



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO
CAMPUS UFRJ-MACAÉ
Professor Aloísio Teixeira



JOÃO PEDRO RABELLO PINHEIRO

**ESTUDO DE FALHA DE UMA BOMBA DE ENGRENAGENS PELO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Macaé
2023

JOÃO PEDRO RABELLO PINHEIRO

**ESTUDO DE FALHA DE UMA BOMBA DE ENGRENAGENS PELO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal do Rio de Janeiro,
Campus Macaé, como requisito para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.
Orientador: Lucas Vignoli

Macaé

2023

CIP - Catalogação na Publicação

P654

Pinheiro, João Pedro Rabello

Estudo de falha de um bomba de engrenagens pelo método dos elementos finitos / João Pedro Rabello Pinheiro - Macaé, 2023.
75 f.

Orientador(a): Lucas Lisbôa Vignoli.

Trabalho de conclusão de curso (graduação) - Universidade Federal do Rio de Janeiro, Instituto Politécnico, Bacharel em Engenharia Mecânica, 2023.

1. Método dos elementos finitos. 2. Sistema hidráulico. 3. Engenharia mecânica.
I. Vignoli, Lucas Lisbôa, orient. II. Título.

CDD 624

Ficha catalográfica elaborada pela Biblioteca com os
dados fornecidos pelo(a) autor(a)
Biblioteca Central do Centro Multidisciplinar UFRJ-Macaé
Bibliotecário: Anderson dos Santos Guarino CRB7 – 5280

JOÃO PEDRO RABELLO PINHEIRO

**ESTUDO DE FALHA DE UMA BOMBA DE ENGRENAGENS PELO MÉTODO DOS
ELEMENTOS FINITOS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade Federal do Rio de Janeiro,
Campus Macaé, como requisito para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Lucas Lisbôa Vignoli

Aprovado em __/__/__

Examinado por:

Lucas Lisbôa Vignoli

Marcelo Costa Cardoso

Maurício Aguilár Nepomunoceno de Oliveira

Macaé

2023

AGRADECIMENTOS

Agradeço a toda a minha família e principalmente a minha mãe Marcella e ao meu padrasto Leonardo pelo apoio e paciência ao longo dessa jornada.

Agradeço a todo corpo docente da UFRJ Macaé que cativaram o amor pela engenharia e me proveram os conhecimentos para ingressar no mercado de trabalho desenvolvendo soluções de engenharia.

Agradeço as amizades que fiz dentro desta instituição, que levei para vida e estão do meu lado em todos momentos.

Devo um agradecimento especial ao amigo Hugo Firmino que me acompanhou nesta última etapa da jornada, a Yasmin por me escutar e apoiar nos momentos difíceis. Além dos amigos Vinícius, Lucas, Christian, João Victor, Thaís, Murilo e Hiago que fizeram meus dias dentro desta instituição mais felizes.

Agradeço aos colegas com que incansavelmente estiverem ao meu lado nas longas horas de estudo na biblioteca, nas salas vazias, mesmo em sextas-feiras a noite.

Ao meu orientador Lucas Vignoli pelo apoio, disposição para instruir e ensinar com maestria.

RESUMO

Os sistemas hidráulicos são fundamentais para estrutura industrial, seja atuando cilindro hidráulicos, motores ou no acionamento de ferramentas. Após a revolução industrial e desenvolvimento de linhas de montagem até a presente indústria 4.0, a automação industrial veio a pauta. Em busca de qualidade elevada e produção *just in time*, as plantas industriais ganharam complexidade.

Estes sistemas são o coração das máquinas pesadas, como escavadeiras, empilhadeiras e carregadeiras. Submetidas às cargas extremas, estes tipos de máquinas utilizam o princípio da prensa hidráulica executar atividades que exijam uma potência elevada.

Cumprindo o papel de transporte e pressurização dos fluidos, as bombas são submetidas a variações de pressão elevadas, às vezes em pulsantes, as quais podem trazer avarias para sua estrutura ao longo do tempo.

O modelo em estudo é uma bomba de engrenagem três estágios instalada na máquina empilhadeira Hyundai 16T. Submetida a pressões superiores a 125bar, esta bomba sofre falha semelhantes em períodos de tempo de alguns meses. Ocorre o surgimento de uma trinca no corpo do estágio central que se propaga pelo fio de rosca do engate de saída da câmara.

O trabalho visa então investigar a causa da falha através de levantamento de hipóteses baseado em dados.

Para isso, foi necessário realizar um estudo pelo método dos elementos finitos através do *software Ansys*, onde foi possível constatar uma falha de procedimento de torqueamento de conexões hidráulicas é capaz de provocar a trinca no corpo da bomba.

PALAVRAS-CHAVE: Sistema Hidráulico. Falha. Bomba de Engrenagens. Ansys.

ABSTRACT

Hydraulic systems are essential for industrial infrastructure, whether it is used in hydraulic cylinders, motors, or tool actuation. After the industrial revolution and the development of assembly lines up to the present Industry 4.0, industrial automation came into focus. In search of high quality and just-in-time production, industrial plants have become more complex.

These systems are the heart of heavy machinery, such as excavators, forklifts, and loaders. Subjected to extreme loads, these types of machines use the principle of hydraulic press to perform activities that require high power.

Serving the purpose of fluid transport and pressurization, hydraulic pumps are subjected to high-pressure variations, sometimes in pulsating form, which can cause structural damage over time.

