As válvulas de controle direcional consistem em um corpo com passagens internas que são conectadas e desconectadas por uma parte móvel, a parte móvel é o carretel. As válvulas de carretel são os tipos mais comuns de válvulas direcionais usados em hidráulica industrial. (PARKER, 2001)

As válvulas de controle direcional são representadas nos circuitos hidráulicos através de símbolos gráficos, e para identificar essas simbologias

devemos levar em conta o número de posições, número de vias, posição normal e tipo de acionamento.

Conforme imagem a seguir, o número de posição é representado graficamente por um quadrado, o número de quadrados unidos representa o número de posições, uma válvula de controle direcional possui no mínimo dois quadrados, ou seja, realiza no mínimo dois movimentos.

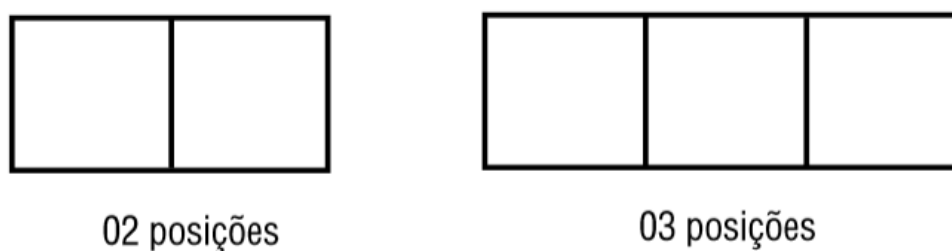


Figura 13: Posições válvula direcional.

(fonte: PARKER, 2001)

O número de vias de uma válvula de controle direcional corresponde ao número de conexões úteis que uma válvula pode possuir.

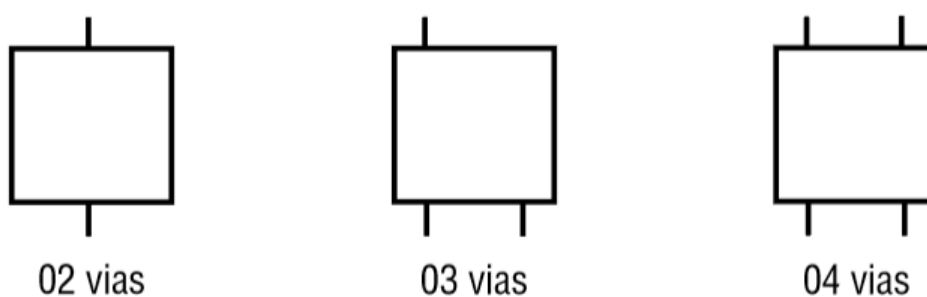


Figura 14: Número de vias válvula direcional.

(fonte: PARKER, 2001)

Nos quadrados representativos de posição podem existir vias de passagem, vias de bloqueio ou a combinação de ambas.

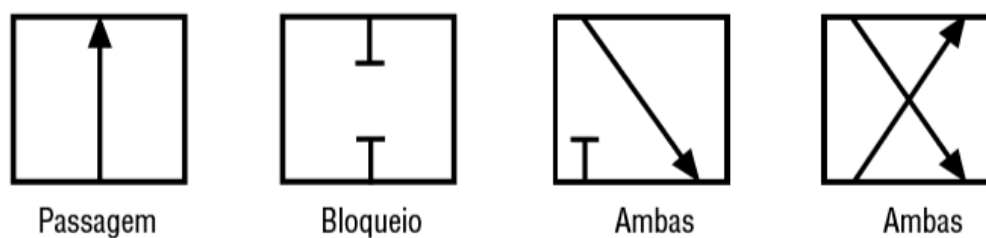


Figura 15: Número de vias válvula direcional.

(fonte: PARKER, 2001)

Posição normal de uma válvula de controle direcional é a posição em que se encontram os elementos internos quando a mesma não foi acionada. Geralmente ela se encontra nessa posição devido à força de uma mola.

Quanto a natureza de acionamento existem diversos tipos, destacando-se a mecânica e elétrica, na figura a seguir podemos ver alguns tipos acionamentos:

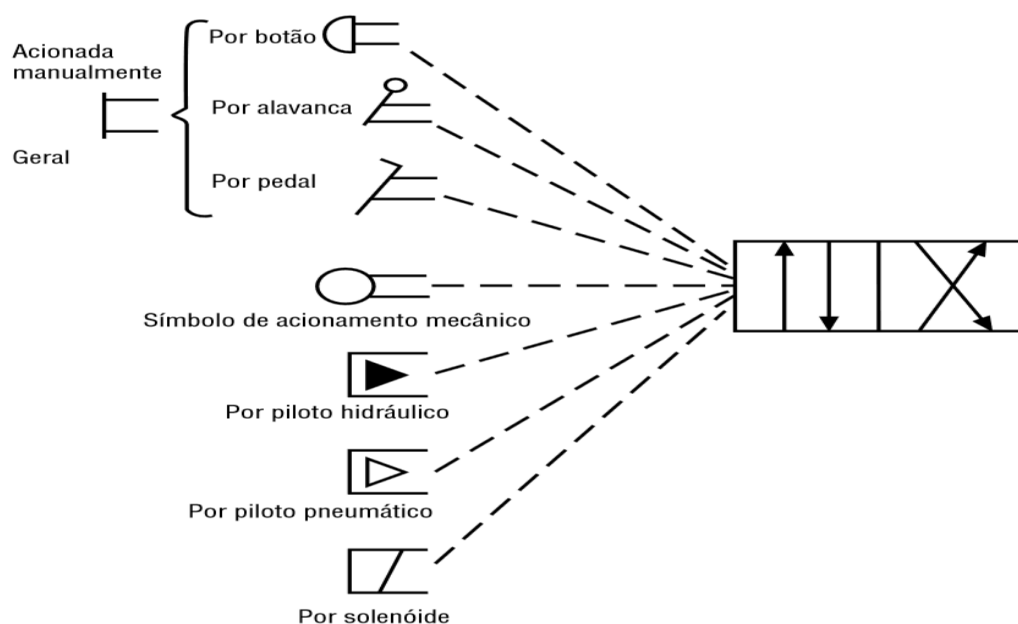


Figura 16: Tipos de acionamento válvula direcional.

(fonte: PARKER, 2001)

2.3.4 Atuadores hidráulicos

Os atuadores hidráulicos são componentes mecânicos capazes de transformar a energia hidráulica em energia mecânica realizando trabalho desejado.

Os atuadores hidráulicos podem ser classificados da seguinte maneira:

- Atuadores hidráulicos lineares;
- Atuadores rotativos;
- Motores hidráulicos.

Atuador linear também conhecidos popularmente com pistão hidráulico, tem como função executar movimentos lineares, elevando, descansando, bloqueando e deslocando cargas. Quando o fluido é bombeado para o interior da câmara de um cilindro, o pistão e a haste são forçados a efetuarem um movimento empurrando ou puxando uma carga. Tal atuador pode ser classificado como de simples ou dupla ação.

Os atuadores lineares de simples ação e quando ele é acionado pela hidráulica em um único sentido, ou avança ou recua, e seu retorno pode ser realizado através de molas ligada a haste do cilindro ou através de forças externas. (BREDA, 2002).

Na figura a seguir podemos ver a simbologia de um atuador de simples ação:

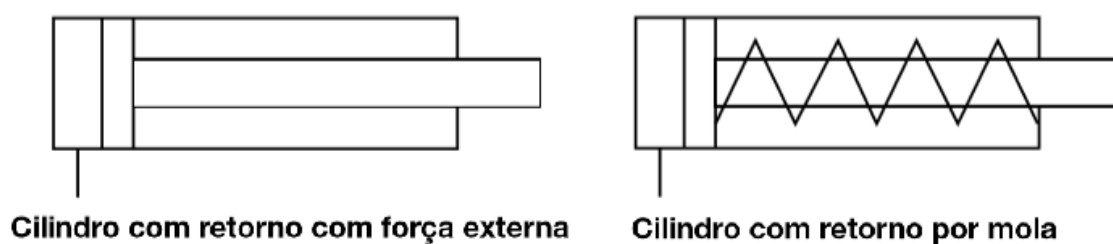


Figura 17: Simbologia de um atuador de simples ação.

(fonte: PARKER, 2001)

Um exemplo onde são muito utilizados atuadores hidráulicos lineares de simples ação é caçambas de caminhões, onde ele realiza o trabalho com levantamento das caçambas e após ele retorna em seu deslocamento inicial com a força peso da própria caçamba.

Cilindro de dupla ação é acionando tanto no avanço quanto no recuo pelo fornecimento de fluido para a bomba, A inversa do movimento ocorre quando se troca a tomada de pressão.

Na figura a seguir podemos ver a simbologia de um atuador de dupla ação:

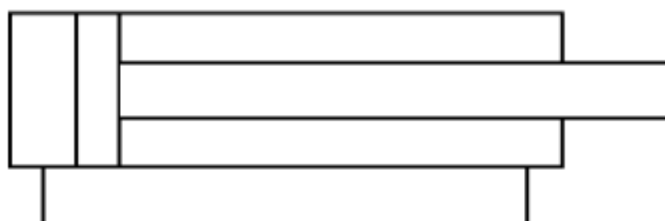


Figura 18: Simbologia de um atuador de dupla ação.

(fonte: PARKER, 2001)

Um exemplo básico onde é muito utilizado cilindros hidráulicos de dupla ação é em equipamentos de construções como; retroescavadeiras, motoniveladoras, escavadeiras e assim por diante.

Atuadores rotativos tem como função a conversão de energia hidráulica em um movimento rotativo em um determinado número de graus, e por sua vez esses

mecanismos são compactos, simples e eficientes além de produzir um torque alto e requerem pouco espaço. De modo geral esse tipo de atuadores é muito utilizados em indexação de ferramenta de máquina, operações de dobragem, levantamento ou rotação de objetos pesados, funções de dobragem, posicionamento, dispositivos de usinagem é muito utilizado em sistemas de direção de automóveis mais precisamente na caixa de direção.

