

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
ESCOLA DE ENGENHARIA - CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

ANÁLISE E VERIFICAÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE UM CONJUNTO
MOTOR ELÉTRICO E BOMBA HIDRÁULICA EM AMBIENTES SUBMARINOS

por

Eduardo Tormen

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, novembro de 2020

Tormen, Eduardo

Análise e verificação de condições de operação de um conjunto motor elétrico e bomba hidráulica em ambientes submarinos / Eduardo Tormen. -- 2020. 28 f.

Orientador: Fabiano Disconzi Wildner.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação) -- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Escola de Engenharia, Curso de Engenharia Mecânica, Porto Alegre, BR-RS, 2020.

1. Hidráulica. 2. Bomba. 3. Reservatório. 4. Pressurização. 5. Cavitação. I. Wildner, Fabiano Disconzi, orient. II. Título.

Eduardo Tormen

ANÁLISE E VERIFICAÇÃO DE CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DE UM CONJUNTO
MOTOR ELÉTRICO E BOMBA HIDRÁULICA EM AMBIENTES SUBMARINOS

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
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Mário Roland Sobczyk Sobrinho
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: Energia e Fenômenos de Transporte/Processos de
Fabricação/Mecânica dos Sólidos

Orientador: Fabiano Disconzi Wildner

Comissão de Avaliação:

Professor Fabiano Disconzi Wildner

Professor Heraldo José de Amorim

Professor Rafael Antônio Comparsi Laranja

Porto Alegre, novembro de 2020

DEDICATÓRIA

Gostaria de dedicar este trabalho a todas as pessoas que me apoiaram, acreditaram em mim e contribuíram para minha formação pessoal e profissional. À minha família, em especial a minha mãe, meu pai e meu irmão que estão sempre ao meu lado e a todos os meus amigos. Sem vocês, nada disso seria possível.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos os alunos de Engenharia Mecânica e futuros colegas de profissão. A todos os professores da Universidade Federal do Rio Grande do Sul que tive a oportunidade de ter aula e que conseguiram me transmitir um pouco de seus conhecimentos. À Peña Engenharia e Comércio Ltda e todos os seus profissionais que me influenciaram a ingressar no ramo da hidráulica. Por fim, às empresas Bosch Rexroth e Parker Hannifin pela disponibilidade de material didático para a produção do trabalho.

“Ninguém nunca ganhou uma partida de xadrez abandonando.”

Savielly Tartakower

Tormen, Eduardo. **Análise e verificação de condições de operação de um conjunto motor elétrico e bomba hidráulica em ambientes submarinos**. 2020. 28 páginas. Monografia de Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

RESUMO

O presente trabalho faz a proposição do desenvolvimento de uma bancada de testes para verificação de condições de operação de uma bomba hidráulica em união a um motor elétrico. Atualmente, o conjunto estudado é utilizado no projeto denominado Annelida, do Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC), trabalha não fornecendo a vazão e sem atingir a pressão máxima apresentada em catálogo pelo fabricante em suas condições ambientais. Por estar implementado em um equipamento submarino, utilizado na extração de petróleo, o dispositivo será operado em locais muito abaixo do nível do mar, onde as pressões externas e baixas temperaturas passam a ter grande influência sobre o seu modo de operação. Visando obter maiores valores de eficiência, foram realizados testes e simulações computacionais no software Automation Studio, verificando o modo de operação do sistema. Através desses dados foi concluído ao término do trabalho que a pressurização do reservatório hidráulico tem influência direta para um melhor nível de rendimento do sistema.

PALAVRAS-CHAVE: hidráulica, bomba, reservatório, pressurização, cavitação.

Tormen, Eduardo. **Analysis and verification of operating conditions of an electric motor and hydraulic pump set in underwater environments**. 2020. 28 pages. Mechanical Engineering End of Course Monography – Mechanical Engineering degree, The Federal University of Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

ABSTRACT

This present document proposes the development of a test bench to check the operating conditions of a hydraulic pump with an electric motor. Currently, the studied set is used on the project denominated Annelida, from the Mechatronics and Control Laboratory (LAMECC), works not providing the maximum flow and without reaching the maximum pressure presented on the manufacturer's catalog on its environmental conditions.. As it is implemented in an underwater equipment, used in oil extraction, the device will be operated in places far below sea level, where external pressure and low temperature have a great influence on its operation mode. In order to obtain higher efficiency values, computer tests and simulations in Automation Studio software were carried out, verifying the system's operation mode whether or not its reservoir was pressurized. With these information it was concluded at the end of the work that the pressurization of the hydraulic reservoir has a direct influence for a better level of system performance.

KEYWORDS: hydraulic, pump, reservoir, pressure, cavitation.

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	1
2. OBJETIVO.....	1
3. MOTIVAÇÃO.....	2
4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	2
5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	4
5.1. BOMBA HIDRÁULICA.....	4
5.2. RESERVATÓRIO HIDRÁULICO.....	5
5.3. CAVITAÇÃO.....	6
6. METODOLOGIA.....	8
6.1. DADOS DE ENSAIOS ANTERIORES.....	8
6.2. CIRCUITO HIDRÁULICO.....	9
6.3. BANCADA DE TESTES.....	11
7. RESULTADOS E ANÁLISES.....	13
8. CONCLUSÕES.....	15
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	16
ANEXO A.....	17
ANEXO B.....	18
ANEXO C.....	19

1. INTRODUÇÃO

O estudo da força fluida tem origem milenar e se faz presente até os dias atuais nas mais diversas áreas de atuação. A sua ausência tornaria a tecnologia moderna algo muito difícil de se imaginar, devido aos sistemas hidráulicos oferecerem certos benefícios em relação a outros meios de transmissão de potência (Palmieri, 1997). Uma combinação dos sistemas eletrônicos e hidráulicos é amplamente utilizada por causa da junção de vantagens tanto do controle eletrônico como da potência hidráulica (Ogata, 2010). Esses pontos positivos, principalmente por ter grande capacidade de transmitir altas quantidades de força em pequenos espaços, vem chamando a atenção de indústrias do segmento de petróleo e gás.

Estas empresas, ao criarem instalações petroquímicas em ambientes marinhos, necessitam da utilização de dutos flexíveis para fazerem as conexões dos poços, a milhares de metros abaixo do nível do mar, com as plataformas. Chamados também de risers, estas tubulações são submetidas a condições adversas de temperatura, pressão, água e gás natural, o que pode ocasionar a formação de hidratos em seu interior. Esta reação resulta em possíveis obstruções do tubo, impedindo o escoamento correto do óleo, o que causa enormes prejuízos financeiros (Mendel, 2019).

Com o passar dos anos, à medida que as profundidades dos poços vão aumentando significativamente, se torna preciso desenvolver novos dispositivos com foco em solucionar problemas mais específicos do setor. Neste cenário, surge a necessidade da utilização de equipamentos robotizados que consigam se deslocar no interior dos dutos, com o propósito de realizarem desobstruções e inspeções nas linhas de fluxo. Muitos destes componentes estão em fase de projeto, visando um grande mercado de aplicações, não apenas para a indústria do petróleo e gás, como também de transportes de fluidos em geral (Mendel, 2019).

Para este trabalho, foi proposto o desenvolvimento de uma bancada de testes para verificação de condições de trabalho de uma bomba hidráulica em união a um motor elétrico. O conjunto estudado é utilizado no projeto denominado Annelida, do Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC), e deve operar em locais submarinos, onde as condições ambientais prejudicam o seu funcionamento. A milhares de metros abaixo do nível do mar, as altas pressões externas e as baixas temperaturas passam a ter grande influência sobre os componentes, fazendo com que forneçam menores valores de vazão e não atinjam níveis máximos de pressão, como apresentados no catálogo do fabricante da bomba hidráulica. Por este motivo, se fez necessário o desenvolvimento do circuito hidráulico em um programa computacional para simular o funcionamento do sistema, tendo o seu reservatório pressurizado ou não, buscando a obtenção de maiores índices de eficiência.

