

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DE UMA BANCADA DE TESTES DE FADIGA COM
CARREGAMENTO UNIAXIAL

por

LUCAS ALBAN GEUSTI

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, dezembro de 2017



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DE UMA BANCADA DE TESTES DE FADIGA COM
CARREGAMENTO UNIAXIAL

por

Lucas Alban Geusti

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Thamy Cristina Hayashi
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Eduardo André Perondi

Comissão de Avaliação:

Prof. Patric Daniel Neis

Prof. Tiago Becker

Prof. Rodrigo Rossi

Porto Alegre, 08 de dezembro de 2017.

Geusti, L. A. “**DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO DE UMA BANCADA DE TESTE DE FADIGA COM CARREGAMENTO UNIAXIAL**”. 2017. 25 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

RESUMO

A prevenção de falhas é um dos pontos cruciais no projeto de estruturas compostas ou qualquer componente que seja solicitado com carregamentos externos. Ter conhecimento sobre modos de falhas de naturezas distintas e possuir ferramentas de prevenção ou de predição é um papel fundamental do engenheiro projetista. Ensaios de caracterização das propriedades e do comportamento de materiais são fundamentais para a aplicação dos cálculos dimensionais durante o projeto e, ainda, de expectativa de vida de componentes em serviço. Para garantir dados precisos, o equipamento de teste deve ser confiável e aplicar condições pré-definidas aos corpos de prova de maneira padronizada. Uma importante máquina de testes é a de ensaios cíclicos. Essa deve aplicar ao componente carregamentos variáveis no tempo com uma determinada amplitude e número de variações (ciclos de carregamento). Por exigir altas forças, grandes velocidades e precisão, o sistema atuante desse tipo de bancada é geralmente hidráulico. Este trabalho aborda o dimensionamento hidráulico de uma estação de ensaio de fadiga com carregamento uniaxial aplicado através de um atuador linear de dupla ação comandado por servoválvula. O projeto visa a dimensionar e a selecionar componentes como bomba, motor elétrico, válvulas, atuador, dutos e reservatório, utilizando técnicas teóricas e de conhecimento empírico, ambas obtidas por meio de consulta em livros-textos e trabalhos de pesquisa. Obteve-se um conjunto de componentes especificados de forma que possam ser encontrados dentro dos padrões comerciais.

PALAVRAS-CHAVE: Ensaios de fadiga, Bancada de testes, Dimensionamento hidráulico.

Geusti, L. A. “**HYDRAULIC DESIGN OF A FATIGUE TEST MACHINE WITH UNIAXIAL LOAD**”. 2017. 25 pages. Monograph (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.

ABSTRACT

Failure prevention is one of the crucial points in the design of composite structures or any component that is requested with external loads. Knowledge of failure modes of different natures and of having prevention or prediction tools is a key role of the design engineer. Tests for the characterization of material properties and behavior are fundamental for the application of dimensional calculations during the design and also for the life expectancy of components in service. To ensure accurate data, the test machine must be reliable and apply predefined conditions to the test specimens in a standardized manner. An important test machine is cyclic testing. This should apply to the component variable loadings over time with a given amplitude and number of variations (load cycles). Because it requires high forces, high speeds and precision, the working system of this type of workbench is generally hydraulic. This work deals with the hydraulic dimensioning of a fatigue test station with uniaxial loading applied through a linear actuator of double action commanded by servo valve. The project is aimed at designing and selecting components such as pumps, electric motors, valves, actuators, pipelines and reservoirs, using theoretical techniques and empirical knowledge, both of which are obtained through textbook consultation and research work. A set of specified components was obtained so that they can be found within commercial standards.

KEYWORDS: Fatigue tests, Test machine, Hydraulic design.

Sumário

RESUMO	iii
ABSTRACT.....	iv
1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3.1. Fadiga	1
3.1.1. Ensaios de fadiga.....	2
3.2. Sistemas Óleo-Hidráulicos.....	3
3.2.1. Componentes Hidráulicos	4
4. METODOLOGIA	8
4.1. Dimensionamento da unidade de potência.....	8
4.2. Dimensionamento de atuadores	8
4.3. Seleção da servo válvula	10
4.4. Dimensionamento da tubulação.....	10
4.5. Dimensionamento do reservatório	10
4.6. Perdas de carga.....	11
4.6.1. Perdas de carga na tubulação	11
4.6.2. Perda de carga na servoválvula.....	11
4.7. Dimensionamento do acumulador	12
5. RESULTADOS.....	12
5.1. Parâmetros de funcionamento	12
5.2. Dimensionamento do atuador	13
5.3. Dimensionamento das tubulações	13
5.4. Perda de carga nas tubulações	13
5.5. Servoválvula.....	14
5.6. Dimensionamento do acumulador	14
5.7. Dimensionamento da unidade de potência.....	14
6. CONCLUSÃO.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
ANEXO I.....	16
ANEXO II.....	16
ANEXO III	16
APÊNDICE I – Desenvolvimento dos cálculos de dimensionamento.....	17

1. INTRODUÇÃO

Projetos de componentes, estruturas ou máquinas completas no ramo mecânico, civil, médico ou qualquer outro em que se faça uso de materiais de engenharia, o conhecimento do comportamento e a proteção dos componentes contra falhas são pontos cruciais no trabalho do engenheiro. Os esforços a que determinada peça é submetida devem estar bem claros no momento do dimensionamento, pois, a partir daí, o projetista deve estudar as possibilidades de falha e determinar a configuração estrutural a fim de evitar, minimizar ou prever danos catastróficos.

Um dos modos de falha está relacionado a esforços estáticos. Nesse caso, pode-se considerar solicitações que não variam com o tempo ou com uma taxa de variação muito pequena. Por outro lado, solicitações flutuantes promovem uma variação de carregamento ao longo do tempo, alternando significativamente as tensões no corpo do componente. No âmbito da análise estática, muito já é conhecido e o dimensionamento contra falhas desse tipo de solicitação é considerado mais simples. O ponto crítico em muitos projetos é relativo às solicitações variáveis no tempo, o mau dimensionamento pode levar a falha por fadiga que é total, súbita e, na maioria dos casos, difícil de se prever.

Ensaio mecânicos são de extrema importância para o engenheiro projetista, uma vez que, a partir de um ambiente controlado, pode-se determinar propriedades mecânicas de um material ou comportamento devido a solicitações pré-estabelecidas. Um dos ensaios realizados para caracterização de materiais ou até mesmo de componentes soldados, com entalhe, conjuntos compostos de mais de uma peça, entre outras configurações, é o ensaio de fadiga. Este tipo de ensaio permite fazer levantamento de curvas que relacionam tensão e deformação ao número de ciclos de variação de carregamento, suas propriedades são utilizadas, então, nas teorias de estimativa de vida, prevenção contra dano e variações de tensões aceitáveis.

As estações de teste de fadiga, ou bancadas de testes, como normalmente são chamadas, precisam ser confiáveis quanto às cargas aplicadas, ter um controle preciso, a fim de viabilizar ensaios padronizados, e conseguir realizar carregamentos alternados de maneira acelerada, dentro de um certo limite, diminuindo o tempo de execução do ensaio, que chega a ultrapassar 1 milhão de ciclos. Sistemas elétricos e hidráulicos são formas de fornecer energia ao equipamento de testes. Assim, no caso de equipamentos baseados em potência fluídica, um dos pontos importantes para o correto funcionamento de uma bancada de testes é o dimensionamento do conjunto de componentes hidráulicos, tema de desenvolvimento no presente trabalho.

2. OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo projetar o sistema hidráulico de uma máquina de testes de fadiga com carregamento unidirecional focado para aplicação em materiais metálicos. O projeto passa pela determinação de parâmetros de funcionamento, como cargas, deslocamentos e frequência de teste, com base em equipamentos comerciais, e o dimensionamento dos componentes que formam o sistema.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Esta seção visa introduzir informações importantes para a execução do trabalho obtidas em livros-textos e em trabalhos de pesquisa.