Da mesma maneira que os outros atuadores os motores hidráulicos têm como função a conversão de energia em energia hidráulica, porém sob a forma de torque, mas diferente dos atuadores rotativos, os motores não possuem uma limitação quanto ao ângulo de trabalho. Construtivamente, o motor assemelha-se a uma bomba hidráulica, apenas tem uma função inversa.. (BREDA, 2002)

Para o dimensionamento de um atuador hidráulico tipo cilindro hidráulico linear usamos as seguintes equações:

Conhecido a força necessária de avanço que o cilindro precisa para executar o trabalho e a pressão que o fluido está atuando sobre o interior do atuador encontramos o diâmetro interno do atuador pela seguinte equação:

$$Dc = \sqrt{\frac{4 \cdot F}{\pi \cdot P}} \quad (11)$$

Onde:

Dc = Diâmetro cilindro (cm)

F = Força (kgf)

P = Pressão (kgf/cm²)

π = Pi

Após encontrar o diâmetro do cilindro necessário utilizaremos o padrão de diâmetro comercial sempre utilizando o valor igual, caso haja, ou maior que o calculado.

Cálculo de velocidade de atuação da haste usa a seguinte equação:

$$V_h = \frac{L_h}{t} \quad (12)$$

Onde:

V_h = velocidade (Cm/mim)

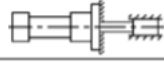
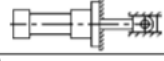
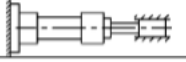
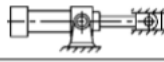
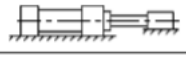
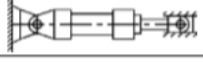
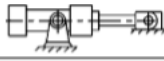
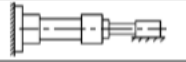
L_h = comprimento da haste (Cm)

t = tempo (mim)

Quanto ao dimensionamento da haste pode ser utilizado pelo critério de Euler para deformação por flambagem, ou pelo método a seguir utilizando o gráfico de seleção de haste segundo PARKER (2001).

De acordo com a tabela a seguir, através do tipo de fixação do cilindro encontrar o fator de curso.

Tabela 1: Seleção do fator de curso

	Tipo de montagem	Tipo de fixação do cilindro	Fator de curso
Fixa e guiada rigidamente	TB, TD, C, J e JB		0,5
Articulada e guiada rigidamente	TB, TD, C, J e JB		0,7
Fixa e guiada rigidamente	TC, H e HB		1,0
Articulada e guiada rigidamente	D		1,0
Articulada e guiada rigidamente	TC, H, HB e DD		1,5
Suportada, porém não guiada rigidamente	TB, TD, C e J		2,0
Articulada e guiada rigidamente	BB, DB, SB, SBa e SBb		2,0
Articulada e suportada, porém não guiada rigidamente	DD		3,0
Fixa, porém não guiada rigidamente	TC, H e HB		4,0
Articulada, porém não guiada rigidamente	BB, DB, SB, SBa e SBb		4,0

(fonte: PARKER, 2001)

Conhecido o fator de curso determinar o comprimento básico na seguinte equação:

$$Cb = Cr.Fc \quad (13)$$

Onde:

Cb = comprimento básico (mm)

Cr = comprimento real (mm)

Fc = fator de curso

Sabendo a força de avanço do atuador, ou podendo retirar também da tabela a seguir.

Tabela 2: seleção da força de avanço do atuador

Diâmetro do cilindro mm (pol)	Área do pistão cm ²	Força de avanço em newtons						
		5 bar N	10 bar N	25 bar N	70 bar N	100 bar N	140 bar N	210 bar N
38,1 (1 1/2)	11,4	570	1140	2850	8000	11400	16000	24000
50,8 (2)	20,2	1000	2000	5050	14100	20200	28300	42500
63,5 (2 1/2)	31,7	1580	3150	7900	22200	31700	44400	66600
82,6 (3 1/4)	53,6	2680	5350	13400	37500	53500	75000	112500
101,6 (4)	81,1	4050	8100	20250	56800	81100	113500	170000
127,0 (5)	126,7	6350	12700	31600	88500	126700	177000	266000
152,4 (6)	182,4	9100	18250	45500	127800	182500	255000	383000

(fonte: PARKER, 2001)

Conhecido a força de avanço junto com o comprimento básico, encontramos o diâmetro da haste na curva "Diâmetro da haste" logo acima do ponto de intersecção no gráfico a seguir:

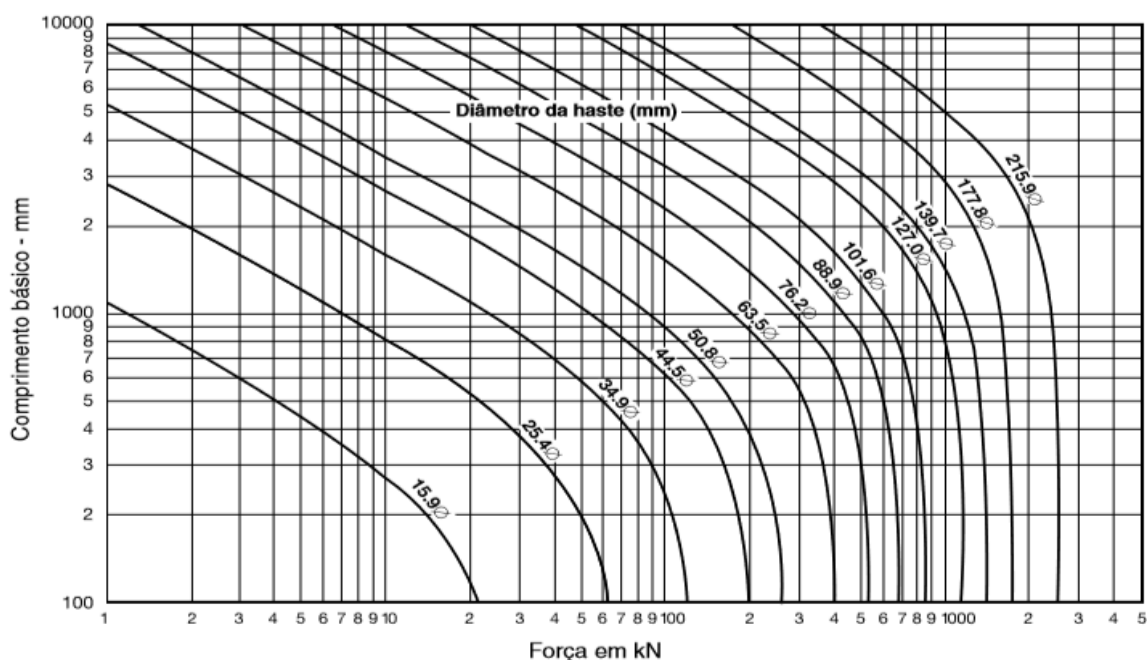


Figura 19: Gráfico de seleção do diâmetro da haste.

(fonte: PARKER, 2001)

Encontrados todos os fatores citados acima temos o atuador cilindro linear ideal para cada determinada aplicação.

2.3.5 Tubulações

Geralmente sistemas hidráulicos usam mangueiras flexíveis para movimentação do fluido, isso devido as mangueiras absorvem vibrações do sistema, e além de facilitar a manutenção e a implantação são mais viáveis em sistema onde a movimentação constate como no caso de um atuador com suas extremidades sendo articuladas. Além das mangueiras também são muito utilizadas tubulações de metal, na qual são mais apropriadas para sistemas fixos onde não há movimentação.

Em sistemas hidráulicos é extremamente importante que o fluido desenvolva um escoamento laminar, pois um escoamento turbulento desenvolve uma perda de carga mais elevada, e conseqüentemente um maior aquecimento do fluido (FIALHO, 2004).

A fim de garantir um escoamento laminar, adotamos a velocidade extraída de a tabela a seguir caso o projeto atenda as seguintes condições:

- Comprimento da tubulação inferior a 10 metros.
- Vazões compreendidas entre os limites de 20 a 200 l/min.
- Variações moderadas de temperatura.

Atendidos os critérios acima encontramos a velocidade na tabela a seguir:

Tabela 3: Seleção da velocidade do fluido.

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	>200	
Tubulação de Pressão	300	400	500	600	
Tubulação de Retorno	300				
Tubulação de Sucção	100				

(fonte: FIALHO, 2004)

De acordo com FIALHO (2004) para obter o diâmetro mínimos interno da tubulação utiliza a equação a seguir:

$$dt = \sqrt{\frac{Qb}{0,015 \cdot \pi \cdot Vt}} \quad (14)$$

Onde:

dt = diâmetro mínimo interno da tubulação (cm)

Qb = vazão da bomba (L/min)

Vt = velocidade recomendada pela tabela (cm/s)

π = Pi

0,015= fator de conversão

Encontrado o diâmetro mínimo consultar tabela de fabricantes para a seleção da tubulação, lembrando que o diâmetro selecionado na tabela de fabricantes deverá ser igual ou ligeiramente maior que o diâmetro mínimo calculado.

Na tabela a seguir, extraída do catálogo de um fabricante, podemos ver alguns diâmetros de mangueiras.

Tabela 4: Diâmetro comercial de maqueiras.

#	 Diâmetro interno da mangueira		 Diâmetro externo da mangueira		 Pressão máxima de trabalho		 Pressão mínima de ruptura		 Raio mínimo de curvatura		 Peso	
	pol.	mm	pol.	mm	psi	MPa	psi	MPa	pol.	mm	lbs/ft	kg/m
301SN-4	1/4	6,3	0,59	15	5800	40,0	23200	160,0	4	100	0,26	0,39
301SN-6	3/8	9,5	0,75	19	4775	33,0	19100	132,0	5	130	0,37	0,55
301SN-8	1/2	12,7	0,88	22	4000	28,0	16000	112,0	7	180	0,45	0,67
301SN-10	5/8	15,9	1,00	25	3600	25,0	14400	100,0	8	200	0,52	0,77
301SN-12	3/4	19,1	1,16	30	3100	21,5	12400	86,0	9 1/2	240	0,67	1,00
301SN-16	1	25,4	1,50	38	2400	16,5	9600	66,0	12	300	1,00	1,49

(fonte: PARKER, 2001)

3 METODOLOGIA

3.1 MODERNIZAÇÕES DA VÁLVULA

A seguinte válvula se encontra na usina hidrelétrica de Pitangui na região de Ponta Grossa localizada no sudeste Paranaense, na margem esquerda do Rio Pitangui, onde ela foi construída em 1911, e incorporada pela COPEL (Companhia paranaense de energia elétrica) em 1974, que a adquiriu da Companhia Prada de Eletricidade.

A hidrelétrica possui um desnível bruto de 14 metros, 4 unidades geradoras com turbinas do tipo Francis e potência efetiva de 0.76 megawatts.