2. OBJETIVO

Para dar seguimento ao projeto Annelida se fez necessária a verificação de uma maior eficiência da bomba hidráulica selecionada. O dispositivo foi submetido a testes em bancada, desenvolvida em um software de hidráulica, visando encontrar sua melhor faixa de operação, a partir de variados diferenciais de pressão em sua sucção. Desta maneira, o presente trabalho teve como objetivo responder a dúvida: “O conjunto motor elétrico e bomba hidráulica, em seu ambiente de operação submarino, apresenta maior eficiência com seu reservatório de óleo pressurizado?”.

3. MOTIVAÇÃO

A partir do desenvolvimento de um robô, que virá a ser utilizado pela indústria do petróleo e gás, a busca por melhores condições de operação fez com que fosse conveniente realizar o presente estudo. Esse dispositivo tem a função de executar ações exotérmicas no lado de dentro do duto com o intuito de dissolver os hidratos que geram obstruções. Por se deslocar pelo interior das tubulações o dispositivo foi dimensionado para se mover com severas restrições geométricas, sendo aproximadamente 0,1 m de diâmetro e curvas com raios de cinco vezes este valor. Desta forma, a locomotiva do mecanismo executa movimentos peristálticos, através de um atuador hidráulico de dupla ação, que é acionado a partir de válvulas direcionais, permitindo que se mova nas duas direções. A fonte de energia hidráulica é baseada em um sistema de eletrobomba com energia fornecida da superfície por meio de um cabo umbilical.

4. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A busca por maiores índices de eficiência e otimizações de componentes é uma busca incessante na engenharia. Segundo Fitch (2013), a pressurização do reservatório de óleo pode ser um fator determinante para a obtenção de uma maior eficiência volumétrica nos sistemas hidráulicos. Em complemento a isso, a resistência ao fluxo na sucção, devido ao mal dimensionamento das canalizações ou da viscosidade do óleo, e a presença de ar no fluido são as principais causas do preenchimento deficitário das câmaras de trabalho da bomba hidráulica. Essa quantidade de óleo inadequada, junto aos vazamentos internos, resulta em uma redução na velocidade e queda da pressão de saída.

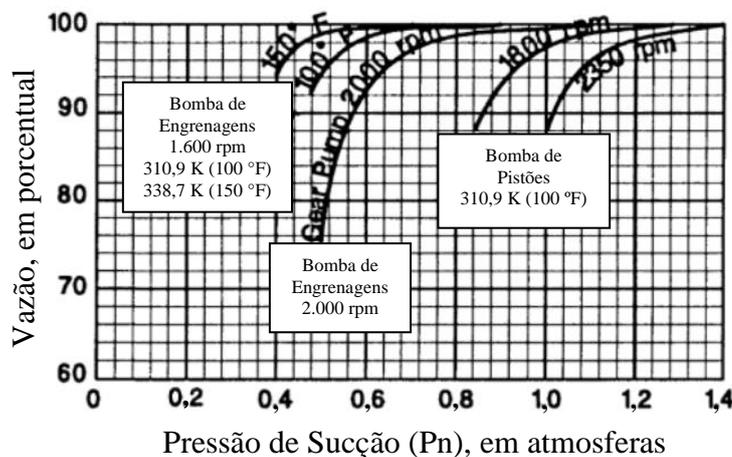
Estes vazamentos internos são inversamente proporcionais à viscosidade do fluido, isto é, a quantidade de resistência que as partículas do fluido oferecem a um empuxo exercido sobre elas (Drexler, 2010). Logo, é possível afirmar que, a eficiência volumétrica é diretamente proporcional à viscosidade na região onde o vazamento interno domina. Uma viscosidade muito baixa causará vazamentos internos excessivamente altos, porém, em contra partida, ao ser aumentada a viscosidade do fluido, acarretará dificuldades de sucção da bomba hidráulica, já que um aumento na resistência ao escoamento do fluido pode produzir um enchimento incompleto das câmaras de bombeamento. Esse efeito dominante do estágio anterior ao processo, também faz com que haja um valor ótimo de viscosidade do fluido para uma dada condição de operação do dispositivo hidráulico.

Fitch (2013) também indica que o diferencial de pressão é a principal força motriz que cria o vazamento interno. De acordo com o autor, os fabricantes de bombas hidráulicas de deslocamento positivo normalmente especificam qual deve ser a pressão mínima de sucção do equipamento. Deve haver uma certa indução de fluxo de óleo no pórtico de entrada da bomba para que as câmaras de bombeamento sejam preenchidas a determinadas velocidade e viscosidade do fluido. Por depender dos fatores de instalação do equipamento, considerando as diferentes configurações de passagem de fluxo, este nível de pressão deve ser diferente e analisado para cada aplicação.

A Figura 1 apresenta o gráfico de vazão porcentual em relação a valores de pressão na sucção para dois modelos de bombas hidráulicas, uma de engrenagens e uma de pistões. Ao serem ensaiadas em diferentes condições de temperatura e velocidades de rotação, as variadas pressões de sucção geram ganhos na quantidade de fluxo expelido pelo componente. Outra informação que é possível observar na imagem, é a necessidade de uma pressão mais elevada em itens de pistões. Isso acontece pelo fato desta classe de bombas ter maior dificuldade em succionar o óleo em relação a outras categorias, tanto é que para muitas aplicações é preciso

utilizar uma de bomba de engrenamento interno ou externo, conhecido como bomba de carga, para auxiliar em sua operação.

Figura 1 - Características de enchimento de bombas de engrenagens e pistões para diferentes velocidades e temperaturas (adaptado de Fitch, 2013)



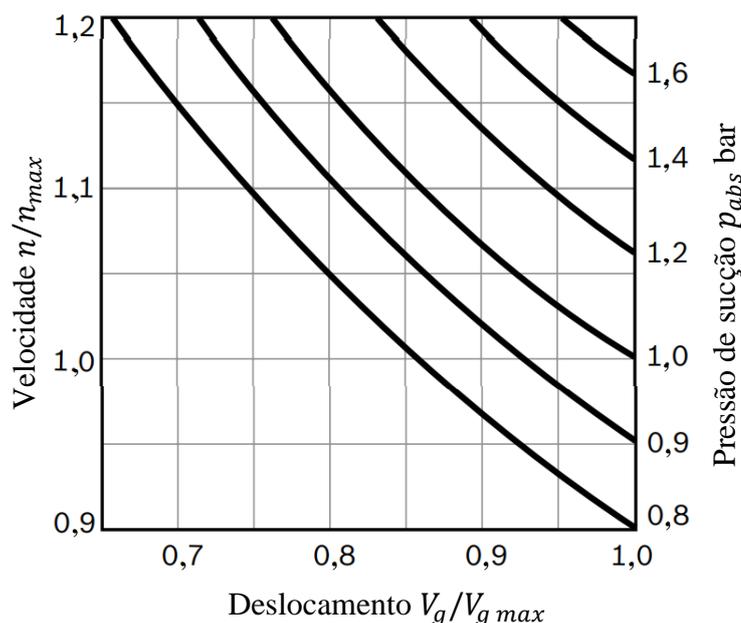
Todavia, todas as bombas têm limitações em suas capacidades de sucção, não podendo a pressão ser aumentada demasiadamente. Quando a velocidade de rotação aumenta, a quantidade de fluido passando pelos dutos de alimentação e pela unidade de distribuição também aumenta proporcionalmente. Como consequência, a resistência do fluxo eleva-se, chegando a uma velocidade crítica, no qual a capacidade da bomba chega ao máximo. A partir deste ponto, é possível que o componente comece a perder sua eficiência ou passe a apresentar defeitos por não suportar tal pressão. O fato mais comum e inicial é a expulsão do retentor do dispositivo, pois a peça não é projetada para suportar maiores pressões. Na Tabela 1, a Bosch Rexroth (2015) apresenta em seu catálogo de bombas de pistões variável a exigência de se considerar uma pressão mínima e máxima no pórtico de sucção de seu produto.