3.1. Fadiga

É de conhecimento geral que um dos materiais mais empregados em engenharia é o aço. As tensões internas em componentes fabricados com tal material variam quando os mesmos são submetidos a variações de cargas, o que, muitas vezes, pode levar à falha por fadiga, mesmo que os níveis de tensões sejam inferiores ao de ruptura do material.

De acordo com Shigley, 2008, a falha por fadiga se dá de maneira súbita, sem sinais que evidenciem claramente a iminência de sua ocorrência, ao contrário da falha estática, em que

a deformação elástica e plástica é notada antes da ruptura, principalmente em materiais dúcteis. A aparência de uma fratura em fadiga, normalmente, assemelha-se à uma fratura frágil, isso porque trincas internas já se propagaram o suficiente, restando uma seção resistente muito pequena para suportar o carregamento aplicado, ocasionando a ruptura do componente.

Ainda segundo Shigley, 2008, existem três métodos fundamentais de projeto para determinação de vida sob fadiga: o método da vida sob tensão, da vida sob deformação e da mecânica da fratura linear elástica. Esses métodos, a partir de determinada solicitação, tentam prever a vida (número de ciclos), a que o componente teoricamente resistiria. O método de vida sob tensão é o mais utilizado, porém é o mais impreciso, principalmente quando em solicitações de baixo número de ciclos. Nesse caso, aconselha-se a usar o método de vida sob deformação. Já, o método da mecânica da fratura linear elástica assume a existência de trincas já detectadas, e é empregado a fim de determinar o crescimento da mesma relativo ao nível de carregamento submetido.

Nos dois primeiros métodos, utiliza-se informações oriundas de ensaios de fadiga realizados no material em questão. No caso do método de vida sob tensão, a partir da curva S-N (tensão versus número de ciclos), obtida nos testes em laboratório, é possível obter um parâmetro denominado limite de resistência a fadiga utilizado nos cálculos para prever a vida do componente. Por outro lado, o método da vida sob deformação utiliza valores de deformação do material quando carregado para determinar sua vida útil.

3.1.1. Ensaios de fadiga

As obtenções dos parâmetros utilizados nos métodos de predição de vida útil de um componente dependem fortemente dos ensaios de fadiga realizados. Diferentes tipos de máquinas podem ser utilizadas, uma das mais usuais é a rotativa, que carrega um corpo de prova de maneira a flexioná-lo e rotacioná-lo em torno do próprio eixo. Isso faz com que as fibras do corpo ora apresentem-se em tração, ora em compressão, gerando um ensaio de carregamento reverso. Nesse tipo de máquina, cada rotação do motor corresponde a um ciclo, porém ela não se mostra apropriada para obtenção de curvas ϵ -N (deformação versus número de ciclos) ou σ - ϵ , por exemplo, principalmente porque mensurar de maneira precisa os níveis de deformação desse ensaio é muito difícil [Norton, 2013].

Outro tipo de máquina utilizada é a com carregamento axial. Esse tipo de equipamento permite realizar tanto ensaios com carga na direção longitudinal do corpo de prova, quanto testes de flexão a três ou a quatro pontos, por exemplo. Normalmente, esse tipo de bancada de testes é composta por um atuador linear hidráulico, devido às forças envolvidas, interligado a uma célula de carga e a um sensor de deslocamento, que mensuram o carregamento atuante e o deslocamento do atuador, obtendo, conseqüentemente, a deformação do corpo de prova.

A principal curva obtida a partir dos ensaios de fadiga é a curva S-N, ou curva de Wöhler, que relaciona a tensão envolvida e o número de ciclos. Para levantamento dessa curva, é necessário a realização de muitos ensaios, isso porque a metodologia básica baseia-se em aplicar e retirar ciclicamente uma carga que cause uma tensão levemente inferior à tensão de ruptura, até que o corpo de prova rompa após determinado número de ciclos. Nas etapas seguintes, a tensão de teste é levemente reduzida em relação ao ensaio anterior e toma-se o número de ciclos em que o corpo de prova resistiu. Esse procedimento segue até que se obtenha uma curva característica do material onde os ciclos de carregamento chegam a até 10^9 dependendo do material. A Figura 3.1 apresenta uma curva característica de metais ferrosos. Observa-se que a partir de um determinado ponto a curva torna-se horizontal. O valor da coordenada correspondente a esse ponto é chamado de limite de resistência à fadiga e indica que em níveis de tensão abaixo desse valor não há ocorrência de falhas por fadiga, independentemente do número de ciclos. Esse comportamento só é observado em metais ferrosos, para os demais materiais a curva nunca se torna horizontal [Shigley, 2008].

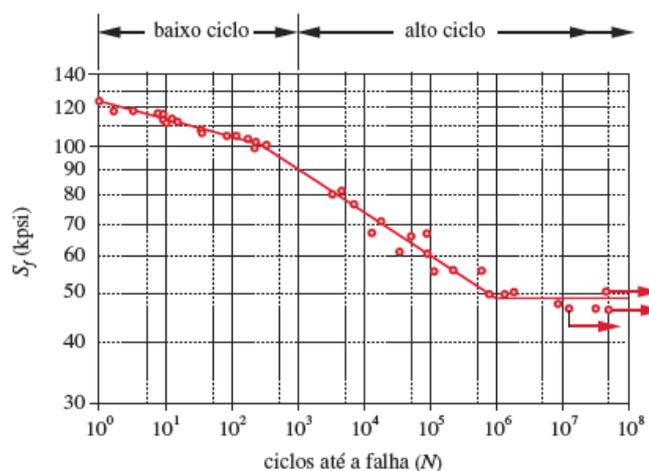


Figura 3.1 Curva S-N característica de materiais metálicos ferrosos (Fonte: Norton, 2013).

Visto que a obtenção de curvas características do comportamento em fadiga de materiais é um processo demorado que envolve muitos testes e elevados números de ciclos, a frequência de variação de carregamento é um parâmetro importante na execução de testes, pois frequências muito baixas podem fazer o ensaio se estender por meses ou anos. Por outro lado, não é possível aumentar a frequência de ensaio de forma demasiada, pois, segundo Vicente et Alii, 2016, fatores como material do componente, características construtivas do componente e características da máquina de ensaio impõem um limite superior à frequência de teste.

De acordo com o mesmo autor, das limitações impostas pelo material, a primeira restrição se trata da temperatura máxima de ensaio. Devido ao atrito interno, a temperatura do corpo de prova, que é proporcional à frequência de ensaio, aumenta, causando degradação de suas propriedades mecânicas. Relata, ainda, que a característica construtiva do material em teste deve levar em consideração a frequência de ressonância do componente. Frequências muito elevadas podem gerar vibrações indesejadas, resultando em tensões e deformações que fogem da condição de equilíbrio quase-estático.

O terceiro fator limitante de frequência é devido ao sistema da máquina de ensaios. Assim, como no caso do corpo de prova, deve-se conhecer a frequência natural de oscilação do sistema mecânico e hidráulico que compõe o equipamento. Além disso, parâmetros de controle e de capacidade de carga do sistema hidráulico são importantes. Essa análise é apresentada por Manring, 2005 e Ulrich, 1970.

3.2. Sistemas Óleo-Hidráulicos

Segundo Palmieri, 1997, sistemas óleo-hidráulicos são sistemas transmissores de potência ou de movimento, utilizando como elemento transmissor o óleo, que, é praticamente incompressível sob pressão usual de trabalho, e podem ser classificados de duas formas: estático ou cinético.

- **Sistemas óleo-hidráulicos estáticos**

São sistemas onde é utilizada energia potencial com o fluido sob alta pressão e baixa velocidade [Palmieri, 1997].

- **Sistemas óleo-hidráulicos cinéticos**

São sistemas onde é utilizada energia cinética para a transmissão de potência [Palmieri, 1997].

3.2.1. Componentes Hidráulicos

O presente trabalho trata como componente hidráulico toda parte que compõe e que forma o sistema hidráulico, desde a unidade geradora de potência, até a que atua sobre o meio, incluindo a interface entre ambos.