Figura 20: Usina e condutos.

(fonte: Copel)

Após a retirada da válvula da usina por motivos de segurança foi isolado o conduto com uma chapa de metal parafusada no lugar da válvula, caso por algum motivo a comporta do conduto vir a abrir, evita assim o alagamento da usina.

Com a válvula borboleta já no espaço físico da empresa responsável pela modernização, começou a desmontagem dela, para verificação real do estado de seus componentes.

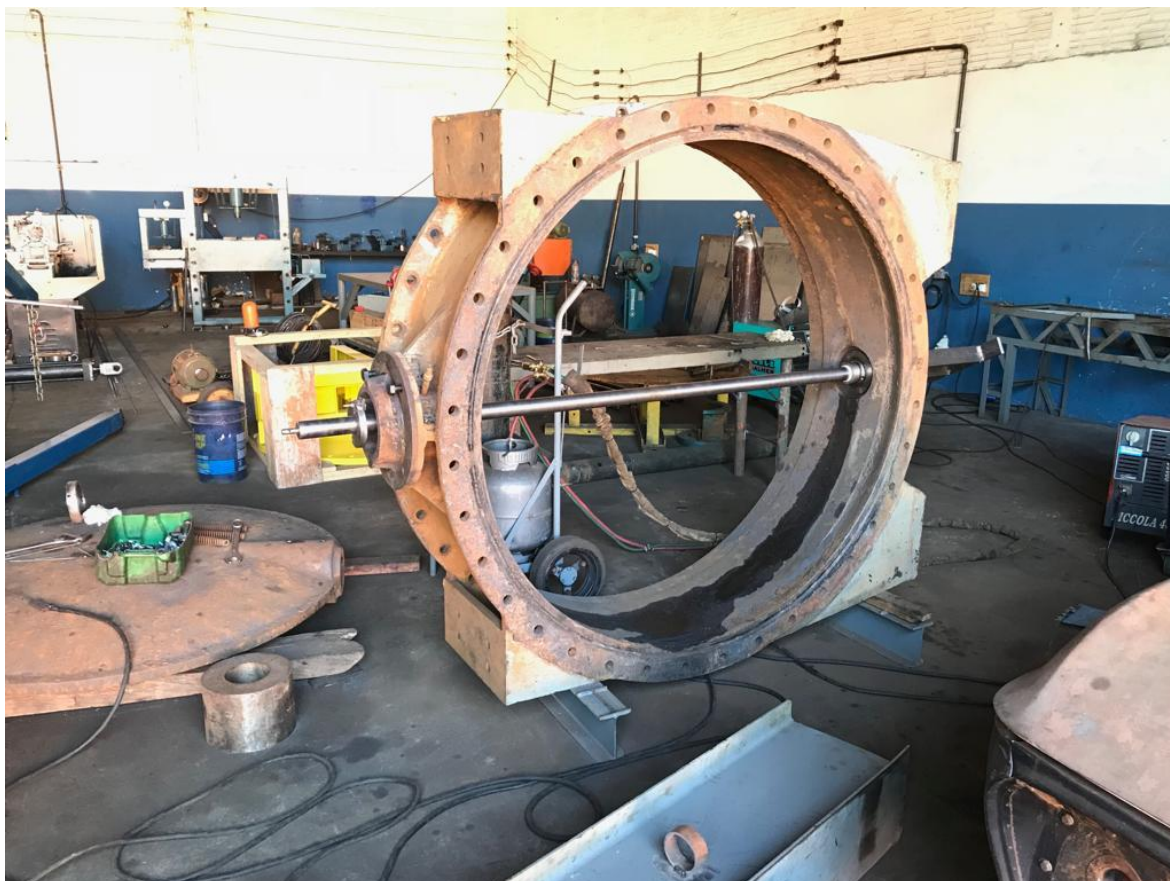


Figura 21: Válvula sendo desmontada.

(Fonte: própria, 2019)

O processo de desmontagem foi andando juntamente com os cálculos necessários para o desenvolvimento do projeto, e por fim o desenho 3D, juntamente com a aprovação do projeto pelo contratante.

Após a desmontagem total da válvula, as peças nas quais seria utilizadas as mesmas vieram a ser jateadas, recuperadas quando necessário e pintadas.

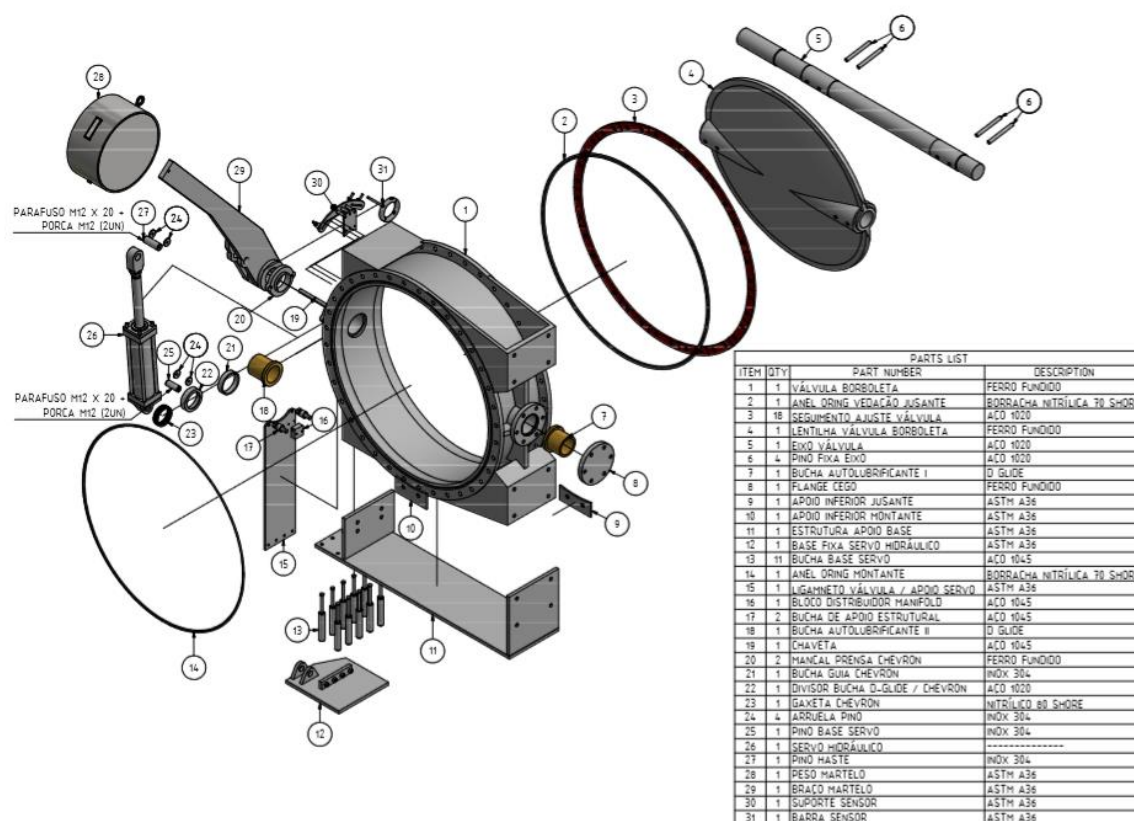


Figura 22: Desenho 3D Válvula Borboleta

(Fonte: própria, 2019)

A válvula borboleta possui um diâmetro interno de 1600 mm, e após a modernização possuirá uma massa aproximada de 3,500 Kgf.

3.2 PROJETO

3.2.1 Dados fornecidos

O solicitante requereu e forneceu os seguintes dados para que o projeto atenda corretamente a modernização da válvula e se adeque tanto no ambiente que está instalada quanto no sistema de controle que será ligada:

- A válvula deverá possuir um sistema de abertura através de atuador hidráulico, e o sistema de fechamento deverá ser através de braço com contrapeso, assim podendo ser fechado mesmo com todo o sistema automático em falha.
- O sistema de buchas do eixo da válvula deverá ser substituído por buchas auto lubrificantes.
- O sistema hidráulico deverá ter uma bomba manual acoplada, caso a bomba por acionamento elétrico estiver em manutenção ou vir a falhar.
- O tempo de fechamento da válvula deverá estar entre 15 a 45 segundos.
- O tempo de abertura entre 1 a 2 minutos
- Possuir um torque de abertura e fechamento da válvula igual ou superior a 470 kgf.m
- O braço do contrapeso deverá ser igual ou inferior a 1.8 metros
- O ângulo de rotação da válvula e de 84°.

3.3 MEMORIAL DE CÁLCULO

3.3.1 Cálculo do contrapeso

De acordo com os dados fornecidos pelo solicitante, o braço do contrapeso da válvula deverá ser igual ou inferior a 1800 mm, e o ângulo de rotação da válvula e de 84° . Desta maneira foi feito um esboço no programa *Solidworks*, adotando um braço de comprimento 1700 mm, e um martelo de forma circular igual ou inferior a 650 mm, assim adotando o centro de massa do contrapeso 1375 mm do centro do eixo da válvula. Foi posicionado também de certa forma que com o braço abaixado, fica mais próximo ao chão, assim conseguindo um melhor posicionamento para extrair o torque necessário.