Tabela 1 - Pressões mínima e máxima para uma bomba de pistões A10VO (adaptado de Bosch Rexroth, 2015)

Pressão na sucção, pórtico S (entrada)	
Pressão mínima $p_{s\ min}$	0,8 bar absoluta
Pressão máxima $p_{s\ max}$	5,0 bar absoluta

Na mesma bibliografia, é apresentado o gráfico da Figura 2. O gráfico correlaciona os parâmetros de velocidade de rotação da bomba hidráulica com seu deslocamento de fluido e sua pressão de sucção. Por se tratar de uma bomba de pistões de vazão variável, um aumento da sua rotação de trabalho deve vir acompanhado da variação do seu platô. Essa variação, representada no eixo abscissas, junto à rotação determinam a quantidade de fluido que o componente irá deslocar.

Figura 2- Relação entre rotação, vazão e pressão na sucção de uma bomba A10VO (adaptado de Bosch Rexroth, 2015)



A partir das curvas da Figura 2 observa-se que, quanto mais acima e à direita do gráfico, maior será a vazão fornecida pela bomba e logo maior será a pressão requerida em sua entrada. Como apresentado, isso se faz necessário para um enchimento mais rápido e completo das câmaras de bombeamento do componente nestas circunstâncias, evitando a escassez de óleo combinado à indícios de cavitação.

Já em seu manual de instalações gerais a Bosch Rexroth (2012) alerta para problemas ocasionados por esta falta de pressão na sucção. Entre eles, são citadas as faltas, ineficiências ou flutuações na vazão e pressão de saída da bomba, além da presença de ruídos anormais, o que pode indicar ser cavitação. Como solução a essas anomalias, a empresa notifica que deve ser certificada a correta pressão na sucção do componente, sugerindo verificar a seção e o comprimento da tubulação, a viscosidade e o nível de contaminantes do fluido hidráulico, a posição do reservatório e possíveis válvulas ou filtros presentes na linha que chegará a bomba.

Por fim, Fitch (2013) afirma que é necessário fazer um monitoramento da pressão na entrada da bomba hidráulica. Essa medição pode revelar mudanças físicas na bomba, apresentar parâmetros hidráulicos críticos na linha de sucção e essencialmente manter uma estabilidade, evitando o fenômeno da cavitação. O fluxo real da bomba é sempre menor que a sua capacidade teórica devido a dois principais fatores, sendo eles o seu vazamento interno e a sua pressão de sucção ser excessivamente baixa.

5. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

No decorrer deste capítulo serão apresentadas as análises sobre os conceitos de bomba hidráulica, reservatório hidráulico e cavitação.

5.1. BOMBA HIDRÁULICA

De acordo com documento publicado pela Parker Hannifin (2001), existem apenas quatro métodos conhecidos para transmissão de potência na esfera comercial, sendo elas a mecânica, a elétrica, a pneumática e a hidráulica. A força fluida, teve seu marco inicial em

rodas d'água, onde a base do princípio era transformar a energia potencial da água armazenada a uma devida altura em geração de energia.

A bomba hidráulica é o dispositivo responsável pela geração de vazão dentro de um sistema, sendo também encarregada pelo acionamento de atuadores. Desta forma, é dito que as bombas são responsáveis por converter energia mecânica em energia hidráulica (Merritt, 1967).

As bombas de circuitos óleo hidráulicos são classificadas como de deslocamento positivo por permitirem a transmissão de potência. Este modelo de bomba também é conhecido por bomba hidrostática e normalmente é apresentado pela sua capacidade máxima de pressão a que pode resistir e vazão nominal a partir de uma determinada rotação e potência fornecidas. Elas podem ser de deslocamento fixo ou variável, a qual altera seu fluxo máximo até o fluxo nulo de óleo, estando disposta nos tipos de engrenagens, palhetas ou de pistões (Palmieri, 1997).

A bomba hidráulica não é o dispositivo responsável por gerar a pressão em um sistema. Este fenômeno é gerado devido às restrições dispostas na linha do circuito, sendo a bomba projetada para operar em uma pressão máxima. A Equação 1 apresenta uma relação inicial entre grandezas fundamentais no estudo da hidráulica.

$$\text{Pressão [Pa]} = \frac{\text{Força [N]}}{\text{Área [m}^2\text{]}} \quad (1)$$

A bomba hidráulica é uma geradora de vazão de óleo, sendo determinada pelo volume deslocado em função do tempo. Por sua vez, a Equação 2 apresenta como é dada a relação de vazão fornecida pelo equipamento.

$$\text{Vazão [m}^3\text{/s]} = \frac{\text{Volume [m}^3\text{]}}{\text{Tempo [s]}} \quad (2)$$

5.2. RESERVATÓRIO HIDRÁULICO

Para Palmieri (1997), o reservatório tem como sua principal função armazenar o fluido hidráulico temporariamente. Estes dispositivos de condicionamento, à medida que há demanda de óleo no sistema hidráulico, podem ter a função de preparar o fluido para o próximo ciclo de trabalho, sendo para movimentar um cilindro ou para girar um motor hidráulico. Grandes reservatórios se fazem muito importantes para a refrigeração do óleo visando o próximo ciclo de trabalho, podendo também conter algum dispositivo interno para auxiliar a filtragem e limpeza do fluido do equipamento.

Apesar de serem projetados com o mesmo intuito, os reservatórios podem ser divididos em dois modelos, sendo eles para equipamentos da linha mobil ou da linha industrial. Enquanto os tanques da linha mobil operam em condições mais extremas, sofrendo a ação da movimentação da máquina, mudanças mais bruscas de temperatura e maior suscetibilidade a contaminações, os industriais não apresentam estes problemas demasiadamente. Além disso, um dos problemas mais significativos de um reservatório móvel a ser superado é a limitação de espaço, pois não podem ocupar grandes volumes e ter um peso muito elevado (Fitch, 2013).

Segundo os padrões industriais desenvolvidos pela NFPA (National Fluid Power Association) e aceitos pela ANSI (American National Standards Institute), é especificado que a capacidade de um reservatório deva ser de três a doze vezes a vazão máxima fornecida pela bomba hidráulica. Apesar desta especificação, é visto na prática que equipamentos não

industriais na maioria das vezes acabam sendo projetados com tanques, em que seus volumes ficam próximos às vazões que as bombas fornecem em apenas um minuto (Fitch, 2013).

Sem esse espaço ideal para se implementar um reservatório com no mínimo três vezes a vazão fornecida pela bomba do circuito hidráulico, é requisitado que o reservatório deva possuir um volume mínimo, o qual, quando todos os cilindros operacionais do sistema estiverem abertos, seja possível suprir toda esta demanda de óleo, também mantendo as mangueiras cheias. Ou seja, para fins mais usuais, o somatório das áreas dos cilindros multiplicadas pelos seus respectivos cursos deve ser o volume mínimo de um reservatório hidráulico. Sempre lembrando que o nível de óleo do dispositivo deve ser medido quando todos os cilindros estiverem retraídos. Acrescentando-se a esta quantidade mínima, é recomendado que uma quantidade de óleo sobressalente no reservatório, pelo menos por alguns instantes, para que haja uma troca térmica com o ambiente e o fluido não superaqueça. O aquecimento demais do óleo ocasiona alterações em sua viscosidade, fazendo com que a lubrificação e a operação dos equipamentos sejam prejudicadas (Fitch, 2013).

O nível de fluido abaixo da entrada da bomba, perdas na linha hidráulica ou diferenças de pressão podem fazer a bomba cavitatar, formando pequenas zonas livres de líquido. A cavitação será abordada de maneira mais aprofundada no subcapítulo 5.3. Para diminuir a probabilidade da ocorrência deste fenômeno prejudicial ao sistema e obter um desempenho máximo da bomba, o reservatório pode ser pressurizado (Fitch, 2013).

A pressurização de reservatórios ainda não é uma prática muito utilizada na maioria dos projetos hidráulicos, porém se faz necessária em algumas aplicações mais específicas. Para algumas bombas mais sensíveis, como as de pistões, equipamentos operando em ambientes de altitudes muito elevadas ou em ambientes submarinos se faz necessário a utilização desta técnica visando atingir uma diferença de pressão mínima na sucção da bomba. Com o intuito de pressurizar o reservatório hidráulico, a técnica mais corriqueira no cenário atual, sendo a considerada mais eficaz, é a de utilizar ar comprimido regulado do sistema pneumático da máquina (Fitch, 2013).