3.2.1.1. Bomba Hidráulica

Com base em Palmieri, 1997, e Merrit, 1967, é possível definir bombas hidráulicas como as fontes de potência de um sistema hidráulico. São, portanto, responsáveis por fornecer energia hidráulica ao fluido de trabalho a partir da energia mecânica.

Segundo Fialho, 2016 as bombas podem ser classificadas em duas categorias básicas: hidrodinâmica e hidrostática. Podem ainda ser de deslocamento fixo ou variável.

- Bomba hidrodinâmica de deslocamento positivo

São bombas que absorvem o fluido de um depósito em estado de repouso, o qual é colocado em movimento dentro da bomba a uma alta velocidade e em seguida submetido é a uma diminuição dessa velocidade, o que lhe permite aumentar a pressão [Fialho, 2016].

Segundo Manring, 2005, são bombas utilizadas para baixas pressões, não sendo aconselhadas para controle de sistemas hidráulicos de alta performance.

- Bomba hidrostática de deslocamento positivo

Segundo Fialho, 2016, em bombas hidrostáticas, o fluido não é submetido a aumento substancial de velocidade dentro da bomba, uma vez que é simplesmente aspirado e transportado.

O autor indica que este tipo de bomba é a mais adequada para a transmissão de força, sendo a solução normalmente utilizada em sistemas hidráulicos. Dentre os tipos de bombas hidrostáticas pode-se citar as bombas de engrenagens, bombas de palhetas e bombas de pistões.

Vale salientar que, em máquinas de ensaio, costuma-se indicar o uso de bombas de pistões, pois fornece altas pressões (até 700 bar) e, tipicamente, trabalham com uma eficiência muito alta, chegando a 98% de acordo com Manring, 2005.

No projeto de um sistema hidráulico, as bombas normalmente são um dos últimos componentes a serem dimensionados, isso porque é preciso conhecer toda a necessidade do sistema, tal como pressão de trabalho, vazão e perda de carga para determinar a energia que deve ser entregue ao sistema. Entretanto, é fundamental ter conhecimento prévio e impor limites de operação antes mesmo de calculá-la. Dessa maneira, evita-se sistemas fora dos padrões [Fialho, 2016].

3.2.1.2. Atuador

De acordo com Manring, 2005, atuadores hidráulicos são equipamentos responsáveis por entregar ao sistema externo força e movimento. Isso é possível a partir da transformação de energia hidráulica oriunda do fluido sob pressão em energia mecânica, devido à possibilidade de deslocamento de suas partes. Em sistemas de potência fluidica há dois tipos básicos de atuadores: os lineares e os rotativos, comumente chamados de motores hidráulicos. Essa classificação está ligada ao movimento que o atuador executa.

Como objeto de estudo e de implementação em bancada de testes uniaxiais, os atuadores lineares movimentam suas partes móveis, haste e pistão, quando uma das suas câmaras é a abastecida com pressão maior que a câmara oposta. A Figura 3.2 apresenta as partes básicas de um atuador em corte.

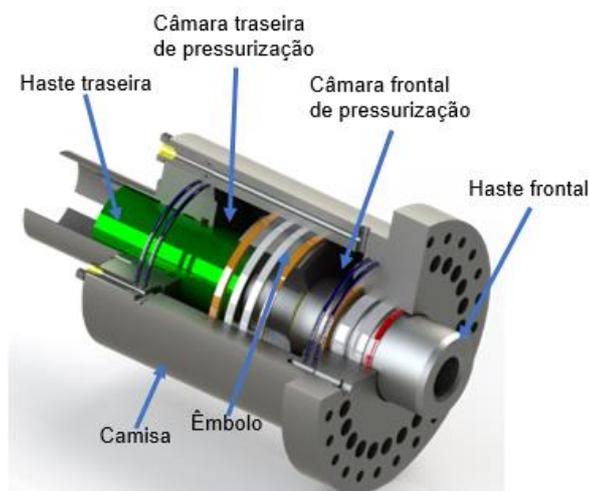


Figura 3.2 Partes básicas de um atuador linear.

Ainda segundo Manring, 2005, a classificação de atuadores lineares é definida a partir dos sentidos em que esse pode exercer trabalho ao meio externo. A Figura 3.3 mostra os quatro tipos mais comum de configurações, sendo o quarto tipo com retorno por mola, como uma variação do atuador de simples ação com haste simples.

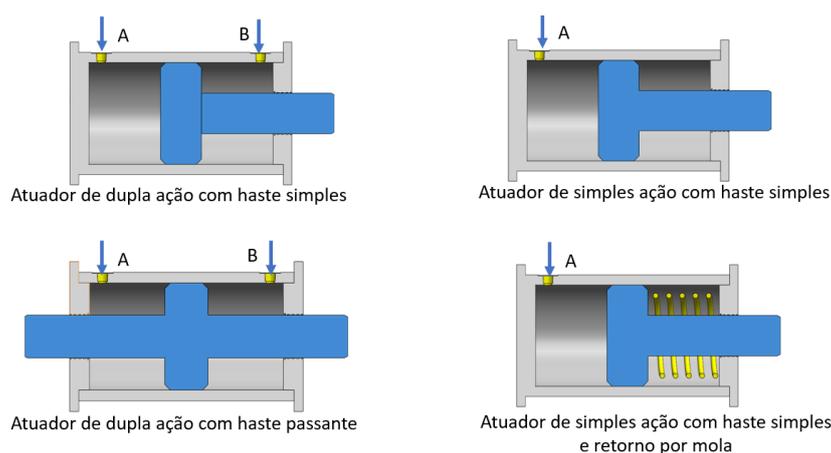


Figura 3.3 Tipos mais comuns de configuração de atuadores hidráulicos.

De acordo com Palmieri, 1997, atuadores lineares de simples ação executam movimentos controlados e fornecem força ao sistema externo apenas quando a câmara de pressão traseira é pressurizada, isso promove um movimento de avanço da haste e do pistão. O retorno desse tipo de atuador normalmente é feito por mola, que exerce uma força contrária no pistão (êmbolo) retornando devido à diferença de pressão entre as câmaras.

Por outro lado, atuadores lineares de dupla ação permitem o controle de movimento e aplicação de força em dois sentidos, pois ambas as câmaras de pressão, traseira e dianteira, podem ser preenchidas com o fluido de trabalho. A classificação deste tipo de atuador se deve à forma de construção. Duas configurações são apresentados por Maring, 2005, as quais diferem-se pela disposição da haste: uma delas apresenta apenas uma haste frontal e outra com haste passante ao longo de todo o comprimento do atuador, como mostra a Figura 3.3. Com base nisso, é possível perceber que atuadores de haste simples têm as áreas efetivas de suas câmaras de pressurização diferentes enquanto que os atuadores com haste passante possuem áreas anulares iguais, o que possibilita forças equivalentes para mesmos níveis de pressão, mesma vazão de entrada e saída para os deslocamentos de avanço e recuo e um melhor controle de posição. Esse tipo de atuador é normalmente utilizado para equipamentos de testes justamente pela característica de facilidade de controle.

3.2.1.3. Válvulas

Para Manring, 2005, válvulas hidráulicas são os componentes responsáveis pela interface entre a fonte de potência hidráulica, no caso a bomba, e os elementos de saída, constituídos por atuadores lineares ou rotativos. Nos circuitos hidráulicos, as válvulas de controle atuam a fim de condicionar o escoamento a partir de um comando do operador ou do sistema automático de controle. Um bom conhecimento sobre o funcionamento, o comportamento e os limites de utilização das válvulas é um pré-requisito para controlar o sistema hidráulico. O mesmo autor usa uma classificação básica de válvulas hidráulicas condicionada ao número de vias, ou seja, à quantidade de linhas de fluxos que possui. O número de vias é determinado a partir do elemento de atuação; no caso dos atuadores lineares de dupla ação, são utilizadas válvulas com quatro vias de fluxo, sendo uma para entrada de pressão, uma para retorno e mais uma para cada câmara de pressurização do atuador. Ainda pode-se dividir as válvulas em três categorias quanto a sua funcionalidade: válvulas de controle direcional, válvulas de controle de vazão e válvulas de controle de pressão.