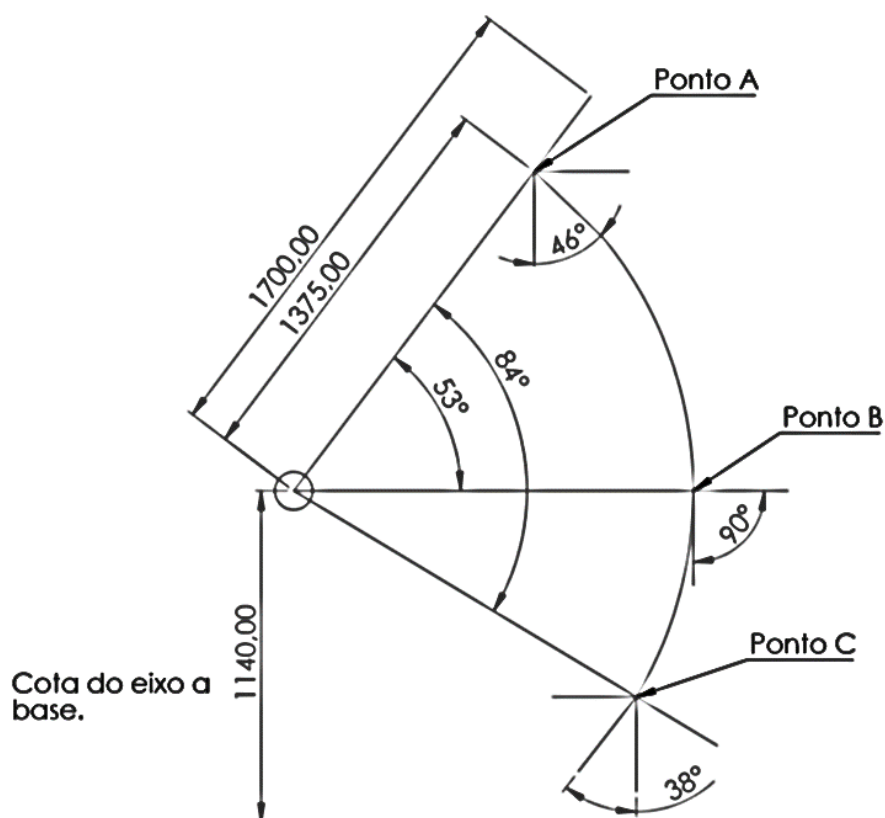


Figura 23: Diagrama braço da válvula

(Fonte: própria, 2019)

Desta maneira através da equação (6) conseguimos calcular a massa necessária do contrapeso para que o torque solicitado seja alcançado.

Cálculo da massa necessária no ponto A:

$$470(kgf.m) = 1,375(m).Ma.sen44^\circ$$

$$Ma = 492,06 kg$$

Cálculo da massa necessária no ponto B:

$$470(kgf.m) = 1,375(m).Mb.sen90^\circ$$

$$Mb = 341,81 kg$$

Cálculo da massa necessária no ponto C:

$$470(kgf.m) = 1,375(m).Mc.sen52^\circ$$

$$Mc = 433,77 kg$$

Sendo assim a massa no ponto A a mais alta, então adotaremos uma massa igual ou superior a 492.06 kgf, para atender o torque necessário para o fechamento da válvula.

Adotando uma massa de 500 kgf, verificamos o torque máximo exercido em cada ponto:

Cálculo do torque exercido no ponto A:

$$Ta = 1,375(m).500.sen44^\circ$$

$$Ta = 477,57 kgf.m$$

Cálculo do torque exercido no ponto B:

$$Tb = 1,375(m).500.\text{sen}90^\circ$$

$$Tb = 687,5 \text{ kgf.m}$$

Cálculo do torque exercido no ponto C:

$$Tc = 1,375(m).500.\text{sen}52^\circ$$

$$Tc = 541,75 \text{ kgf.m}$$

3.3.2 Cálculo do atuador hidráulico

A empresa responsável pela modernização da válvula possuía em seu estoque um atuador hidráulico o qual tinha sido fabricado há pouco tempo, e o desejava utilizar na válvula, caso atendesse as necessidades.

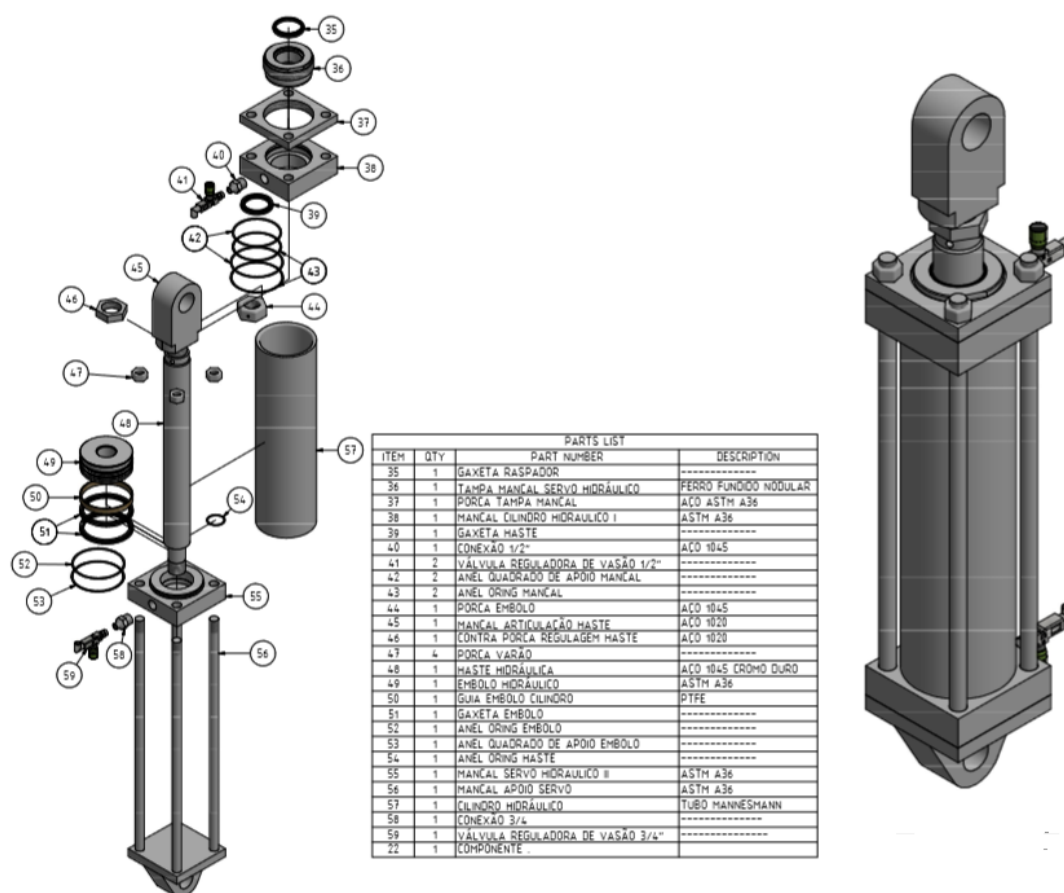


Figura 24: Desenho do atuador hidráulico existente na empresa.

(Fonte: própria, 2019)

O seguinte atuador possui um diâmetro interno de 127 mm, e diâmetro da haste de 63.5 mm e um curso de 430mm, sendo seu comprimento com o atuador todo recolhido de 890 mm e todo aberto de 1320 de centro de furacão a centro de furacão.

Desta maneira com as informações de curso do atuador, foi feito um esboço através do *solidworks*, para um melhor posicionamento do mesmo, para assim poder calcular a força necessária que o atuador deve exercer para abertura da válvula.

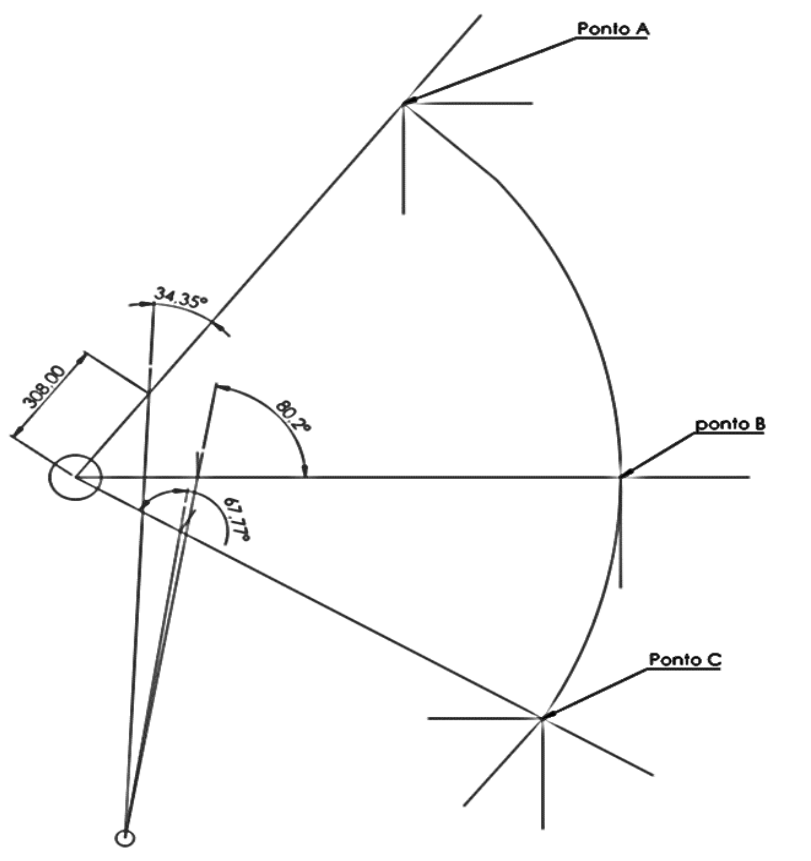


Figura 25: diagrama braço da válvula com atuador

(Fonte: própria, 2019)

Com uma relação de somatórios de torque encontramos a força necessária que o atuador deverá exercer em cada ponto, sendo assim a força que o atuador deverá exercer será a soma do torque necessário para abertura da válvula com o torque exercido pelo contrapeso em certo ponto, tudo isso dividido pelo produto da distância do centro do eixo da válvula com o eixo superior do atuador e o seno do ângulo em que o braço da válvula se encontra.

Nos cálculos abaixo ainda não está considerada a massa do braço, pois o mesmo ainda não estava definido sua geometria nem o material.

Cálculo da força do atuador no ponto A:

$$F_a = \frac{470kgf.m + 477.57kgf.m}{0.302m.sen34.35^\circ}$$

$$F_a = 5560.77kgf$$

Cálculo da força do atuador no ponto B:

$$F_b = \frac{470kgf.m + 687.5kgf.m}{0.302m.sen80.2^\circ}$$

$$F_b = 3889.53kgf$$

Cálculo da força do atuador no ponto C:

$$F_c = \frac{470kgf.m + 541.75kgf.m}{0.302m.sen67.77^\circ}$$

$$F_c = 3616.48kgf$$

Desta maneira podemos analisar em que o atuador exercerá sua força maior próximo ao ponto de parada do braço da válvula.

Como é desejável um sistema hidráulico que trabalhe abaixo dos 60 bar de pressão, com a equação (7) podemos ver a pressão de trabalho do sistema sem considerar as perdas de cargas do sistema, e com o atuador existente no estoque da empresa.