5.3. CAVITAÇÃO

A cavitação é considerada como o principal problema da aspiração atmosférica sendo uma das principais causas de desgastes e quebras de bombas hidráulicas. Paradoxalmente, é um fenômeno físico pouco compreendido, que causa muitos danos e reduz significativamente o tempo de vida dos componentes. A sua ocorrência pode destruir a superfície dos metais, trazendo prejuízos para todo o sistema. Com este poder devastador, além do correto entendimento sobre esses fenômenos, é imprescindível que medidas efetivas de manutenção sejam adotadas. (Ikejiri; Campanholi, 2020).

Como apresentado por Fitch (2013), este efeito é evidenciado no sistema hidráulico quando há a presença de ruído, vibração, ressonância, solavancos, danos físicos aos componentes, alta temperatura do fluido, perda de escorva da bomba, diminuição da eficiência volumétrica, falta de rigidez do sistema, perda de potência e controle, oxidação do fluido e material, além de fracas características de transferência de calor.

Como conceito básico, a cavitação pode ser descrita como vazios em colapso nos fluidos que implodem perto de uma superfície metálica causando estresse cíclico por implosão repetida, gerando fadiga superficial do metal. Mesmo com a grande maioria dos líquidos possuindo altas resistências à tração, o fenômeno se propicia devido as impurezas do sistema, que geram pontos fracos na linha. As cavidades passam a se formar a partir de um centro de nucleação, como uma partícula contaminante, uma bolha de gás não dissolvida ou

uma partícula microscópica de vapor. A partir da geração destes núcleos, os vazios passam a se tornar maiores quando expostos a uma baixa pressão (Fitch, 2013).

Este colapso das cavidades ocorre quando a pressão do fluido aumenta, portanto o volume de gás presente na bolha diminui segundo a Lei de Boyle-Marriote e se dissolve no fluido de acordo com a Lei de Henry.

Lei de Henry: foi proposta a fim de esclarecer a solubilidade dos gases em líquidos. A solubilidade de um gás dissolvido em um líquido é diretamente proporcional à pressão parcial do gás acima do líquido.

Lei de Boyle-Marriotte: A pressão absoluta e o volume de uma certa quantidade de gás confinado são inversamente proporcionais se a temperatura permanece constante em um sistema fechado.

Os colapsos provenientes da cavitação ocorrem em microssegundos, seguidos por pressões localizadas extremamente altas, ocasionando um aumento acelerado da temperatura do fluido acompanhado por efeitos colaterais da deterioração do óleo e perda do desempenho do sistema. As temperaturas podem aumentar rapidamente de 773,15 K (500 °C) a 1073,15 K (800 °C) no material próximo a uma cavidade que implode durante o fluxo de cavitação, onde são criadas temperaturas tão altas quanto 10.000 K na cavidade. Nessas condições, as ondas de choque ocorrem com diferenças de pressão superiores a $7,0 \times 10^8$ Pa no líquido no ponto de colapso da cavidade. Portanto, esses choques térmicos e de pressão no material adjacente são os mecanismos prejudiciais que causam falhas mecânicas, erosão e danos graves (Fitch, 2013).

Estes golpes altamente concentrados, mas minuciosamente pequenos, atingem o material de contorno quando essas ondas de choque se originam perto de uma superfície sólida. Este fenômeno ocorrido repetidamente em uma dada superfície resulta em fadiga da superfície do metal que eventualmente excede o seu limite de resistência. Isso faz com que haja um desprendimento de pequenas partículas em que, quanto mais macio o material, mais rapidamente as partículas serão removidas e maiores serão as partículas produzidas (Fitch, 2013).

Logo, se o fluido do sistema for aquecido ou descomprimido o suficiente, as bolhas de gás começam a se formar como resultado da difusão. A partir deste ponto, as cavidades se formam contendo fases de ar e de vapor do líquido, quando a pressão estiver igual ou abaixo da pressão de vapor na temperatura associada (Fitch, 2013).

Por sua vez, a linha de sucção ou admissão conecta a bomba ao reservatório e, portanto, é uma parte muito crítica do sistema de fluidos, ficando muito suscetível a cavitação. De fato, os engenheiros geralmente consideram esse conduto de pressão abaixo da atmosférica um sistema de fluido separado, pois o condutor opera sob um conjunto de condições completamente diferentes do restante do sistema de fluidos (Fitch, 2013).

Como auxílio à ação da bomba hidráulica de fornecer o fluido para o sistema, se faz necessária a pressão atmosférica ou forçada do reservatório de óleo. Esta pressão induzida devido a uma altura dinâmica, quando o tanque é elevado, a uma bomba de sobre alimentação ou de carga e a pressurização pneumática do reservatório, faz com que o óleo chegue à bomba com maior facilidade (Fitch, 2013).

Na realidade, é possível analisar o reservatório como um acumulador atmosférico que fornece uma fonte de energia necessária para escoar o fluido para dentro das câmaras de bombeamento da bomba. Quando o sistema não está operando, o lado da sucção da bomba está em equilíbrio com as condições do interior do reservatório, isto é, estão em um estado sem vazão e com um diferencial de pressão zero, comparado entre a entrada da bomba, a linha de sucção e o reservatório (Fitch, 2013).

Para o seu funcionamento, a bomba hidráulica deve receber um suprimento de fluido em suas câmaras de bombeamento e, desta forma, passa a gerar um diferencial de pressão em seu pórtico de admissão. Esta ação desequilibra o sistema da linha de sucção e inicia o fluxo para o componente. A pressão do reservatório não serve apenas para fornecer o líquido a entrada da bomba, mas também ajuda a acelerar o fluido, a fim de preencher as câmaras de bombeamento para uma abertura e um fechamento mais rápidos (Fitch, 2013).

Fitch (2013) conclui afirmando que, caso o sistema necessite muita pressão para superar as resistências na linha de sucção na vazão nominal, além da pressão atmosférica, não haverá pressão suficiente para acelerar o líquido às câmaras de bombeamento. Desta maneira, a bomba fica sem alimentação adequada e em uma condição séria de vácuo persistirá nas câmaras da bomba, causando a cavitação gasosa e vaporosa. Como solução ao problema, é sugerido a utilização de um reservatório pressurizado.

6. METODOLOGIA

Com base principalmente nos conteúdos ministrado nas aulas de Controles de Fluido Mecânico e Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos, o Trabalho de Conclusão de Curso foi realizado através da apresentação do circuito hidráulico e suas análises. A partir desses materiais o estudo buscou identificar melhores condições de operação para o conjunto motor elétrico e bomba hidráulica, realizando simulações em programas computacionais como o Automation Studio. O intuito destas modelagens foi fazer um comparativo entre as informações fornecidas pelo fabricante das peças, dados reais coletados em ensaios anteriores e índices calculados através dos softwares.