Válvulas de controle direcional são usualmente utilizadas apenas para mudar a direção do escoamento nas suas linhas de saída. Enquanto que as válvulas de controle de vazão têm como principal função controlar a amplitude da vazão de óleo pressurizado ao longo do tempo. Podem também direcionar a vazão a partir da movimentação das suas partes móveis, as quais sujeitam o fluido a passar por orifícios de tamanhos variáveis. No caso de válvulas elétricas de controle de vazão e direção em que o sinal recebido é gerado automaticamente a válvula pode ser chamada de servoválvula. Este termo está associado ao fato do carretel de controle ter sua posição controlada por realimentação interna da válvula. A Figura 3.4 apresenta o desenho esquemático de uma servoválvula, onde as portas A e B representam as saídas da válvula em direção ao atuador, P a entrada de pressão, T o retorno para tanque e o carretel a parte móvel da válvula. Por outro lado, válvulas de controle de pressão são empregadas com o intuito de manter um determinado nível de pressão ou de estabelecer um limite máximo de pressão em um sistema, como no caso de válvulas de alívio que são instaladas de forma paralela a linha pressurizada e com ligação ao tanque, evitando sob pressões [Manring, 2005].

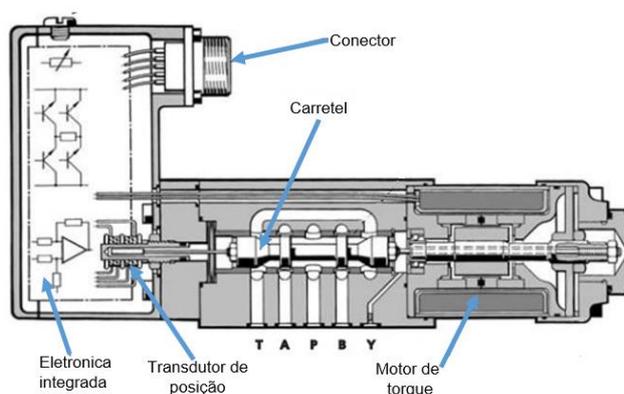


Figura 3.4 Desenho esquemático de uma servoválvula (Adaptado e traduzido de:

<http://www.hnsa.com.co/valvulas-servo-ddv-proporcionales>)

O tipo de acionamento das válvulas depende também da sua aplicação. Acionamentos mecânicos, como o exercido diretamente por pressão em botões, são empregados em sistemas menos sofisticados e de menor precisão. Há, ainda válvulas que podem ser ativadas por pilotos hidráulicos, pneumáticos ou elétricos. Quando se deseja uma padronização e um melhor controle dos movimentos, são utilizadas válvulas pilotadas eletricamente. A configuração construtiva desse tipo de válvula pode utilizar solenoides, como no caso de válvulas proporcionais, ou motor de torque como ocorre em servoválvulas.

Em equipamentos de testes cíclicos em que é necessário um controle rigoroso do sistema atuante, pode ser usado tanto válvulas proporcionais quanto servoválvulas. A escolha é geralmente definida a partir do tipo de aplicação. No caso de válvulas proporcionais, um sinal elétrico de baixa potência é recebido pela válvula e é convertido de maneira proporcional em um sinal adequado às necessidades do sistema. O emprego desse tipo de válvula normalmente é direcionado a sistemas com menor precisão em que o tempo de resposta não seja um ponto crítico. Já, servoválvulas possuem uma construção mais sofisticada e geralmente são empregadas em sistemas de malha fechada, com tempo de resposta pequeno e grande precisão no controle dos atuadores. Segundo Merrit, 1967, servoválvulas convertem um sinal elétrico de baixa potência em movimento da válvula. Este sinal opera, geralmente, sob um motor de torque que movimenta o carretel interno da válvula direcionando o fluido e condicionando a vazão ou pressão de saída para o atuador. No caso de bancadas de testes, principalmente de alta frequência como em testes de fadiga, é recomendado o uso de servoválvulas para obter-se um bom desempenho.

3.2.1.4. Tubulações

São responsáveis por conduzir o fluido da unidade de potência até o sistema atuante e retorná-lo até o tanque. A determinação das tubulações é uma etapa relevante no dimensionamento de sistemas hidráulicos. Segundo Merrit, 1967, o escoamento confinado do fluido pode ser afetado por forças de corpo, forças devido à inércia do fluido, forças advindas do atrito interno do fluido e forças devido à tensão superficial do fluido. Salaria, ainda, que na maioria dos casos, apenas as forças inerciais do fluido e da viscosidade são significantes. A condição do escoamento no interior de tubos é dada por um valor adimensional que relaciona as forças de inércia com as forças viscosas, chamado número de Reynolds.

As linhas de escoamento em um sistema hidráulico podem ser divididas em linhas de sucção, linha de pressão ou linha de retorno. Há casos onde a configuração estrutural do tubo ou da mangueira de cada uma dessas linhas é diferente devido às condições de escoamento em cada uma delas [Fialho, 2016].

3.2.1.5. Reservatório

Palmieri, 1997, indica que o fluido utilizado em um sistema hidráulico deve ser armazenado de tal forma que ele nunca seja insuficiente ou excessivo. Desta forma, o reservatório deve suprir adequadamente a demanda de vazão. Além do armazenamento, outra função é a de troca de calor com o óleo, de maneira a resfriá-lo.

3.2.1.6. Acumuladores

A utilização de acumuladores em sistemas hidráulicos vem da necessidade de ter o fluido armazenado com condições de trabalho para suprir qualquer demanda ocasional de vazão do sistema. São instalados tanto para compensar vazamentos, quanto para servir como fonte de potência auxiliar ou ainda para compensar a expansão térmica. Na grande maioria das configurações, a sua principal função é a de servir como fonte de potência auxiliar porque o acumulador armazena o fluido carregado pela bomba e depois o entrega ao sistema atuante. Essa aplicação em sistemas intermitentes permite reduzir o tamanho da unidade hidráulica e, por isso, é amplamente utilizado em equipamentos de testes [Fialho, 2016; Merrit, 1967].

Existem três tipos básicos de acumuladores que se diferem pelo modo construtivo sendo classificados como acumuladores com peso, acumuladores de mola e acumuladores com gás. Dentre os acumuladores com gás, é possível ter acumuladores onde não há separação entre o fluido de trabalho e o gás do acumulador e aqueles com separação entre os dois fluidos. Vale ainda salientar que, na grande maioria dos casos, utiliza-se acumuladores com gás, com separação dos fluidos e do tipo bexiga, isso porque não há mistura dos fluidos, obtêm-se uma grande eficiência volumétrica e o elemento separador, normalmente uma bexiga de borracha, apresenta baixa inércia [Fialho, 2016].

4. METODOLOGIA

Esta seção apresenta a metodologia de dimensionamento do sistema hidráulico desenvolvido neste trabalho. As variáveis das equações que serão apresentadas utilizam unidades tipicamente hidráulicas e foram transcritas conforme são apresentadas nas referências.

4.1. Dimensionamento da unidade de potência

O trabalho mecânico que fornece energia ao escoamento é, normalmente, proveniente da conversão de potência elétrica de um motor em potência mecânica na bomba. Para o cálculo da unidade de potência necessária, é preciso conhecer ou estimar a vazão máxima do escoamento, assim como a máxima variação de pressão na qual o sistema será sujeito.

Fialho, 2016 apresenta as equações (4.1), (4.2) e (4.3) para dimensionamento da unidade de potência:

$$V_g = \frac{1000 Q_b}{\eta_{at} n}, \quad (4.1)$$

$$M_t = \frac{\Delta P Q_b}{\eta_{mh} 100}, \quad (4.2)$$

$$N = \frac{M_t n}{9549} \quad (4.3)$$

Onde V_g é o volume de absorção [$\text{cm}^3/\text{rotação}$], Q_b a vazão da bomba [LPM], η_{at} o rendimento total, n a rotação do motor [RPM], M_t o torque absorvido [N.m], ΔP o diferencial de pressão [bar], η_{mh} o rendimento mecânico – hidráulico e N a potência absorvida [KW].