Cálculo da pressão de trabalho do sistema:

$$P = \frac{5560,77kgf}{\pi.6.35^2cm^2}$$

$$P = 43,86 kgf/cm^2$$

Sabendo que 1 bar é igual a 1 kgf/cm² então a pressão de trabalho do sistema em que o atuador exerce a máxima força está abaixo da pressão desejável no sistema, desta maneira o atuador existente na empresa poderá ser adotado diante dessa situação.

Fazendo uma análise em que, se a pressão do sistema atingisse os 60 bar, a força que o atuador exercer seria de:

$$60 \text{ kgf/cm}^2 = \frac{F}{\pi \cdot 6.35^2 \text{ cm}^2}$$

$$F_{\text{max}} = 7600,61 \text{ kgf}$$

Fazendo uma analogia entre a força de trabalho do atuador dividido pela forma máxima que ele pode exercer devido a pressão máxima desejável, o sistema está operando em uma faixa de 73% de sua carga máxima.

Um outro critério analisado para que o atuador possa ser utilizado, foi o do diâmetro da haste para evitar a flambagem dele.

Através da tabela 1 foi extraído devido o tipo de fixação do atuador um fator de curso de ordem 2,0 e conhecido o comprimento real da haste de 430 mm, com a equação (13) determinar o comprimento básico da haste:

Cálculo do comprimento básico da haste:

$$Cb = 430 \cdot 2,0$$

$$Cb = 860 \text{ mm}$$

Conhecido o comprimento básico da haste levando em consideração que ele pode vir a exercer a força máxima de 7600.61 kgf ou 76 KN, e através do gráfico da figura 19, encontramos o diâmetro da haste mínimo na casa de 50.8mm, o atuador existente também com aço 1045 cromo duro, possui um diâmetro de 63.5 mm, ou seja, diante desse critério ele também poderá ser utilizado na modernização da válvula.

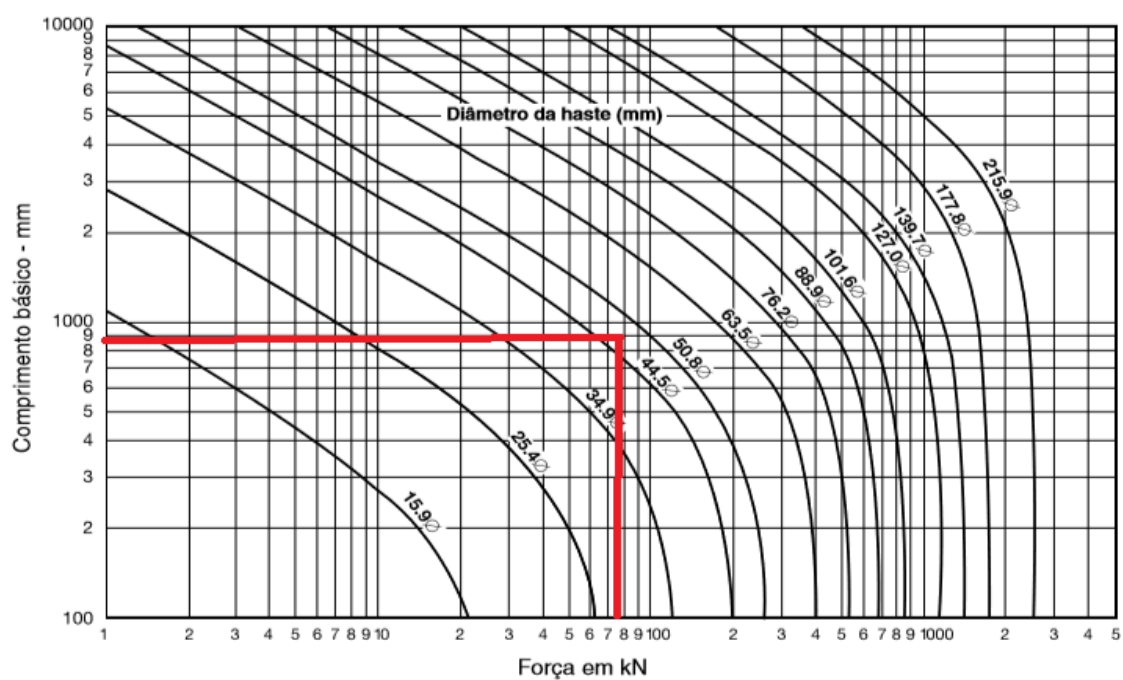


Figura 26: Seleção do diâmetro da haste

(fonte: PARKER, 2001. Modificado pelo autor)

Sendo assim o atuador poderá ser utilizado no projeto de modernização da válvula.

3.3.3 Cálculo para seleção da bomba.

A bomba a ser utilizada no projeto será uma bomba tipo engrenagem, e considerando que o tempo de abertura da válvula deve estar entre 1 e 2 minutos, será feito um cálculo de vazão para o tempo médio de 1.5 minutos, e assim colocado uma válvula reguladora de vazão no sistema hidráulico onde será possível regular com o tempo mais elevado.

Conhecido o diâmetro do atuador, seu curso juntamente com o tempo médio de abertura da válvula, será possível calcular a vazão mínima necessária para a bomba.

Através da equação (12) encontramos a velocidade de atuação do atuador em função do tempo mínimo:

Cálculo de velocidade de atuação da haste:

$$V_h = \frac{43cm}{1,5min}$$

$$V_h = 28,6 \text{ cm/min}$$

Conhecida a velocidade da haste junto com a área do atuador, com a equação (9) encontra-se a vazão da bomba.

Cálculo de vazão da bomba:

$$Q_b = 28.6. \pi. 6,35^2$$

$$Q_b = 3622,95 \text{ cm}^3/\text{min}$$

$$Q_b = 3,62 \text{ L/min}$$

Desta maneira foi selecionada uma bomba com uma vazão um pouco superior a essa em torno de 4.5 l/min, que era a mais próxima que o fornecedor tinha, tendo em conta que com a vazão maior o tempo de fechamento e menor,

mesmo assim ficando dentro do intervalo de 1 a 2 minutos, é possível por uma válvula reguladora de vazão e regular o fluxo da mesma. A bomba que foi selecionado também foi de uma pressão bem mais elevada devido a opção que tal fornecedor disponha, mas dessa maneira o motor elétrico foi selecionado para exercer um trabalho no qual com sua potência não ultrapassaria a casa a casa dos 60 bar, mesmo se viesse a ultrapassar, poderia colocar válvulas controladoras de pressão, assim não exercendo pressão superiores a desejável.

Conhecendo todas as variáveis desejadas na equação (10) assim podemos calcular a potência necessária, para a seleção de um motor elétrico.

Cálculo da potência de acionamento da bomba:

$$N = \frac{4,5.60}{456.0,95}$$

$$N = 0.62 \text{ CV}$$

Desta maneira foi selecionado um motor elétrico superior mais próximo ao calculado, que no caso é um motor de 1 CV.

3.3.4 Cálculo do volume do reservatório.

De acordo com a equação (8) o reservatório hidráulico deve possuir um volume mínimo de 3 vezes a vazão da bomba, porém para melhor arranjo dos componentes hidráulicos e auxiliares que fica acoplado no reservatório, juntamente facilitando a manutenção e acesso desses componentes, o reservatório foi criado um layout levando em conta os aspectos citados, e após isso foi feito o cálculo do volume do reservatório, caso o mesmo ultrapassasse muito o valor, poderia se ter a opção de deixá-lo com um certo volume vago em seu interior ou mudasse novamente o layout, que não foi o seguinte caso, que após isso foi verificado que o volume do reservatório ficou em torno de 25 litros, uma diferença aceitável, levando em conta um melhor arranjo para manutenção e acesso.

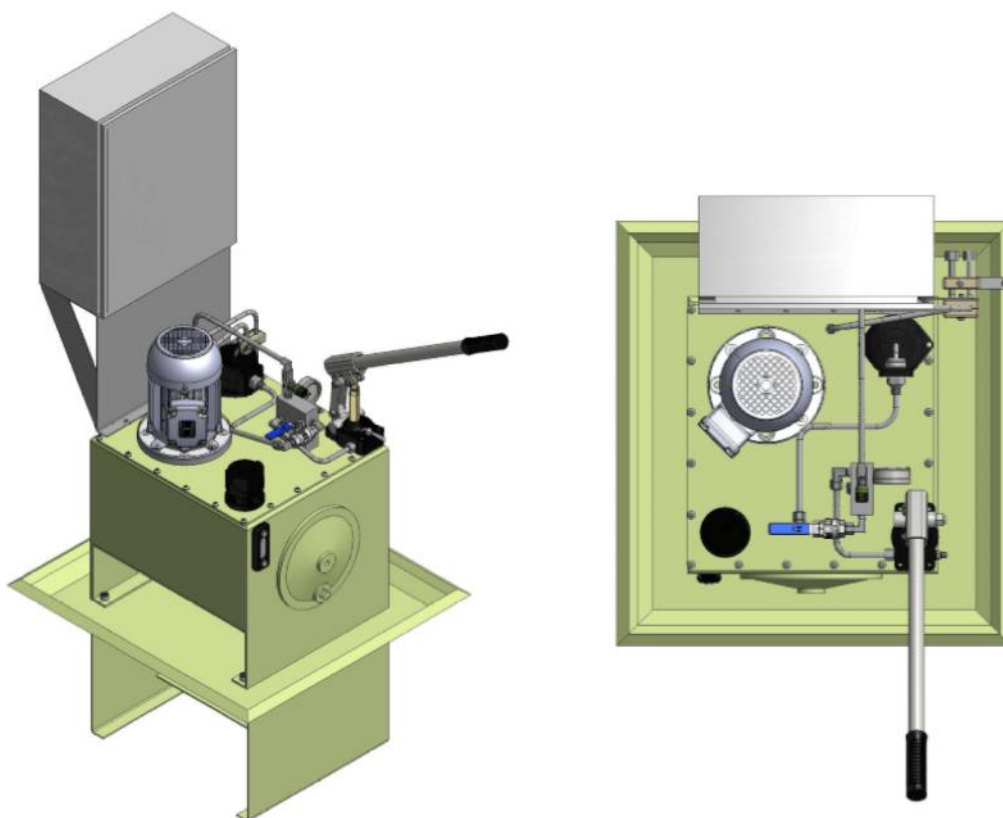


Figura 27: Arranjo da unidade hidráulica

(Fonte: própria, 2019)

3.3.5 Cálculo do diâmetro da tubulação.

O diâmetro da tubulação nesse caso não poderá ser obtido através da equação (14), devido à linha de retorno do sistema não depende da vazão da bomba e sim da força gravitacional que o contrapeso exerce no atuador. Desta maneira o cálculo da tubulação principal foi calculado da seguinte forma:

- Sabendo-se que o tempo de fechamento da válvula deve estar entre 15 e 45 segundos, considerou-se que o fluido contido dentro do atuador não deve ser expelido com tempo inferior a de 15 segundos.
- Conhecido o volume de fluido contido dentro do atuador, juntamente com o tempo que o fluido deverá ser expelido, obtém-se a vazão máxima do fluido.