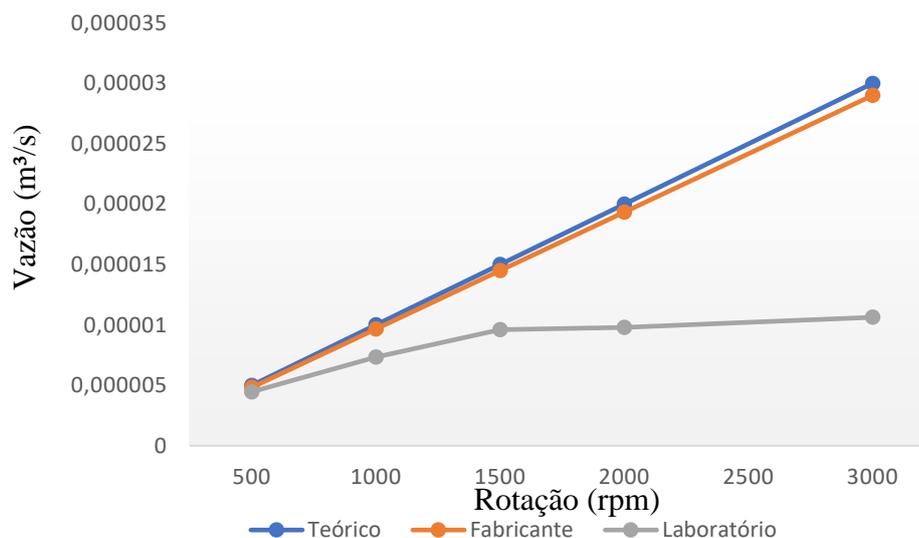
6.1. DADOS DE ENSAIOS ANTERIORES

Ao serem fornecidos ao Laboratório de Mecatrônica e Controle (LAMECC) da universidade, os componentes do projeto Annelida foram submetidos a ensaios para verificação dos seu funcionamento. Nesses processos, foram constatados baixos níveis de eficiência para o conjunto motor e bomba, sendo evidenciados devido à falta de vazão e pressão no sistema hidráulico. Esse mal desempenho veio acompanhado da presença de bolhas de ar no reservatório, indicando a presença de cavitação.

A partir destas informações, o setor de engenharia do fabricante da bomba hidráulica encaminhou duas sugestões a serem consideradas para a obtenção de maiores eficiências. Visando alcançar parâmetros de teste mais semelhantes aos realizados dentro da fábrica, a mudança de fluido hidráulico do sistema e a pressurização de seu reservatório se fizeram necessárias.

Por ser analisada uma aplicação submarina, na qual a temperatura ambiente atinge níveis próximos à 277,15 K (4 °C), o fluido hidráulico substituído se tornava muito espesso. Desta maneira, foi selecionado um óleo com uma baixa viscosidade e menor índice de viscosidade, ou seja, uma pequena resistência do fluido ao escoamento e uma pequena taxa de variação da viscosidade com a mudança de temperatura (Rexroth, 2020). Após serem feitos novos ensaios com o novo fluido sugerido de $1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (15 cSt), foi gerado o gráfico da Figura 3 com os dados coletados, mas ainda não foram atingidos os valores de eficiência aceitáveis.

Figura 3 – Gráfico comparativos entre as curvas teórica, do fabricante e medidas pelo LAMECC



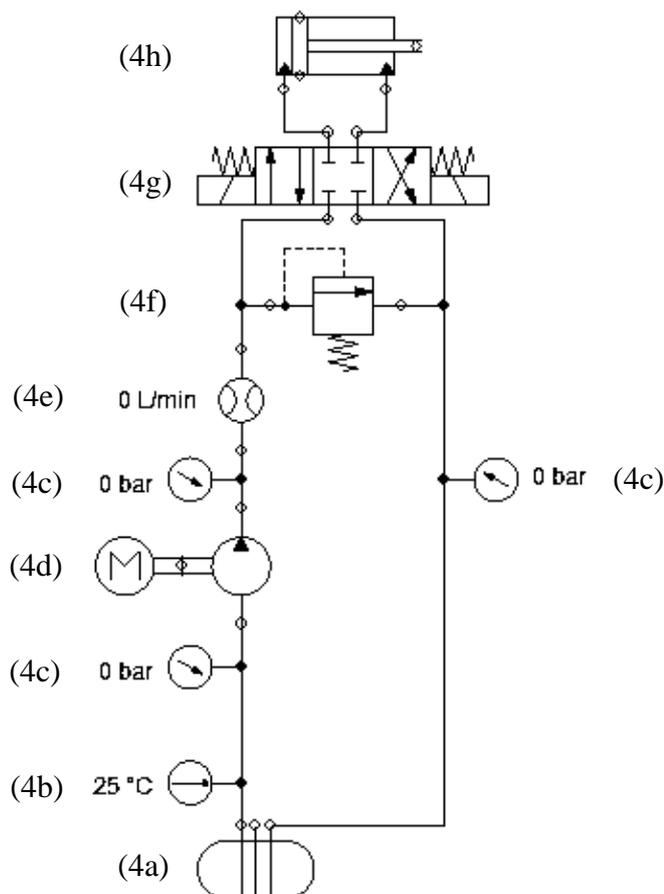
Por este motivo, se fez necessário optar pela pressurização do reservatório hidráulico. Também com o valor sugerido pela empresa produtora do componente hidráulico e coerente com a Revisão Bibliográfica do presente trabalho, foi determinado um valor de pressão aproximada de $1,8 \times 10^5$ Pa. A partir desse diferencial foi projetada uma possível bancada de testes em Automation Studio.

6.2. CIRCUITO HIDRÁULICO

No software Automation Studio foi reproduzido um circuito hidráulico para análise do conjunto motor elétrico e bomba hidráulica em diversos cenários. Nele foram dispostos todos os componentes necessários para simular as movimentações em seu ambiente de atuação e que devem estar presentes na bancada de testes. Para a simulação, o software levou em consideração as características dos componentes fornecidas pelos fabricantes, a temperatura do reservatório como sendo 277,15 K (4 °C), o tipo do fluido com todas suas especificações e possíveis cavitações no circuito. A Figura 4 apresenta o diagrama esquemático do projeto, ainda com o sistema desligado.

O circuito se inicia com a presença de um reservatório selado (4a), que será submetido a níveis variados de pressão para verificação da eficiência do sistema. Na linha de sucção, são posicionados um sensor de temperatura (4b) e um sensor de pressão (4c), que também estão presentes na linha de pressão e na linha de retorno a tanque. O conjunto motor elétrico e bomba hidráulica, sendo o foco principal do trabalho, está representado pelo desenho (4d). Além do sensor de pressão, é apresentado um sensor de vazão (4e) entre a bomba e a válvula reguladora de pressão (4f), responsável pelo alívio de fluxo na presença de pressões elevadas no sistema hidráulico. Por sua vez, a válvula direcional (4g) é representada em uma posição anterior ao atuador (4h). É este o componente responsável por selecionar a ação do atuador hidráulico, seja para ficar parado, seu avanço ou para seu retorno. Separadamente, os componentes serão especificados no subíndice 6.3, considerando que no modelo não foram utilizados filtros para que os parâmetros de medição não sejam influenciados.

Figura 4 – Circuito hidráulico desenvolvido em Automation Studio



O primeiro ensaio simulou o sistema em suas condições ideais de operação, ou seja, com índices de eficiência iguais a 100%. Na sequência foram inseridos e ajustados os dados com base nas informações apresentadas pelo fabricante da bomba hidráulica. Ao serem atingidos os mesmos valores, passaram a ser buscadas a reprodução dos resultados apresentados em testes no laboratório da universidade.

Para simular o ambiente em que a bomba hidráulica opera de forma ineficiente, foi inserida uma válvula reguladora de fluxo variável na linha de sucção. Com a restrição de vazão causada na entrada da bomba, foi possível atingir resultados coletados nos ensaios anteriores, feitos com o reservatório despressurizado. Mantendo esta regulagem no tamanho de orifício da válvula, o tanque de óleo passou a ser pressurizado, visando a obtenção de maiores eficiências.

Em sua simulação, o software utilizou uma série de equações para representar e calcular o circuito hidráulico. Dentre elas, as principais fórmulas relacionadas à bomba hidráulica da bancada de testes são apresentadas a seguir.