4.2. Dimensionamento de atuadores

Os principais parâmetros para dimensionamento de atuadores são a pressão de trabalho, a capacidade de força e o deslocamento desejado. Os dois primeiros são dados pelas equações (4.4) e (4.5), enquanto o curso é escolhido pela necessidade de movimentação em conjunto com a possibilidade de flambagem da haste. As equações e a metodologia apresentada no trabalho baseiam-se nas indicações de Fialho, 2016:

$$P_{Tb} = N_T P_N \quad (4.4)$$

$$P_{Tb} = \frac{\eta_{at} F_a}{A_c} \quad (4.5)$$

Onde P_{Tb} é a pressão de trabalho [bar], N_T o rendimento total, P_N a pressão nominal fornecida pela bomba [bar], η_{at} é o rendimento do atuador, F_a a força requerida pelo sistema [N] e A_c a área anular no caso de atuadores com haste passante [cm^2].

O cálculo da carga de flambagem da haste é feito pelo segundo Princípio de Euler seguindo a Equação (4.6).

$$K = \frac{\pi^2 E J}{\lambda^2} \quad (4.6)$$

Sendo E o módulo de elasticidade do material da haste [N/cm^2], J o momento de inércia axial [cm^4] e λ o comprimento livre de flambagem com relações tabeladas [cm].

O valor de K obtido magnifica a carga na qual poderá ocorrer flambagem da haste. O dimensionamento para utilização deve levar em conta um fator de segurança S e a carga máxima de trabalho, F_a , deve respeitar de acordo com a Equação (4.7).

$$F_a = \frac{K}{S} \quad (4.7)$$

A partir do momento de inércia axial, é possível obter o valor do diâmetro da haste, operando com as demais equações. O diâmetro calculado serve como limite mínimo no momento de selecionar uma haste comercial. No caso de atuadores que utilizam célula de carga acoplada em sua haste, é aconselhável definir a haste com diâmetro mais próximo da rosca de acoplamento entre os dois, desde que seja satisfeita a condição de não flambagem. Essa prática evita variações de geometria que geram concentrações de tensão.

Feita a escolha das dimensões da haste, parte-se para o cálculo do diâmetro mínimo do pistão, D_p , a partir da Equação (4.8). O valor para a área efetiva de atuação, ou área anular, é dada pela Equação (4.5). Como no caso da haste, o diâmetro calculado deve ser comparado com diâmetros comerciais disponíveis.

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_h^2). \quad (4.8)$$

Após concluído o dimensionamento estrutural do atuador, define-se as características de funcionamento. Parâmetros como frequência de mudança de movimento e de amplitude determinarão a velocidade na qual a haste irá se mover, estabelecendo, então, a vazão que deve ser fornecida pela bomba e a velocidade do fluido no interior da tubulação. No caso de atuadores lineares de dupla ação com haste passante, tanto a vazão de avanço, quanto a de retorno e a induzida são a mesma devido à igualdade das áreas das câmaras. A velocidade média do fluido e a vazão podem ser expressas por meio das equações (4.9) e (4.10), respectivamente.

$$v = \Delta_S F \quad (4.9)$$

$$Q = v A_c \quad (4.10)$$

Onde: v é a velocidade do fluido [cm/s], Δ_S é o deslocamento da haste [cm], F é a frequência de alternância de movimento [Hz] e Q é a vazão requerida [cm³/s].

Em casos como o de máquinas de ensaios de fadiga, deseja-se uma frequência elevada de operação a fim de diminuir o tempo de duração dos testes. Por esse motivo, é necessário fazer uma análise das limitações do sistema de atuação.

A análise das equações apresentadas permite afirmar que tanto o aumento da frequência quanto o curso de ensaio geram um aumento da vazão. O acréscimo excessivo desses parâmetros pode resultar na necessidade de bombas grandes e de alta potência. Nesse caso, a análise deve ser feita em conjunto com cálculos de especificação da bomba hidráulica. Outro ponto limitante no caso de servosistemas é a frequência natural ω_n do sistema de atuação. O procedimento de cálculo da frequência natural do sistema hidráulico, em [rad/s], indicado por Ulrich, 1970, para um atuador com uma massa M acoplada na ponta da sua haste, resulta na Equação (4.11). Devido à discrepância entre valores teóricos e valores reais, comumente indica-se utilizar como parâmetro limitante 40% do valor calculado.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{2 A_c \beta}{\Delta_S M}} \quad (4.11)$$

O parâmetro β refere-se ao módulo de elasticidade do fluido. A contaminação do óleo com ar faz a rigidez variar inversamente à sua quantidade. Por esse motivo, o valor do módulo

de elasticidade é uma estimativa e a frequência natural calculada deve ser utilizada com um fator de segurança, conforme citado anteriormente [Maring, 2005].

Além da frequência natural do sistema hidráulico, é importante considerar que as frequências de trabalho das válvulas também podem limitar a faixa de funcionamento do sistema.

4.3. Seleção da servoválvula

Após determinar o número de vias, a função e o tipo de construção da válvula, deve-se escolher também o modelo com características estáticas e dinâmicas que atendam as necessidades específicas do projeto. Para a escolha do modelo, Merrit, 1967, afirma que é preciso levar em conta parâmetros máximos de pressão de trabalho, vazão do escoamento e frequência de operação (ou frequência de resposta da válvula). O autor salienta que em aplicações dinâmicas, as servoválvulas normalmente são limitadas pela menor frequência natural, a qual é relativa geralmente ao motor de torque que comanda o carretel. Essas características são normalmente fornecidas pelos fabricantes na forma gráfica, assim como as suas características de carga.

4.4. Dimensionamento da tubulação

Fialho, 2016, apresenta um procedimento de cálculo para a linha de pressão que segue as equações (4.12), (4.13) e (4.14). Vale salientar que após a determinação do diâmetro interno é preciso compará-lo com diâmetros comerciais de tubulações e suas respectivas pressões de trabalho, essas informações podem ser encontrados em catálogos de fabricantes e revendedores.

$$d_i = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \pi V}} \quad (4.12)$$

$$V = 121,65 P^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} \quad (4.13)$$

$$Re = \frac{d_i V}{\nu} \quad (4.14)$$

Nas expressões (4.12) a (4.14), d_i é o diâmetro interno mínimo do tubo [cm], Q é a vazão máxima do fluido [l/min], V é a velocidade média recomendada no interior da tubulação [cm/s], P é a pressão [bar], Re é o número de Reynolds [adimensional] e ν é a viscosidade do fluido [St].

Fialho, 2016, ainda indica que para obter a menor perda de carga possível e garantir um regime laminar são aplicados alguns critérios empíricos que resultam nas seguintes condições: comprimento da tubulação não superior a 10 metros; Vazões compreendidas nos limites de até 200 litros por minuto; Variações moderadas de temperatura, controladas com o uso de trocadores de calor, permitindo que o óleo trabalhe na faixa indicada de temperatura.

4.5. Dimensionamento do reservatório

Segundo Fialho, 2016, duas abordagens de dimensionamento de reservatórios são geralmente utilizadas. A primeira abordagem leva em conta o volume mínimo necessário de fluido para alimentar o sistema por um período estipulado. Como regra prática o autor aconselha que o volume do reservatório, por este método, supra por no mínimo três vezes o período de tempo calculado para a vazão máxima do sistema. A segunda abordagem é relacionada a mínima superfície para troca térmica e segue a partir do método de volume mínimo. Esta abordagem é pouco usual pois resulta em reservatórios muito grandes e como alternativa é mais adequado usar trocadores de calor para resfriar o óleo [Fialho, 2016].