- Obtendo-se a vazão máxima que o fluido possa vir a ter, juntamente com a tabela 3, onde a velocidade recomendada na linha de retorno é de 300 cm/s, tem-se o diâmetro recomendado da tubulação.
- Obtido o diâmetro da tubulação, foi colocado na saída do atuador uma válvula reguladora de vazão, desta maneira podendo regular o tempo de fechamento da válvula, e como o tempo de fechamento da válvula não poderá ser inferior que 15 segundos, a velocidade do fluido na tubulação atendera todos os casos, já que se o tempo for maior a 15 segundos, a velocidade na tubulação será menor e consequentemente menor a perda de carga.

Conhecido o diâmetro do atuador, seu curso e o tempo de fechamento, obtém-se a vazão.

$$Q = \frac{\pi \cdot 6,35^2 \cdot 43}{15}$$

$$Q = 363,14 \text{ cm}^3/\text{s}$$

Obtendo a vazão e com a velocidade de retorno da tabela (3), calcula o diâmetro do interno da tubulação.

$$Dt = \sqrt{\frac{4 \cdot 363,14}{\pi \cdot 300}}$$

$$Dt = 1,24 \text{ cm}$$

$$Dt = 12,4 \text{ mm}$$

De acordo com os diâmetros comerciais de tubulações visto na tabela 4, e sempre selecionando no mínimo o valor mais próximo acima do resultado calculado, poderá ser utilizado uma tubulação de 12,7 mm, porém por critérios de projeto, e ter um coeficiente de folga maior, optou por utilizar uma tubulação de 15,9 mm.

3.3.6 Diagrama do arranjo hidráulico

Como podemos ver no diagrama hidráulico o atuador que a empresa possui no estoque é um atuador de dupla ação e no projeto não há necessidade, onde o retorno é feito através do contrapeso, sendo assim foi acoplado uma tubulação na linha isolada até o reservatório, caso ocorra vazamento da câmara de pressão para a câmara de baixa pressão, o fluido é devolvido para o reservatório evitando vazamentos de fluido no ambiente, porém desta maneira fica difícil visualizar que o atuador está necessitando de reparos, sendo assim esta necessidade só será percebida através do sistema de automação da válvula, já que a mesma possui sensores de posição do braço, caso ocorra vazamentos nas câmaras do atuador, o mesmo vem a perder pressão e consequentemente o deslocamento do braço da válvula onde os sensores fazem a leitura e vem a corrigir a posição, mas caso isso ocorra com frequência há a necessidade de verificar o atuador, ou demais itens do sistema hidráulico.

No arranjo hidráulico também podemos ver que há uma bomba manual e a elétrica, como foi solicitado pelo solicitante da modernização.

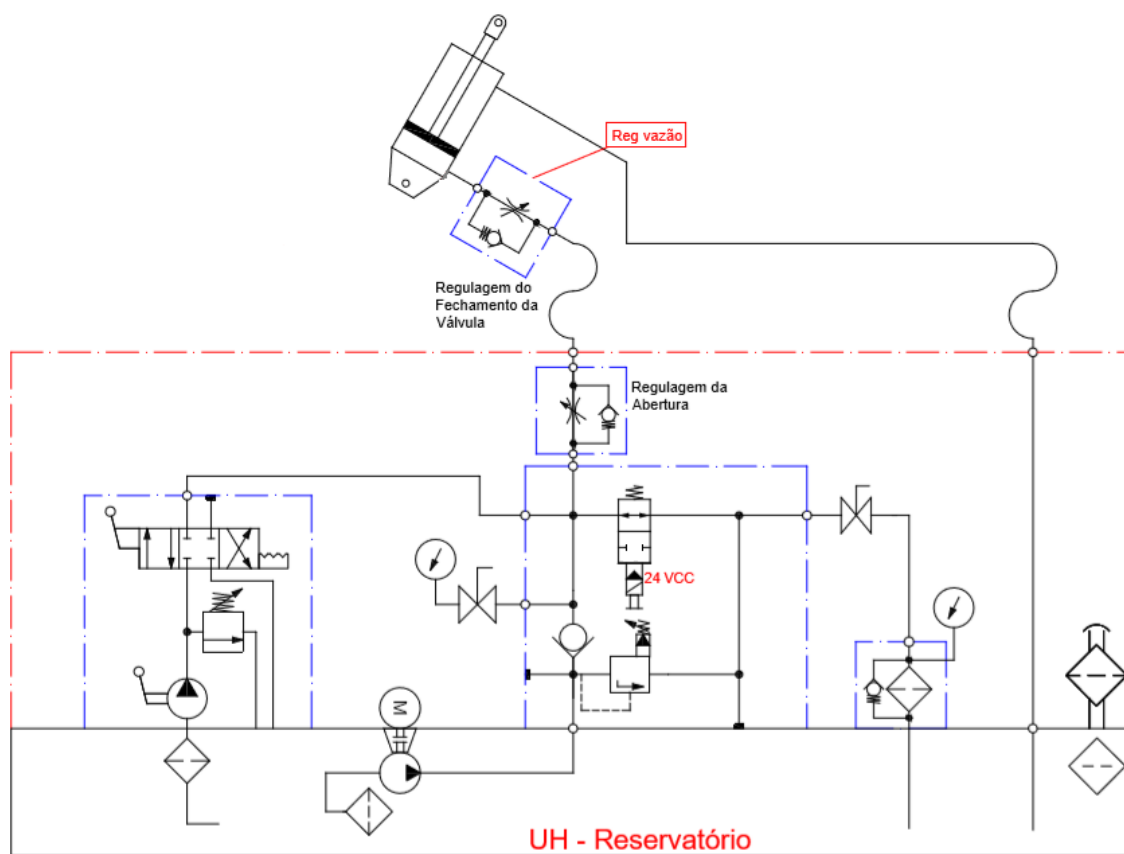


Figura 28: Diagrama hidráulico.

(Fonte: própria, 2019)

3.4 CONFECÇÃO E RECUPERAÇÃO DE COMPONENTES

3.4.1 Recuperação do eixo

Após a desmontagem total da válvula foi constatado a necessidade de reparação no eixo, pois o mesmo com material de aço carbono possui com certos desgastes na região dos mancais e oxidação na região das vedações.

O eixo possui 2350 mm de comprimento por 130 mm de diâmetro, como podemos ver na imagem 27:

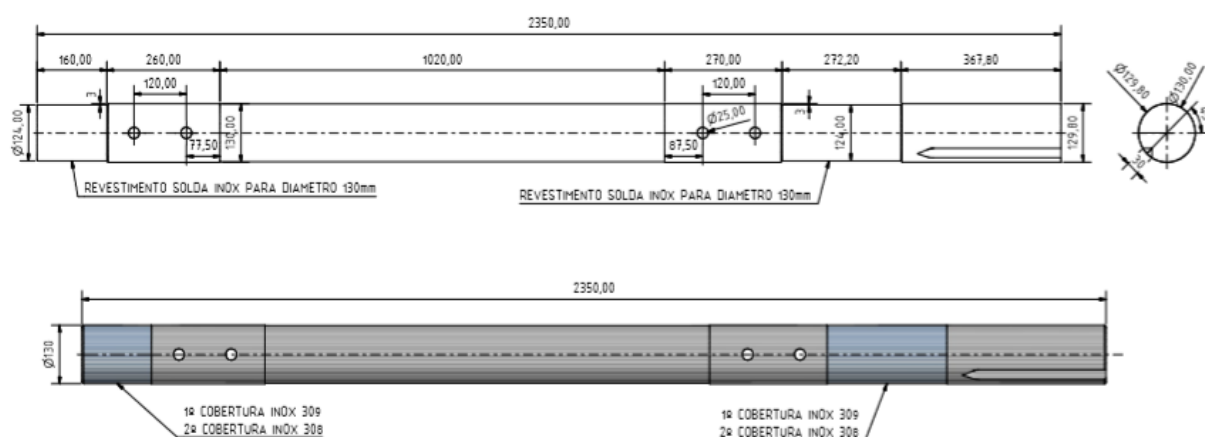


Figura 29: Desenho do eixo da válvula.

(Fonte: própria, 2019)

O procedimento de reparação será feito da seguinte forma:

- O eixo foi usinado nas regiões dos mancais ocorrendo o rebaixamento de 3 mm, ficando assim com diâmetro de 124 mm nessas regiões, nas demais regiões foi apenas polido para tirar impurezas;
- Como o eixo é constituído de aço carbono e deseja na região dos mancais um aço com uma resistência maior à corrosão, foi feito na região onde ocorreu a usinagem uma solda de 1,5 mm com eletrodo

que por sua vez possui as características de união entre aço carbono e aço inox;

- Após a solda e com o material já em temperatura ambiente, foi novamente usinado nessas regiões tirando certas imperfeições;
- Com o eixo já preparado, foi novamente preenchido com solda, mas dessa vez com eletrodo com características de soldabilidade inox para inox.;
- Sendo assim, após os procedimentos anteriores o eixo é usinado definitivo, e conferido todas suas medidas;
- O processo de controle de qualidade da rugosidade foi por um técnico da empresa solicitante do serviço.



Figura 30: Eixo em processo de usinagem.

(Fonte: própria, 2019)

3.4.2 Confecção das novas buchas

A válvula possuía buchas de bronze nos mancais onde havia necessidade de lubrificação com frequência, após a modernização essas buchas foram substituídas por um novo material, sem que houvesse necessidade de lubrificação, conhecidas como buchas auto lubrificantes.