O rendimento global (η) utilizado foi determinado a partir da multiplicação das eficiências volumétricas (η_V) e eficiências mecânicas (η_M) informadas pelos fabricantes dos componentes. Considerando que os valores de eficiência sempre são menores ou iguais a 1,0, o rendimento global nunca poderá ser maior do que o valor de cada uma das eficiências. A considerada no trabalho e informada pelo fabricante foi de 96,67 %.

$$\eta = \eta_V \cdot \eta_M \quad (3)$$

O fluxo de saída (Q_o) da bomba hidráulica em m^3/s , dado analisado no trabalho, foi informado a partir da multiplicação volume nominal do componente, ou seja, seu deslocamento (C) em m^3/rad por sua velocidade de rotação (ω) em rad/s , fornecida através do motor elétrico. Por não se tratar de um modelo teórico, a eficiência volumétrica (η_V) se fez necessária para o cálculo preciso da vazão de óleo.

$$Q_o = C \cdot \omega \cdot \eta_V \quad (4)$$

A potência (P) em W requerida pela bomba hidráulica ao motor elétrico foi baseada na quantidade de fluxo (Q_o) em m^3/s fornecida pela bomba hidráulica com a sua variação pressão de operação (ΔP) em Pa. Foi através deste cálculo que se tornou possível o dimensionamento mais preciso do motor, não podendo ter uma potência menor em relação à encontrada. Caso isso aconteça, o motor até conseguirá fazer com que a bomba forneça a vazão necessária, mas não conseguirá atingir a pressão requerida pelo sistema. Neste caso foi considerado o rendimento global (η) do circuito.

$$P = Q_o \cdot \Delta P \cdot \eta \quad (5)$$

6.3. BANCADA DE TESTES

Após a construção do circuito no software computacional será proposta a construção da bancada de testes para a realização de novos ensaios em laboratório e, com isso, fazer a confirmação do projeto apresentado. Para a construção do sistema, serão utilizados os componentes apresentados na sequência, durante este subcapítulo. A implementação deste sistema hidráulico visa atender demandas estabelecidas pelo projeto Annelida

O motor elétrico selecionado é produzido pela marca Maxon e tem seu descritivo como sendo EC-4pole 32. Esse item possui potência de 480 W, conseguindo atingir altas rotações. Suas especificações técnicas estão dispostas no Anexo A deste relatório.

A bomba hidráulica é produzida pela marca francesa Hydro Leduc e é apresentada no Anexo B do trabalho. O dispositivo é de pistões, operando com deslocamento fixo de $1,5 \times 10^{-7} m^3/rot$. Este modelo foi projetado para atingir pressões acima de $3,0 \times 10^7 Pa$ (300 bar). A bomba é apresentada na Figura 5.

Figura 5 – Bomba hidráulica do sistema (Hydro Leduc, 2016)



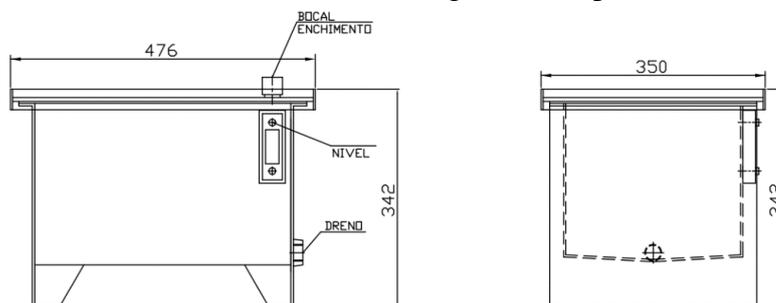
Após a alteração no tipo de fluido do circuito hidráulico, o óleo determinado passou a ser o DTE 10 Excel Series da marca Mobil. Esse modelo é voltado para aplicações industriais, móveis e oceanográficas. O produto possui baixa viscosidade, indicando cerca de $1,5 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$ (15 cSt) em temperaturas próximas a 313,15 K (40 °C).

A válvula direcional utilizada para este dispositivo foi escolhida por Catarino (2017) em seu Trabalho de Conclusão de Curso. O Catarino verificou em seu estudo a inviabilidade da utilização de válvulas já comerciais no projeto. Por este motivo, realizou o desenvolvimento de um modelo específico, o qual passa a atender todas as demandas de utilização. A partir de uma válvula direcional de $0,001 \text{ m}^3/\text{s}$ (60 l/min) de um fabricante nacional, o dispositivo foi adaptado para operar com vazões menores. Esta redução de capacidade, determinou que a peça tenha o raio da haste (spool) de 0,005 m e a largura do orifício de 0,03 m. Esta dimensão foi importante para a modelagem do sistema, tendo como foco a obtenção da perda de carga ocasionada pelo fluxo de óleo em pequenos orifícios, conforme Perondi (2010).

O atuador foi apresentado por Mendel (2019) em seu artigo publicado. O cilindro que será utilizado na locomotiva do robô possui o seu diâmetro de $38,1 \times 10^{-3} \text{ m}$ e a sua haste de $15,875 \times 10^{-3} \text{ m}$. O diâmetro do orifício projetado tem $3,0 \times 10^{-3} \text{ m}$. Estes valores construtivos resultam em uma força de recuo do cilindro de aproximadamente $2,8 \times 10^4 \text{ N}$ a $3,0 \times 10^7 \text{ Pa}$.

Por não ter sido avaliado ou dimensionado até o momento da realização do presente trabalho, o reservatório hidráulico foi sugerido. Para a sua seleção foram considerados os requisitos apresentados na seção 5.2. Como o conjunto utilizado para fornecer fluxo a locomotiva do robô opera com baixas vazões, todos os reservatórios comerciais pesquisados possuíram maior capacidade para armazenagem de óleo em relação a mínima calculada necessária. Com o menor dos modelos selados para pressurização partindo de $0,018 \text{ m}^3$ (18 litros) e dimensões apresentadas na Figura 6 e no Anexo C se torna viável a instalação do conjunto motobomba completamente submerso ou apenas da bomba sob o nível de óleo. Além de seu tamanho, outra característica necessária é sua capacidade de suportar pressões. O tanque, analisado como vaso de pressão tem a capacidade de suportar esforços de até $1,5 \times 10^6 \text{ Pa}$ (15 bar). Para um melhor desempenho, é sugerido a utilização de gases inertes em sua pressurização, devido ao ar comprimido invariavelmente possuir altos teores de vapor de água. Ao entrar em contato com o reservatório, pode ocorrer precipitações deste vapor, podendo degradar o fluido hidráulico.

Figura 6 – Modelo de reservatório hidráulico sugerido (adaptado de Racisul, 2011)



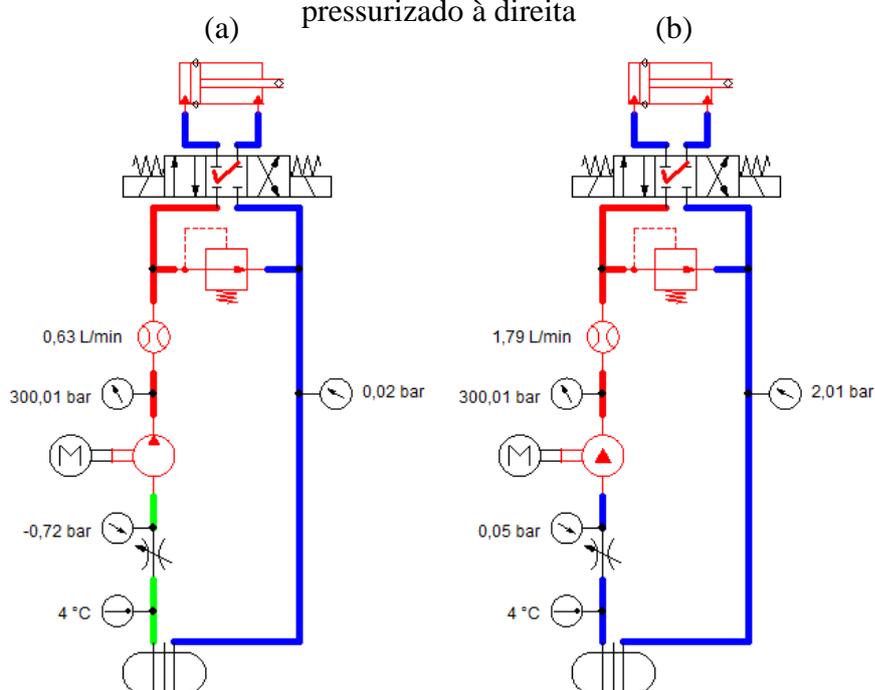
Como complementação para bancada de testes, devem ser utilizados sensores para a medição e aquisição de dados que possuem grande valia e devem ser analisados. Três sensores de pressão (manômetros), um de temperatura (termômetro) e um de vazão (flowmeter), conforme já apresentado na Figura 4, são necessários no sistema. Além dos componentes para mensurar informações do circuito, uma válvula reguladora de pressão se

faz necessária na linha de pressão, após a bomba. A também chamada de válvula de alívio tem grande importância para a segurança do sistema, impedindo que pressões elevadas, acima das esperadas, prejudiquem outros componentes.