4.6. Perdas de carga

4.6.1. Perdas de carga na tubulação

Associado ao escoamento de óleo pelas linhas de tubulações ocorrem perdas de carga no sistema, as quais podem ser divididas em perdas distribuídas e em perdas localizadas. As perdas distribuídas são devido ao atrito, tanto das camadas adjacentes do próprio fluido, quanto da interação com rugosidade da superfície interna dos dutos. Por outro lado as perdas localizadas são geradas por singularidades que podem ocorrer em determinados pontos de uma tubulação, como no caso de conexões e curvas. Fialho, 2016, apresenta a Equação (4.15) para cálculo da perda de carga em tubulação.

$$\Delta P = \psi \frac{5 L_t \rho V^2}{d_i 10^{10}} \quad (4.15)$$

Onde: ΔP é a perda de carga total na tubulação [bar], ψ é o fator de atrito [adimensional] tabelado, L_t é a soma dos comprimentos da tubulação retilínea e o comprimento equivalente das singularidades (tabelado) [cm], ρ é a massa específica do fluido [Kg/m³] e d_i é o diâmetro interno do tubo [cm].

A Tabela 4.1 apresenta as relações para obtenção do fator de atrito de acordo com o modo construtivo das linhas e a variação de temperatura.

Tabela 4.1 Relações para cálculo do fator de atrito (adaptado de Fialho, 2016).

$\psi =$	$\frac{64}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura constante.
	$\frac{75}{Re}$	Para tubos rígidos e temperatura variável ou para tubos flexíveis e temperatura constante.
	$\frac{90}{Re}$	Para tubos flexíveis e temperatura variável.

Além das perdas de cargas devido ao duto, é importante levar em consideração as perdas de carga devido às válvulas e a perda térmica, devido ao efeito Joule (perda de energia na forma de calor). Esse calor é transmitido ao fluido que aquece, ocasionando a necessidade de manter o óleo em temperatura adequada. Isso, muitas vezes, faz o sistema precisar de trocadores de calor.

4.6.2. Perda de carga na servoválvula

Valores de perda de carga devido a servoválvula são geralmente fornecidos pelo fabricante na forma gráfica, variando conforme as condições de escoamento. A Figura (4.1) apresenta um exemplo de gráfico relacionando a vazão com a perda de carga.

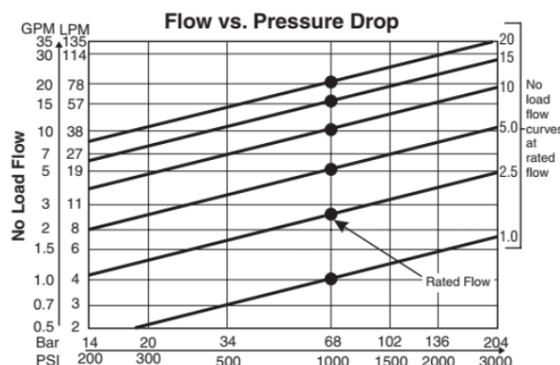


Figura 4.1 Gráfico de perda de carga na servoválvula com relação a vazão (Fonte: catálogo HY14-2550/US da empresa Parker).

4.7. Dimensionamento do acumulador

A escolha do acumulador como fonte de potência auxiliar deve suprir ao menos 40% da vazão máxima do sistema [Zanatta, 2017]. O modo construtivo mais adequado para o tipo de equipamento projetado é o de bexiga desde que não ultrapasse a vazão de 40 litros por minuto. Apenas 60% do volume total do acumulador é ocupado pelo fluido do sistema hidráulico, sendo que o volume de armazenamento do fluido de trabalho é calculado a partir do máximo volume interno do atuador. Indica-se que a pré carga do acumulador não seja menor que 30% da pressão mínima do fluido [Zanatta, 2017]. De acordo com a lei de Boyle, é possível calcular a pressão de carga do acumulador por intermédio Equação (4.16):

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = P_3 V_3^n = const. \quad (4.16)$$

Onde P_1 é a pressão de pré carga do acumulador, V_1 é o volume necessário para o acumulador, P_2 é a pressão máxima de operação do sistema, V_2 é o volume de gás comprimido à máxima pressão do sistema, P_3 é a pressão mínima de operação do sistema, V_3 é o volume de gás expandido à mínima pressão do sistema e n é o expoente politrópico do gás.

5. RESULTADOS

Os resultados apresentados referem-se ao dimensionamento do sistema hidráulico de uma máquina de ensaios de fadiga conforme proposto. O detalhamento dos cálculos segue a metodologia anteriormente descrita e é apresentado no APÊNDICE I com todas as variáveis utilizadas. As seções que seguem apresentam as informações características relevantes de cada componente do sistema.

5.1. Parâmetros de funcionamento

A Tabela 5.1 apresenta os parâmetros básicos de funcionamento utilizados para a aplicação em materiais metálicos, como por exemplo o aço, e definidas como critério inicial de cálculo do projeto hidráulico.

Tabela 5.1 Parâmetros de funcionamento.

Força máxima	250	kN
Deslocamento máximo do atuador	150	mm
Pressão nominal estimada da bomba	21	MPa
Frequência máxima	50	Hz
Frequência máxima estimada em ensaio	30	Hz
Deslocamento máximo em ensaio com frequência máxima estimada	0,3	mm

A escolha da força máxima de trabalho e do deslocamento máximo do atuador é baseada na pesquisa de equipamentos similares existentes. Os parâmetros típicos utilizados comercialmente para cada tipo de material e a configuração comercial que atende os requisitos descritos na tabela são retirados de catálogos da empresa MTS e apresentados nos Anexo I e II. Enquanto a frequência máxima é um parâmetro extraído também de catálogos de equipamentos comerciais, a frequência máxima em ensaio e o respectivo deslocamento máximo é oriundo de consulta realizada junto ao LAMEF (Laboratório de Metalurgia Física da UFRGS), laboratório especializado na realização de testes e qualificação de materiais. Estes dados são valores empíricos relacionados aos parâmetros máximos já utilizados nos testes realizados. A escolha visa a diminuir o tamanho da unidade de potência devido a relação direta com a vazão requerida pelo do sistema para mais altas frequências ou deslocamentos.

5.2. Dimensionamento do atuador

O atuador escolhido foi do tipo de dupla ação com haste passante. As dimensões obtidas são apresentadas na Tabela (5.2).

Tabela 5.2 Dimensões e características do atuador atuador.

P_{tb}	9,1380	MPa	Q	0,0002755	m ³ /s
F_a	250000	N	ω_n	392,92	Hz
Curso	0,150	m	D_p	0,2	m
D_h	0,04	m	M	15	kg

D_h e D_p são os diâmetros comerciais disponíveis mais próximos acima dos valores calculados. Para a escolha do diâmetro da haste, além do critério de não ocorrer flambagem, levou-se em consideração a rosca de acoplamento na célula de carga, as informações relativas ao modelo da célula de carga encontram-se no Anexo III. A variável P_{tb} refere-se à pressão de trabalho necessária para atingir a força nominal com a configuração dimensional escolhida do atuador. A massa considerada para cálculo da frequência natural foi a massa equivalente de uma célula de carga modelo 609.25A-01 da marca MTS. A escolha desse equipamento é devida as ofertas comerciais dos grandes fabricantes levando em conta a que mais se aproxima do valor nominal de carga máxima. Demais células de cargas encontradas, como da fabricante Honeywell, estariam sobredimensionadas para o sistema, podendo apresentar maior erro de mensuração para carregamentos menores.

5.3. Dimensionamento das tubulações

A Tabela 5.3 apresenta os parâmetros relativos ao dimensionamento da tubulação. O comprimento máximo da tubulação foi considerado de dez metros, para satisfazer as hipóteses definidas por Fialho,2016. O número de Reynolds obtido é inferior ao limite de transição do escoamento laminar para misto no interior de tubos (2000). A dimensão de d_i é referente ao diâmetro comercial existente, o qual é maior que o calculado, e resiste a pressão nominal estimada da bomba hidráulica.