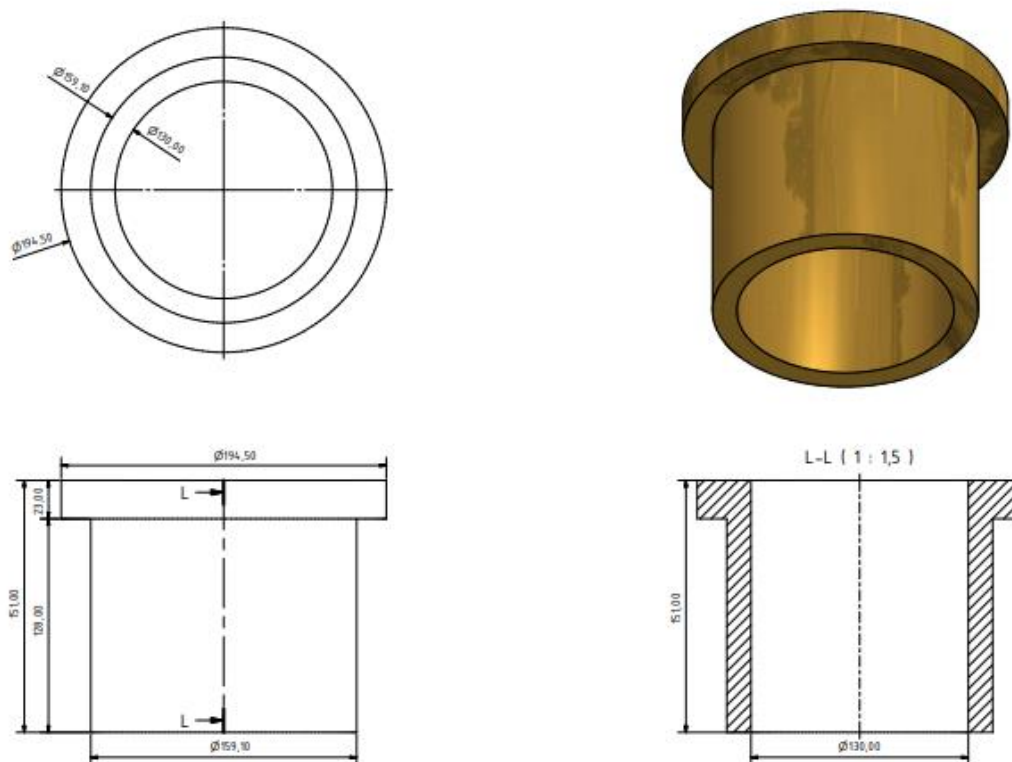


Figura 31: Desenho buchas auto lubrificantes.

(Fonte: própria, 2019)

Existe no mercado uma infinidade de fabricantes de buchas auto lubrificantes com uma boa resistência a esmagamento, porém a empresa responsável pela modernização optou por uma empresa que já vem fornecendo esses componentes há algum tempo, onde ela também possuiu características aceitáveis para o projeto de modernização da válvula. Sendo assim optando pelo mesmo fornecedor.

D-GLIDE

Descripción

D-GLIDE® : Compuesto autolubricado a base de resina y fibras sintéticas, incorporado con PTFE, MoS2 o Grafito.

Formas de suministro :

Cojinetes autolubricados, Bujes autolubricados cilindricos, chumaceras autolubricados con valona, Arandelas autolubricadas, Segmentos autolubricados, Planchas autolubricadas, Guías autolubricadas etc.

Los bujes y cojinetes D-Glide® también se suministran de acuerdo con la norma DIN 1850-5,

Compruebe Medidas según DIN 1850-5 aquí.

Línea bajo consulta / pedido.

Plazo de entrega reducido.

Características

- Resistencia máx. a la compresión: 267 MPa
- Presión normal de trabajo: 75 Mpa
- Factor PV (N/mm2 x m/s) Agua = 3,4 Seco = 0,25
- Bajo coeficiente de fricción: 0,04 hasta 0,10
- Temperatura de trabajo: -200°C hasta +130°C
- Absorción de humedad máx.: 0,15%
- Muy liviano y trabaja en seco o sumergido
- Excelente resistencia al desgaste, abrasión y corrosión
- Elástico, absorbe choques y desalineaciones
- D-GLIDE® con PTFE es aislante eléctrico
- No contiene sustancias tóxicas o peligrosas para el medio ambiente
- D-GLIDE® una alternativa eficaz a los cojinetes metálicos

Figura 32: Características das buchas auto lubrificantes.

(Fonte: RK-componentes industriais)



Figura 33: Buchas auto lubrificantes montada

(Fonte: própria, 2019)

3.4.3 Confeção do braço

O braço da válvula foi confeccionado em uma chapa de 36 mm de aço ASMT A36, respeitando as dimensões extraídas do memorial de cálculo.

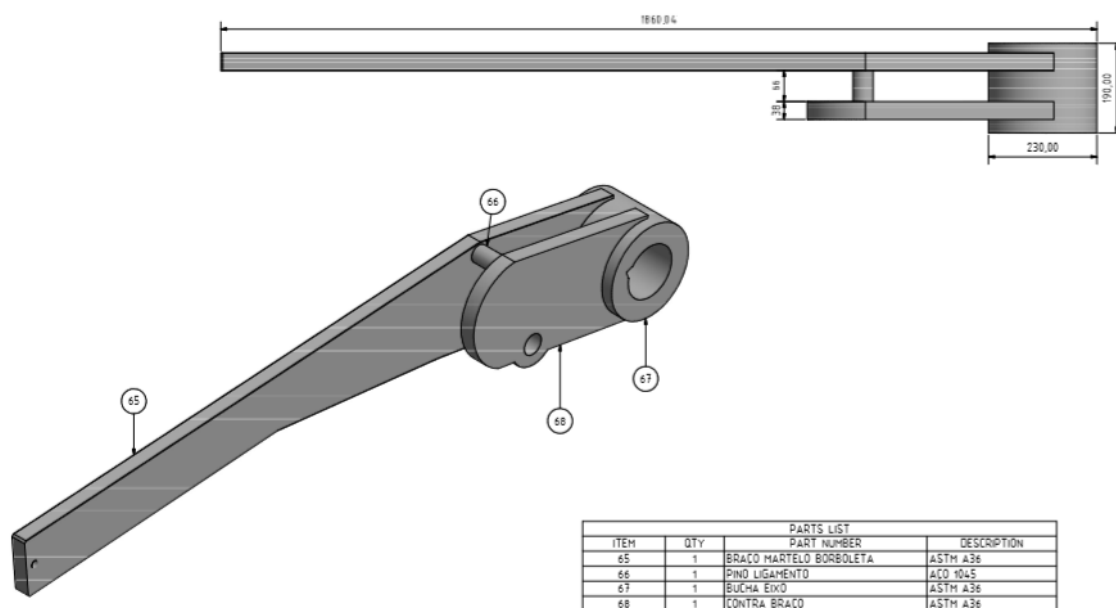


Figura 34: Braço da válvula.

(Fonte: própria, 2019)

Após o desenho do braço concluído, e através do programa solidworks foi extraído o peso do braço e o seu centro de massa, sendo assim refeitos os cálculos de torque e de força exercida pelo atuador, na qual ficou dentro do permitido para ser utilizado o atuador selecionado com a pressão abaixo dos 60 bar.

3.4.4 Confeção do contrapeso

O contrapeso foi confeccionado em forma circular com chapa de 25,4 mm de aço carbono, de maneira com que ficava um espaço vago em seu interior, sendo assim podendo ser preenchido com chumbo granulado, até atingir a massa necessária calculado no memorial de cálculo.

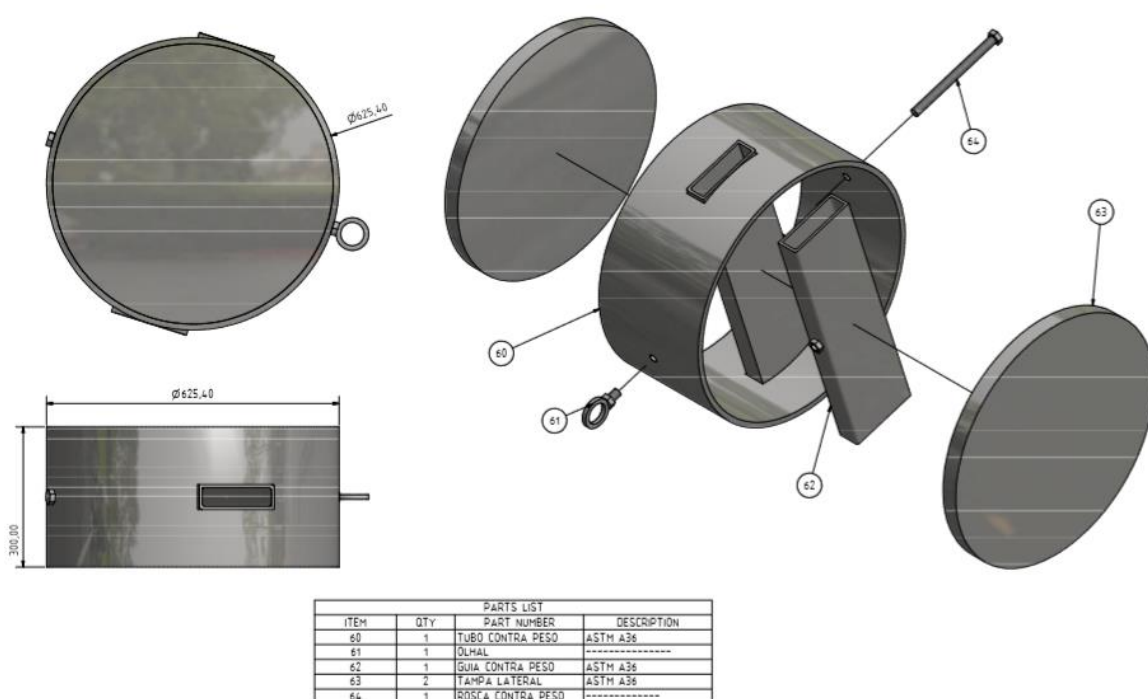


Figura 35: Desenho Contrapeso.

(Fonte: própria, 2019)

3.4.5 Confeção do reservatório hidráulico

O reservatório foi confeccionado em chapa de 4.76 mm de aço ASMT A36 respeitando as medidas de projeto.