7. RESULTADOS E ANÁLISES

Seguindo as informações apresentadas na Metodologia deste relatório, ao serem realizadas diversas simulações com o circuito hidráulico foram obtidos os cenários coletados em laboratório e os enviados pelo fabricante da bomba hidráulica. O circuito à esquerda, na Figura 7(a), replica o ensaio realizado em ambiente universitário, enquanto o à direita, Figura 7(b) demonstra a situação encontrada na fábrica do equipamento.

Figuras 7(a) e 7(b) – Circuitos hidráulicos com reservatório depressurizado à esquerda e pressurizado à direita



O circuito hidráulico da Figura 7(a) não possui uma pressurização de reservatório, sendo demonstrada pelo sensor de pressão disposto na linha de retorno. Sua válvula reguladora de fluxo serviu para causar uma restrição na linha de sucção da bomba, o que diminuiu o fluxo de óleo, alavancando efeitos da cavitação no sistema. Esse componente sugeriu o que acontece nos testes da bomba realizados pelo LAMECC. A linha verde, indicando uma pressão negativa, fez com que a quantidade de fluxo gerado pela bomba seja deficitária, apresentando um baixo rendimento ao sistema hidráulico.

Para indicar do tamanho do orifício de passagem da válvula reguladora de fluxo, o reservatório foi mantido depressurizado. Partindo da válvula totalmente fechada, foi se realizando a abertura do componente até o momento que bomba hidráulica começou a fornecer algum fluxo de óleo ao sistema. Após este ponto estar determinado, o diâmetro da passagem de fluido foi aumentado gradativamente, em $1,0 \times 10^{-5}$ m por vez, até ser encontrado o mesmo valor de vazão encontrado em testes feitos na universidade.

Por sua vez, mantendo todos os parâmetros do sistema anterior inalterados, inclusive o tamanho do orifício da válvula, foi gerada a Figura 7(b). Nesta simulação, a única mudança feita foi a pressurização do reservatório de óleo, observada no manômetro da linha de retorno.

Impondo um pequeno diferencial de pressão de $2,0 \times 10^5$ Pa no tanque, o circuito passou a operar novamente com altos índices de eficiência. Esse melhor rendimento pode ser constatado também ao ser observado o medidor de vazão do circuito.

O valor de $2,0 \times 10^5$ Pa utilizado no circuito da Figura 7(b) foi escolhido por estar acima do mínimo sugerido pelo fabricante, bem como por estar acima do valor mínimo encontrado na simulação. Para este cenário, o nível de pressurização se mostrou aceitável, aumentando a vazão fornecida pela bomba hidráulica a índices semelhantes aos do fabricante. É claro que o valor não deve exceder muito ao sugerido e calculado, já que as bombas em geral não são projetadas para suportarem altas pressões em sua linha de sucção.

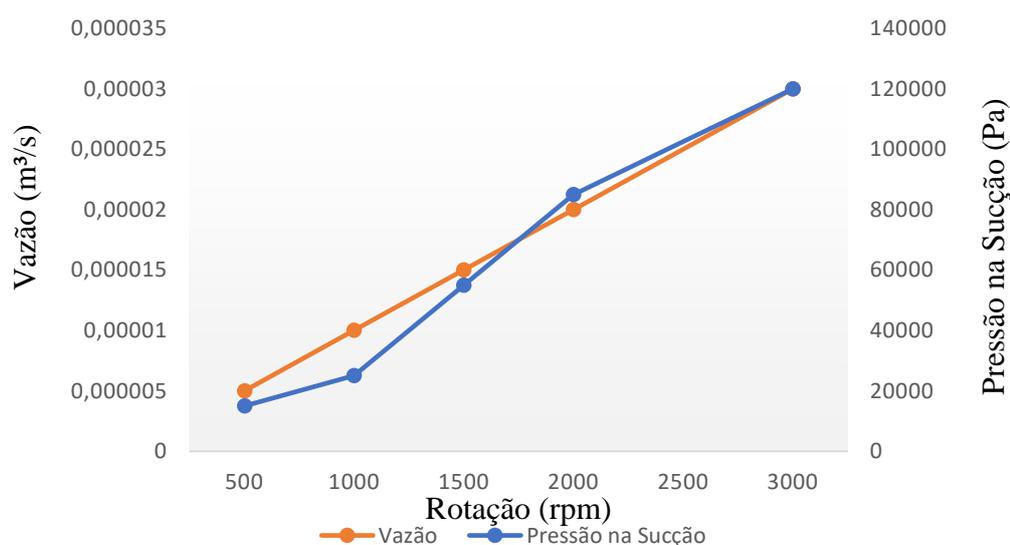
Com os dados utilizados e obtidos nas simulações, é apresentada a Tabela 2. A partir das informações de rotação e de vazão medidos em ensaios anteriores, o orifício da válvula reguladora de fluxo na linha de sucção é calibrado. Para ser atingida a eficiência conforme informado pelo fabricante é gerada uma pressão mínima no reservatório.

Tabela 2 – Dados comparativos simulados em Automation Studio

Rotação (rpm)	Vazão Medida (m ³ /s)	Vazão Fabricante (m ³ /s)	Orifício da Válvula (m)	Pressão no Reservatório (Pa)
500	$4,47 \times 10^{-6}$	$4,83 \times 10^{-6}$	$1,13 \times 10^{-3}$	15.000
1000	$7,35 \times 10^{-6}$	$9,66 \times 10^{-6}$	$1,51 \times 10^{-3}$	25.000
1500	$9,62 \times 10^{-6}$	$1,45 \times 10^{-5}$	$1,65 \times 10^{-3}$	55.000
2000	$9,80 \times 10^{-6}$	$1,93 \times 10^{-5}$	$1,69 \times 10^{-3}$	85.000
3000	$1,06 \times 10^{-5}$	$2,90 \times 10^{-5}$	$1,81 \times 10^{-3}$	120.000

A partir da Tabela 2, foi gerado o gráfico da Figura 8. Com as suas duas curvas foi possível constatar uma relação entre a vazão de fluido fornecida pela bomba hidráulica com a pressão mínima requerida no reservatório. Esse diferencial de pressão criado na linha de sucção serve para que seja alcançado um valor de rendimento mais elevado. Desta forma, o gráfico gerado está de acordo com o apresentado na Revisão Bibliográfica, se assemelhando com as curvas demonstradas pela Bosch Rexroth (2015) na Figura 2.

Figura 8 – Gráfico comparativo entre a vazão do circuito e pressão mínima de sucção



8. CONCLUSÕES

As condições de operação, sob as quais os componentes estão submetidos influenciam em seus desenvolvimentos. Ao término deste trabalho foi possível verificar a importância de um valor de pressão correto na linha de sucção de uma bomba hidráulica. Fatores como este, podem trazer benefícios ao sistema hidráulico, elevando valores de eficiências e evitando fenômenos prejudiciais aos componentes como a cavitação. Desta forma, se concluiu a necessidade de produção de uma bancada de testes com o objetivo de reproduzir os testes simulados em software. Com o seu desenvolvimento será possível afirmar quais os valores de pressão no reservatório fazem com que o conjunto motor elétrico e bomba hidráulica tenham maior desempenho em cada um dos cenários avaliados.