Tabela 5.3 Dimensões da tubulação.

d_i	0,008	m	D_e	0,012	M
L	10	m	P_{máx.}	34,3	MPa

5.4. Perda de carga nas tubulações

Para cálculo de perda de carga na tubulação, foi considerado um valor estimado relativo ao comprimento equivalente das singularidades. Essa consideração é devida a não construção do sistema físico. É estimado um valor relativamente alto (de maneira conservadora), que, mesmo assim, não afeta consideravelmente o resultado final, pois a razão entre o comprimento

da tubulação e o comprimento das singularidades é muito grande. Considerou-se para cálculo do fator de atrito, a relação para tubos rígidos e temperatura variável, uma vez que o uso de tubos rígidos favorece a segurança, instalação e organização das linhas, sendo aconselhável para ambientes laboratoriais. A Tabela 5.4 apresenta os valores obtidos.

Tabela 5.4 Valores relativos a perda de carga nas tubulações.

L_t	10	m	L_{equivalente}	0,2	M
Perda de carga total			1,714		MPa

5.5. Servoválvula

A servoválvula foi selecionada de forma a fornecer a vazão requerida pelo sistema para atuar nas condições estabelecidas para os ensaios. Dentre as possibilidades comerciais, optou-se por uma servoválvula do fabricante Parker, Series SE2E modelo BD15, com vazão nominal de 20 litros por minuto, 1,21 vezes maior que o calculado (16,53LPM). Essa escolha deve-se à vazão do modelo encontrado, levando em consideração os fabricantes mais utilizados do ramo, ser uma das mais próximas da vazão máxima do sistema. Assim como no caso da célula de carga, essa escolha permite o sistema trabalhar com maior precisão. As características de perda de carga, correspondente à maior vazão, e de funcionamento da válvula são apresentadas na Tabela 5.4. Os valores apresentados foram extraídos do Catálogo HY14-2550 disponível no site da empresa.

Tabela 5.5 Características funcionais e de perda de carga da servoválvula trabalhando na vazão máxima nominal.

Perda de carga total	6,8	MPa	Histerese	≤3	%
Máxima pressão	21	MPa	Máxima Vazão	20	LPM
Linearidade	≤5%	%	Tempo de resposta	26	Ms

5.6. Dimensionamento do acumulador

A Tabela 5.6 apresenta as características básicas calculadas do acumulador como fonte de potência auxiliar.

Tabela 5.6 Dimensões do acumulador.

V_{total}	0,06	m ³	Q	0,00013	m ³ /s
--------------------------	------	----------------	----------	---------	-------------------

5.7. Dimensionamento da unidade de potência

A Tabela 5.7 apresenta os valores obtidos para o dimensionamento da unidade de potência.

Tabela 5.7 Parâmetros de dimensionamento da unidade de potência.

P_n	17,6	MPa	Q_b	0,0002	m ³ /s
V_g	7,45 * 10 ⁻⁶	m ³ /rot	M_t	24,079	N m
N	4,41299	kW	n	1745	RPM
N_{comercial}			6		CV

A partir da pressão de trabalho corrigida do atuador e das perdas de carga relativas a tubulação e a servoválvula, chegou-se no valor de pressão nominal, P_n. Os valores para a potência do motor, N, é devido a disponibilidade comercial de motores elétricos os quais atendem o mínimo calculado. A partir dessa potência é feito a correção do torque fornecido.

6. CONCLUSÃO

O trabalho propôs o dimensionamento dos componentes hidráulicos de uma máquina de ensaios de fadiga. Com base nas revisões bibliográficas e aplicando os requisitos necessários o projeto alcançou os objetivos.

A principal dificuldade foi a determinação dos parâmetros de funcionamento, uma vez que esses devem levar em conta desde os equipamentos disponíveis comercialmente até o comportamento dos materiais que se pretende testar. A comprovação dos resultados pode-se dar pela criação de um modelo numérico de simulação do sistema. Este modelo poderá auxiliar, inclusive, a compreensão e possíveis problemas respectivos ao comportamento dinâmico quando em operação. Além disso a fabricação de um sistema de teste não deve apenas atender os requisitos hidráulicos, como foram apresentados nesse trabalho. No caso de bancadas de fadiga é ainda necessário fazer o estudo de fadiga dos próprios componentes do equipamento, além do cálculo estrutural e dinâmico da estrutura como um todo.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Fialho, A. B.; **“AUTOMAÇÃO HIDRÁULICA – Projetos, Dimensionamento e Análise de Circuitos”**, Érica, 6ª edição, 2067.

HNSA, **“VÁLVULAS SERVO DDV PROPORCIONALES”**, <http://www.hnsa.com.co/valvulas-servo-ddv-proporcionales>.; Acessado em 05/11/2017.

Manring, N. D.; **“Hydraulic control Systems”**, John Wiley & Sons Inc., 1st edition, 346p., 2005.

Merrit, H. E.; **“Hydraulic control Systems”**, John Wiley & Sons Inc., 1st edition, 358p., 1967.

MTS; **“MTS Landmark® Testing Solutions”** Disponível em: <http://www.mts.com>. Acesso em 25/09/2017.

Norton, R.L.; **“Projeto de Máquinas – Uma abordagem integrada”**, Bookman, 4ª edição, 2013.

Palmieri, A. C.; **“Manual de hidráulica básica”**, 10ª edição, 1997.

Parker; **“Catálogo HY14-2550”** Disponível em: <http://www.parker.com>. Acesso em 02/11/2017.

Shigley, J.E; Mishke, C.R.; **“Projeto de Engenharia Mecânica”**, Bookman, 7ª edição, 2005.

Ulrich, H. J.; **“SOME FACTOR INFLUENCING THE NATURAL FREQUENCY OF LINEAR HYDRAULIC ACTUATORS”**, ELSEVIER, International Journal of Machine Tool Design and Research Volume 11, 1970.

Vicente, J. G.; Almeida, R. Z. H.; Lopes, L. E.; **“Determinação da frequência de carregamento para ensaios de fadiga de componentes estruturais”**, artigo técnico publicado pelo Instituto de Pesquisas Tecnológicas do Estado de São Paulo S.A, 2016.

Zanatta, H. G.; **“Projeto do Circuito Hidráulico de um Sistema de Compensação de Movimentos de Navios baseado em Plataformas de Stewart.”**. 2017. 22 páginas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.

ANEXO I

Material Testing Continuum

		5 kN (1 kip)	25 kN (5.5 kip)	100 kN (22 kip)	250 kN (55 kip)	500 kN (110 kip)	
Force Range							FLOOR-STANDING
Range of Available Performance	TABLETOP	Moderate			High	Very High	
Material Strength		Plastics	Elastomers	Aluminum	Composites	Steel	
Specimen Size		Subsized		Standard	Medium	Large	

Figura A. I. Parâmetro de força tipicamente utilizado para cada tipo de material (Fonte: MTS Landmark® Testing Solutions).

ANEXO II

Load Frame Specifications	Diagram Detail	Units	MODEL
Force capacity (rated dynamic force)		kN (kip)	370.02 Axial 25 (5.5)
Available actuator ratings,		kN (kip)	15, 25 (3.3, 5.5)
Actuator dynamic stroke,		mm	100, 150

Figura A. II. Configuração da tipicamente utilizado para máquinas comerciais de teste de fadiga em aço (Fonte: MTS Landmark® Testing Solutions).