Figura 36: Reservatório hidráulico

(Fonte: própria, 2019)

3.5 ENSAIOS

3.5.1 Ensaio de vedação

Após a válvula montada, foi recortada uma chapa de 25.4 mm, com o objetivo de tampar o lado do montante da válvula, com o dispositivo tudo montado, veio através de uma bomba encher o espaço com água e realizar os testes de estanqueidade da válvula, e assim corrigindo os pontos de vazamento, aplicando uma massa acrílica especial para vedação, após sua cura, foi corrigido pontos de imperfeição através de lixa, e realizando novamente o teste e repetindo o processo até a vedação desejada.

Para esse ensaio foi utilizado uma pressão duas vezes superior a pressão existente na usina proveniente do desnível de 14 metros, na qual resultou no teste de uma pressão aproximada de 2,8 bar.

Na imagem 37 podemos ver o dispositivo, ainda não completo e em outra válvula similar que também foi modernizada na empresa.



Figura 37: Dispositivo para teste de estanqueidade

(Fonte: própria, 2019)

3.4.2 Ensaaios dos sistemas

Os ensaios dos sistemas ocorreram na empresa com o objetivo de testar o sistema hidráulico e elétrico com a finalidade de corrigir possíveis vazamentos, falhas, sensores e alguns outros ajustes caso viesse a acontecer.



Figura 38: Válvula modernizada sendo ensaiada.

(Fonte: própria, 2019)

3.4.3 Ensaio em campo.

Com a válvula montada na usina, foram realizados diversos testes pela equipe solicitante do serviço, em que destaca nesse trabalho os seguintes:

- Teste de pressão do sistema;
- Testes de tempo de abertura;
- Teste de tempo de fechamento.

A pressão de trabalho do sistema hidráulico ficou em torno de 47 bar, valor aceitável e abaixo da pressão máxima desejada de 60 bar, porém um pouco mais elevada da calculada de 43.8 bar, pois no cálculo não estava considerando a massa do braço da válvula, nem as perdas de cargas de componentes hidráulicos como por exemplo filtro e válvulas.

Os testes de abertura da válvula ficaram dentro do tempo desejado de 1 a 2 minutos, e levou em média 1 minuto e 20 segundos para abertura, podendo elevar esse tempo com a regulagem da válvula controladora de vazão, caso necessitem aumentar o tempo de abertura.

O teste de fechamento da válvula, foi realizado com a turbina parada, em rotação nominal, e rotações com cargas, onde ela atendeu todas dentro do tempo, entre 15 e 45 segundos.

Testes de fechamento da válvula:

- 16 segundos com a válvula reguladora de vazão do cilindro totalmente aberta e máquina parada;
- 35 segundos com válvula reguladora de vazão do cilindro ajustada para a metade do curso e máquina parada;
- 39 segundos com a válvula reguladora de vazão do cilindro na metade do curso e máquina em rotação nominal sem carga;
- 36 segundos com regulagem da válvula fechada $\frac{1}{4}$ e máquina com 50% da carga.
- 37 segundos com regulagem da válvula fechada $\frac{1}{4}$ e máquina com 75% da carga.

- 40 segundos com regulagem da válvula fechada $\frac{1}{4}$ e máquina com 100% da carga.

Desta maneira a válvula atendeu todas as exigências solicitadas no escopo do projeto.

4.CONCLUSÃO

4.1 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Ao longo do desenvolvimento desse trabalho foi possível verificar o dimensionamento de um sistema hidráulico juntamente com alguns outros componentes, apto para o funcionamento de abertura e fechamento de uma válvula borboleta de uma usina hidrelétrica, onde a mesma após ser implementada atendeu-se todas as exigências solicitadas pela contratante, na qual será implementado esses sistemas nas outras 3 unidades restante na usina.

4.2 SUGESTÕES PARA TRABALHO FUTURO

Desenvolver um sistema de automação ligado ao sistema hidráulico para que posso ser controlada remotamente.

REFERÊNCIAS

ACOSTA, Simone Massulini. **Elementos Finais de Controle**. Curitiba: [s. n.], 2001?. PDF.

ATLAS de Energia Elétrica do Brasil. [S. l.]: Eletronorte, 2008. Atlas. Disponível em: http://www2.aneel.gov.br/arquivos/pdf/atlas_par2_cap3.pdf. Acesso em: 26 mar. 2019.

BORGES DE ALMEIDA, Frederico. **Momento ou Torque de uma Força**. Sao Paulo, 6 maio 2016. Disponível em: <https://mundoeducacao.bol.uol.com.br/fisica/momento-ou-torque-uma-forca.htm>. Acesso em: 5 maio 2019.

BORTOLIN, Eduardo. **Bombas de deslocamento positivo**. Horizontina, dezembro 2011. Disponível em: <https://www.ebah.com.br/content/ABAAfa8oAD/bombas-deslocamento-positivo>. Acesso em: 1 maio 2019.

BRASIL, Alex N. **BOMBAS - CLASSIFICAÇÃO E DESCRIÇÃO**. [S. l.: s. n.], 2010. *E-book*.

BRASIL, Alex N. **Máquinas Termo hidráulicas de Fluxo**. [S. l.], fevereiro 2010. Disponível em: http://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasclassificacaoedescricao.pdf. Acesso em: 1 maio 2019.

BREDA, Carlos Alberto. **Mecanismos Hidráulicos**. Cascavel: [s. n.], 2002. PDF.

COPEL, C. **USINA HIDRELÉTRICA PITANGUÍ**. Parana: [s. n.], 1999. PDF.

DE SOUZA, Zulcy. **Turbinas Hidráulicas com rotores tipo Francis**. Rio De Janeiro: Interciencia, 2011.

FERREIRA, Dario Magno Batista. **Noções de Hidráulica**. [S. l.: s. n.], 2015. PDF.

FIALHO, Arivelto B. **Automação Hidráulica**. Sao Paulo: Erica, 2004.

HOW DOES A BUTTERFLY VALVE WORK?. Kennesaw, GA, 1 jul. 2013.
Disponível em: <http://www.valtorc.com/valv>
e-news/how-does-a-butterfly-valve-work. Acesso em: 30 mar. 2019.

JEON, S. Y. **Experimental study for flow characteristics and performance evaluation of butterfly valves**. Republic of Korea: [s. n.], 2010. *E-book*.

JEON, S.Y. Flow characteristics and performance evaluation of butterfly valves using numerical analysis. **IOP Conference Series: Earth and Environmental Science**, Republic of Korea, p. 1-7, 11 jun. 2019. *E-book*.

JUNIOR, Joab Silas Da Silva. "O que é força?"; Brasil Escola. Disponível em <<https://brasilecola.uol.com.br/o-que-e/fisica/o-que-e-forca.htm>>. Acesso em 31 de marco de 2019.

LIMA , Gustavo Fernandes. **Componentes de um Sistema Hidráulico**. Rio Grande Do Norte: [s. n.], 2010. *E-book*.

MOREIRA, Lilian. **Ribeirão do Inferno: a primeira hidrelétrica do Brasil**. Minas Gerais, 31 maio 2012. Disponível em: <http://revistaoe.com.br/ribeirao-do-inferno-a-primeira-hidreletrica-do-brasil/>. Acesso em: 26 mar. 2019.

NEGRI, V. J. **Sistemas Hidraulicos para controle**. Florianópolis: [s. n.], 2001. PDF.

PARKER, Catalogo. **Tecnologia Hidráulica Industrial**. [S. l.: s. n.], 2001. PDF.

PEREIRA, Geraldo Magela. **Projetos de usina hidrelétricas**. Sao Paulo: Oficina De textos, 2015.

PETROBRAS, Apostila. **Válvulas industriais**. [S. l.: s. n.], 2001. PDF.

PNEUMATIC CONTROL VLAVES. [S. /], 2010. Disponível em: <https://nptel.ac.in/courses/112106175/Module%204/Lecture%2038.pdf>. Acesso em: 1 maio 2019.

REBOLLAR, Paola Beatriz May Rebollar *et al.* **Energia Hídrica**. Brasil, 2011. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/259867953_Energia_Hidrica. Acesso em: 29 abr. 2019.

REFORMA OU MODERNIZAÇÃO DE MÁQUINAS E EQUIPAMENTOS. Sao Paulo, 31 jan. 2014. Disponível em: http://gtecindustrial.com.br/index.php?option=com_content&view=article&id=77&Itemid=87&lang. Acesso em: 5 abr. 2019.

RIBEIRO, Leandro S. L. A. **Modernização de turbinas hidráulicas**. Sao Paulo: Voith Hydro School, 2019.

ROSVANE, Rosvane. **Origem da Palavra**. ORLEANS , SC, 3 ago. 2012. Disponível em: <https://origemdapalavra.com.br/pergunta/etimologia-de-moderno/>. Acesso em: 3 abr. 2019.

SEMINÁRIO NACIONAL DE PRODUÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 2001, Campinas. **Processos de melhoria em equipamentos hidromecânicos de pequenas centrais hidrelétricas [...]**. Campinas: [s. n.], 2001. PDF.

SILVA JÚNIOR, Andouglas Gonçalves. **Bombas Hidráulicas**. Rio Grande Do Norte: [s. n.], 2016. *E-book*.

SILVA, Andouglas Gonçalves Júnior. **Bombas Hidráulicas**. Rio Grande do Norte, setembro 2016. Disponível em: <https://docente.ifrn.edu.br/andouglassilva/disciplinas/mecanica-dos-fluidos/aula-8-bombas>. Acesso em: 1 maio 2019.

TEAM EJP Waterworks Blog. [S. /], 12 jun. 2018. Disponível em: <https://www.ejprescott.com/blog/the-history-of-valves%20https://www.chemicalprocessing.com/articles/1998/review-of-butterfly-valve-components-operation/>. Acesso em: 23 abr. 2019.

VALTORC, Valtorc. **HOW DOES A BUTTERFLY VALVE WORK?**. Kennesaw, GA, 1 jul. 2013. Disponível em: <http://www.valtorc.com/valve-news/how-does-a-butterfly-valve-work>. Acesso em: 30 mar. 2019.

WILEY, John. **Fundamentos da termodinâmica**. Sao Paulo: Blucher, 2018.



**CENTRO
UNIVERSITÁRIO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Eu, Carlos Alberto Breda professor do Centro Universitário Assis Gurgacz e orientador do acadêmico Diego Odair Novack no Trabalho de Conclusão de Curso, declaro que as correções solicitadas pela banca foram efetuadas corretamente.

Carlos Alberto Breda:

Assinatura do Professor

Cascavel, 01 de Julho de 2019.