Logo, para trabalhos futuros se faz necessário a construção desta bancada de testes, a realização dos ensaios simulados e obtenção de dados práticos do sistema.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

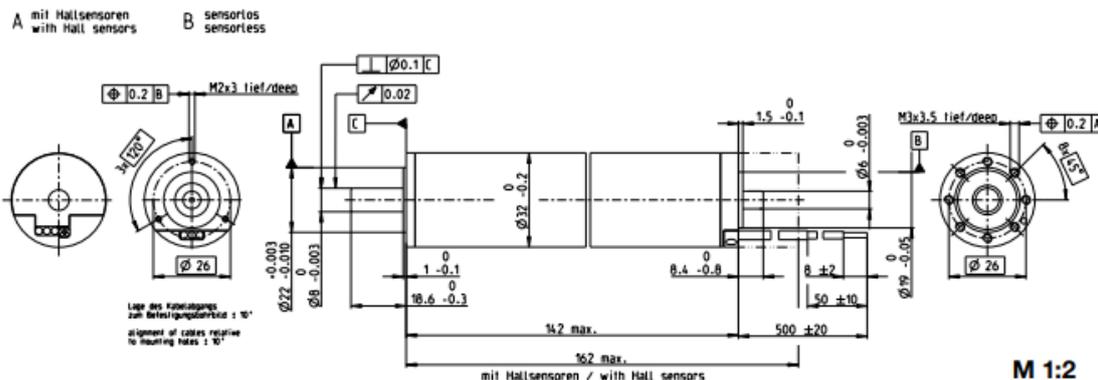
- CAMPANHOLI, Flávio. **Pílula do Conhecimento 3, Fluidos Hidráulicos**. Bosch Rexroth, 2020.
- CATARINO, Lucas M. **Desenvolvimento de Uma Válvula Hidráulica de Controle Direcional em Dimensões Reduzidas**. 2017. 25f. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2017.
- DREXLER, Peter. **Planejamento e Projeto de Sistemas de Força Hidráulica, O Instrutor Hidráulico, Volume 3**. Bosch Rexroth, 2010.
- FITCH, Ernest C. **Proactive maintenance for mechanical systems**. Elsevier, 2013.
- HANNIFIN, Parker. **Transmissão Hidráulica de Força e Energia**. Parker Hannifin Ind. Com. Ltda, 2001.
- HYDRO LEDUC. **Microhydraulics**. Hydroleduc, 2016.
- IKEJIRI, Toshikatsu; CAMPANHOLI, Flávio. **Cavitação e Aeração em Sistemas Hidráulicos, Porquê e Como Acontecem**. Bosch Rexroth, 2020.
- MENDEL, Henrique T. **Mathematical Modeling Of A Compact Control Valve For A Hydraulic Robot With Regenerative System**. Associação Brasileira de Engenharia e Ciências Mecânicas, 2019.
- MERRITT, Herbert E.; POMPER, Victor. **Hydraulic control systems**. John Wiley and Sons, Inc., 1968.
- OGATA, Katsuhiko; SEVERO, Bernardo. **Engenharia de controle moderno**. Pearson Prentice Hall, 2010.
- PALMIERI, Antonio C. **Manual de Hidráulica Básica**. Albarus Sistemas Hidráulicos, 1997.
- PERONDI, Eduardo A. **Introdução ao Controle de Sistemas Mecânicos**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.
- REXROTH, Bosch. **Axial Piston Variable Pump A10VO Series 52 and 53**. Bosch Rexroth, 2015.
- REXROTH, Bosch. **General Instruction Manual for Axial Piston Units**. Bosch Rexroth, 2012.
- WITT, Rafael. **Reservatório Para 5 GLS**. Racisul Automação Ltda, 2011.

ANEXO A

O Anexo A apresenta os dados técnicos do motor elétrico selecionado para o projeto Annelida. A imagem foi fornecida pelo fabricante Maxon.

EC-4pole 32 Ø32 mm, brushless, 480 Watt

Heavy Duty – for applications in oil



maxon EC motor

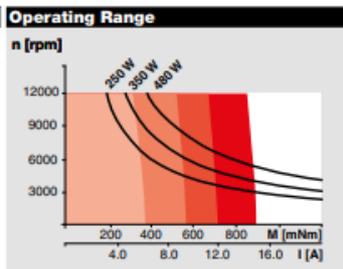
- Stock program
- Standard program
- Special program (on request)

Part Numbers	
A with Hall sensors	397799
B sensorless	397800

Motor Data (provisional)		25	100	150	200
Values at nominal voltage and ambient temperature °C					
1 Nominal voltage	V	48	48	48	48
2 No load speed	rpm	6420	6630	6750	6860
3 No load current	mA	482	222	212	216
4 Nominal speed ¹⁾	rpm	4350	4420	4700	5340
5 Nominal torque (max. continuous torque) ¹⁾	mNm	961	762	596	379
6 Nominal current (max. continuous current)	A	13.5	10.9	8.75	5.78
7 Stall torque	mNm	3350	2520	2150	1860
8 Stall current	A	47.5	36.7	31.9	28.1
9 Max. efficiency	%	82	85	85	84
Characteristics					
10 Terminal resistance phase to phase	Ω	1.01	1.31	1.51	1.71
11 Terminal inductance phase to phase	mH	0.298	0.298	0.298	0.298
12 Torque constant	mNm/A	70.5	68.7	67.4	66.2
13 Speed constant	rpm/V	135	139	142	144
14 Speed / torque gradient	rpm/mNm	1.94	2.65	3.16	3.71
15 Mechanical time constant	ms	2.85	3.88	4.64	5.45
16 Rotor inertia	gcm ²	140	140	140	140

¹⁾ Values for operation in thermal equilibrium.

Specifications	
Thermal data	
17 Thermal resistance housing-ambient	0.284 K/W
18 Thermal resistance winding-housing	0.305 K/W
19 Thermal time constant winding	9.78 s
20 Thermal time constant motor	104 s
21 Ambient temperature	-55...+200°C
22 Max. winding temperature	+240°C
Mechanical data (preloaded ball bearings)	
23 Max. speed	12000 rpm
24 Axial play at axial load < 20 N	0 mm
24 Axial play at axial load > 20 N	0.14 mm
25 Radial play	preloaded
26 Max. axial load (dynamic)	16 N
27 Max. force for press fits (static) (static, shaft supported)	80 N
28 Max. radial load, 5 mm from flange	3000 N
	75 N



Comments

- **Continuous operation**
In observation of above listed thermal resistance (lines 17 and 18) the maximum permissible winding temperature will be reached during continuous operation at 25°C ambient. = Thermal limit.
- Short term operation**
The motor may be briefly overloaded (recurring).
- **Assigned power rating**

Other specifications	
29 Number of pole pairs	2
30 Number of phases	3
31 Weight of motor (sensorless)	860 g
Connection A, motor cable PTFE (AWG 14)	
red	Motor winding 1
black	Motor winding 2
white	Motor winding 3
Connection A, sensors cable PTFE (AWG 24)	
green	V _{ref} 4.5...24 V
blue	GND
red	Hall sensor 1
black	Hall sensor 2
white	Hall sensor 3
Connection B, motor cable PTFE (AWG 14)	
red	Motor winding 1
black	Motor winding 2
white	Motor winding 3

Wiring diagram for Hall sensors see p. 35

Application	Notice
General - extreme temperature applications - vibration tested (according to MIL-STD810F/Jan2000 Fig. 514.5C-10) - operation in oil and high pressure (only minimal lubrication, therefore use under rated ambient conditions is not suggested)	This motor contains leaded solder. It therefore does not fulfill the requirements for the permitted maximum concentration of hazardous substances in accordance with the EC directive 2011/65/EC (RoHS) for all applications. The motor may therefore only be used for devices that are not subject to this directive.
Oil & Gas Industry - oil, gas and geothermal wells	Reference medium: Shell Tellus oil T15 Operation in oil of different viscosity will affect the motor data.

maxon Modular System Overview on page 20-27

Planetary Gearhead Ø32 mm 3.0 - 8.0 Nm Page 346	
Planetary Gearhead Ø42 mm 10 - 50 Nm Page 352	

ANEXO C

O Anexo C apresenta o desenho completo da sugestão de reservatório hidráulico a ser pressurizado. A imagem foi fornecida pela empresa Racisul.