ANEXO III

Model 609 Alignment Fixture*

Model	Load Frame Force Capacity	Height	Diameter	Stud Size/Length	Metric Part Number	US Customary Part Number
609.02A-01	25 kN (5.5 kip)	72 mm (2.81 in)	121 mm (4.75 in)	M12 x 1.25/355 mm (1/2"-20/14.0 in)	049-083-402	049-083-401
609.10A-01	100 kN (22 kip)	72 mm (2.81 in)	121 mm (4.75 in)	M27 x 2/343 mm (1"-14/13.5 in)	049-083-502	049-083-501
609.25A-01	250 kN (55 kip)	80 mm (3.12 in)	162 mm (6.38 in)	M36 x 2/462 mm (1 1/2"-12/18.2 in)	049-083-602	049-083-601

Figura A.III. Configuração da célula de carga comercial mais próxima a capacidade de carga do sistema hidráulico (Fonte:MTS Alignment Solution)

APÊNDICE I – Desenvolvimento dos cálculos de dimensionamento

• Dimensionamento do atuador

Aproximações iniciais:

P_N	20,00	MPa	N_t	0,65	
η_{at}	0,9		F_a	250000	N
S'	3,5		L	0,160	m
E	210000	MPa	Rosca célula de carga	M36	
F	30	Hz	ΔS	0,0003	m
β	1400000000	kg/m.s ²	M	15	kg

As variáveis acompanhadas de uma linha correspondem as variáveis que devem ser corrigidas posteriormente.

$$P'_{Tb} = N_T P_N = 0,65 \times 21,0 = 13,65 \text{ [MPa]}$$

$$F_a = \frac{K'}{S'} \therefore K' = S' F_a = 3,5 \times 250000 \therefore K' = 875000 \text{ [N]}$$

$$\lambda = 2 L = 2 \times 0,16 = 0,32 \text{ [m]}$$

$$K' = \frac{\pi^2 E J}{\lambda^2} \therefore J = \frac{K \lambda^2}{\pi^2 E} = \frac{875000 \times 0,1024}{9,8696 \times 210000000000} = \frac{89600}{2072616000000}$$

$$\therefore J' = 4,32 \times 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$J' = \frac{d_h^4 \pi}{64} \therefore d_h = \sqrt[4]{\frac{64 \times 4,32 \times 10^{-8}}{3,141592}} = 0,0306 \text{ [m]}$$

Com base na rosca da célula de carga e no diâmetro mais próximo oferecido comercialmente:

$$d_h = 0,036 \text{ [m]}$$

$$J = \frac{d_h^4 \pi}{64} = \frac{0,036^4 \times 3,141592}{64} = 8,24 \times 10^{-8} \text{ [m}^4\text{]}$$

$$K = \frac{\pi^2 E J}{\lambda^2} = \frac{\pi^2 \times 210000000000 \times 8,24 \times 10^{-8}}{0,1024} = 1668779,112 \text{ [N]}$$

$$F_a = \frac{K}{S} \therefore S = 6,6751$$

$$P'_{Tb} = \frac{F_a}{A'_c \eta_{at}} \therefore A'_c = \frac{250000}{0,9 \times 13,65} = 20350,020 [mm^2] \therefore A'_c = 0,02035 [m^2]$$

$$A'_c = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_h^2) \therefore D_p = \sqrt{4 \frac{A'_c}{\pi} + d_h^2} = \sqrt{4 \times \frac{0,02035}{\pi} + 0,001024} \therefore D_p = 0,1649 [m]$$

Correção para o diâmetro comercial encontrado para o cilindro:

$$D_p = 0,200 [m]$$

Correção da área anular e da pressão de trabalho:

$$A_c = \frac{\pi}{4} (D_p^2 - d_h^2) = \frac{\pi}{4} \times (0,200^2 - 0,032^2) \therefore A_c = 0,030611 [m^2]$$

$$P_{Tb} = \frac{F_a}{\eta_{at} A_c} = 9,1380 [MPa]$$

Velocidade de deslocamento do atuador e vazão necessária:

$$v = \Delta_s F = 0,003 \times 30 = 0,009 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$Q = v A_c = 0,009 \times 0,030611 = 0,0002755 \left[\frac{m^3}{s} \right] \therefore 16,53 [LPM]$$

Frequência natural do sistema atuante:

$$\omega'_n = \sqrt{\frac{2 A_c \beta}{\Delta_s M}} = \sqrt{\frac{2 \times 0,030611 \times 1400000000}{0,150 \times 15}} = 6172,0084 \left[\frac{rad}{s} \right]$$

$$\omega'_n = 982,31 [Hz]$$

$$\omega_n = 0,4 \omega'_n = 392,92 [Hz]$$

• Dimensionamento da tubulação

Cálculo do diâmetro interno mínimo

$$V = 121,65 P^{\left(\frac{1}{3,3}\right)} = 121,65 \times 210^{\frac{1}{3,3}} = 614,91 \left[\frac{cm}{s} \right] = 0,61491 \left[\frac{m}{s} \right]$$

$$d_i = \sqrt{\frac{Q}{0,015 \pi V}} = \sqrt{\frac{16,53}{0,015 \times 3,14 \times 614,91}} = 0,755 [cm] = 0,00755 [m]$$

Escolha do diâmetro interno comercial:

$$d_i = 0,8 [cm] = 0,008 [m]$$

Pressão máxima para o duto: 34,335 [Mpa]

Cálculo do número de Reynolds:

v	0,45	St
----------	------	----

$$Re = \frac{d_i V}{\nu} = \frac{0,8 \times 614,91}{0,45} = 1093,173$$

Cálculo da perda de carga na tubulação:

L_t	10	m	L_{equivalente}	0,2	m
ρ	881,1	Kg/m ³			

$$\Psi = \frac{75}{Re} = 6,86 \times 10^{-2}$$

$$\Delta P = \psi \frac{5 L_t \rho V^2}{d_i 10^{10}} = 6,086 \times 10^{-2} \frac{5 \times 1200 \times 881,1 \times 614,91^2}{0,8 \times 10^{10}} = 17,142 [bar]$$

$$\therefore \Delta P = 1,714 [MPa]$$

Perda de carga na servoválvula para a maior vazão:

Series BD15

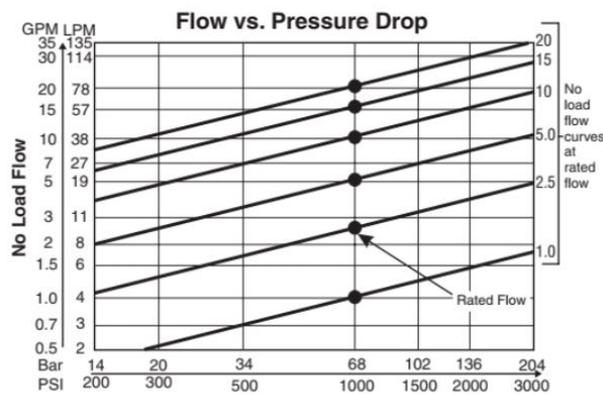


Figura AP.I. Perda de carga em relação a vazão para a servoválvula Parker Series SE2E modelo BD15 (Fonte: Catálogo HY14-2550 disponível em www.parker.com.br).

$$\Delta P_{sv} = 6,8 [MPa]$$

Perda de carga total:

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{sv} + \Delta P = 8,514 [MPa]$$

- **Dimensionamento do acumulador**

P₂	21	MPa	n	1,75
----------------------	----	-----	----------	------

$$Q_{acumulador} = 0,4 Q_{sistema} = 0,4 \times 20 = 8 [LPM] = 1,33 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_2 = A_c \Delta S = 0,0048 [m^3]$$

$$V_t 0,6 = V_2 \therefore V_t = 0,008 [m^3]$$

$$V_t = V_1 + V_2 \therefore V_1 = 0,0032 [m^3]$$

Pré carga de gás:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n \therefore P_1 = 42,95 [MPa]$$

- **Dimensionamento da unidade hidráulica**

N	1745	RPM	η_v	0,92
----------	------	-----	----------	------

$$P_n = P_{tb} + \Delta P_{total} = 9,1380 + 8,514 = 17,652 [MPa]$$

$$Q_b = Q_{m\acute{a}x sistema} - Q_{acumulador} = 20 - 8 = 12 [LPM] = 2 \times 10^{-4} \left[\frac{m^3}{s} \right]$$

$$V_g = \frac{1000 Q_b}{\eta_v n} = \frac{1000 \times 12}{0,92 \times 1750} = 7,45 \left[\frac{cm^3}{rotação} \right] = 7,45 \times 10^{-6} \left[\frac{m^3}{rev.} \right]$$

$$M_t = \frac{\Delta P Q_b}{\eta_{mh} 100} = \frac{176 \times 12}{0,88 \times 100} = 24 [Nm]$$

$$N = \frac{M_t n}{9549} = \frac{24 \times 1750}{9549} = 4,3983 [kW] \therefore 5,98 [CV]$$

Potência comercial fornecida: N= 6 [CV] = 4,41299 [kW]

O torque corrigido fica: M_t=24,079 Nm