The model under study is a three-stage gear pump installed in the Hyundai 16T forklift. Subjected to pressures exceeding 125 bar, this pump experiences similar failures within a few months. A crack appears in the body of the central stage, propagating through the threaded wire of the chamber's outlet coupling.

The objective of this work is to investigate the cause of the failure through hypothesis generation based on data. For this purpose, it was necessary to conduct a finite element analysis study using the Ansys software, which allowed us to identify that improper torquing of hydraulic connections can cause the crack in the pump body.

KEYWORDS: Hydraulic System. Fail. Gear Pump. Ansys.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Desenho esquemático do Guindaste de Armstrong (Hydraulic Crane, 2023)..... | 18 |
| Figura 2 – Empilhadeira 16T em processo de montagem de riser. | 20 |
| Figura 3 - Sistema Hidráulico básico (Elias Faustino, 2019). | 15 |
| Figura 4 - Categorias de bombas hidráulicas (BRASIL, 2010)..... | 16 |
| Figura 5 – Curva de altura manométrica x vazão para bomba centrífuga (“Catálogo Geral de Bombas Hidráulicas THEBE, 2019”)..... | 17 |
| Figura 6 – Funcionamento de bomba centrífuga (Loxan Degraus, 2019). | 18 |
| Figura 7 – Performance teórica da bomba de deslocamento positivo (Urquhart e Wordley, 1997). | 19 |
| Figura 8 – Subclasses de bomba de deslocamento Positivo | 20 |
| Figura 9 – Modelos construtivos de bombas de deslocamento positivo. | 20 |
| Figura 10 – Bomba de engrenagens externas simples (Lana, 2005)..... | 22 |
| Figura 11 – Deslocamento volumétrico de uma bomba de engrenagens externas (Henn, 2006). | 23 |
| Figura 12 – Perfil de pressão no interior da bomba de engrenagens (Gotz, 1991)..... | 24 |
| Figura 13 – Vista de corte do interior da bomba indicando os anéis de vedação (Gotz, 1991). | 24 |
| Figura 14 – Volume confinado de fluido entre canais de descompressão (Gotz, 1991). | 25 |
| Figura 15 – Simbologia da válvula direcional (Moreira, 2012)..... | 26 |
| Figura 16 – Simbologia da válvula direcional. | 26 |
| Figura 17 – Simbologia de acionamento de válvulas direcionais (Moreira, 2012). | 26 |
| Figura 18 – Disposição interna de uma válvula direcional de carretel 4/2 vias (Moreira, 2012). | 27 |
| Figura 19 – Catálogo de válvulas Gepef (Gepef, 2021). | 28 |
| Figura 20 – Válvula de alívio ("Constituição de uma válvula de segurança", 2021). | 28 |
| Figura 21 – Características de performance de uma válvula de alívio (Palmieri, 2021). | 29 |

| | |
|--|-----------|
| Figura 22 – Atuador linear de dupla câmara (Itajaí Hidráulica, 2020)..... | 30 |
| Figura 23 – Atuador hidráulico rotativo (Marinho, 2020)..... | 31 |
| Figura 24 – Manifold (Catálogo Parker, 2020). | 32 |
| Figura 25 – Acumulador Hidropneumático (Quality Hidryalics). | 33 |
| Figura 26 – Causas de Falhas em bombas de Engrenagens (AMORIM, 2004)..... | 34 |
| Figura 27 – Desgaste de uma câmara de bomba de engrenagem por abrasão ("Guia de limpeza Rexroth", Bosch Rexroth LTDA do Brasil, 2009)..... | 35 |
| Figura 28 – Categorias de pureza de óleo segundo ISO 4406 (Rexroth, 2009)..... | 35 |
| Figura 29 – Amostra de óleo hidráulico XP 46. | 36 |
| Figura 30 – Implosão de bolhas (MC ROMERO, 2018)..... | 37 |
| Figura 31 – Ampliação do efeito dos micro-jatos (BAZANNINI, COSTA LIMA, UNFER; 2019)..... | 38 |
| Figura 32 – Analisado PMI pelo método XRF. | 41 |
| Figura 33 – Indicação da trinca no corpo da bomba..... | 42 |
| Figura 34 – Bomba Hybel modelo 12113016020..... | 44 |
| Figura 35 – Bomba de engrenagens (Hyundai Construction Equipment Brasil LTDA, 2016). | 45 |
| Figura 36 – Teste de composição química pelo método de Positive Material Identification. | 46 |
| Figura 37 – Durômetro brinell (A), Ensaio de dureza (B), Análise da identificação (C). | 47 |
| Figura 38 - Ajuste da equação | 49 |
| Figura 39- Ajuste da correlação entre dureza Brinell e a resistência a escoamento (S_e)..... | 49 |
| Figura 40 – Circuito Hidráulico do sistema de freio (Hyundai Construction Equipment..... | 51 |
| Figura 41 – Imagem aumentada de amostra de óleo (Unax Offshore, 2022)..... | 52 |
| Figura 42 – Laudo de partículas (Unax, 2022). | 53 |
| Figura 43 – Espectrometria da amostra de óleo (Unax Offshore, 2022)..... | 53 |
| Figura 44 – Medida do Módulo de elasticidade volumétrico para o fluido a 40° (Karjalainen; Karjalalainen; Huhtala; 2012)..... | 54 |
| Figura 45 – Esquema de teste pelo método de expansão..... | 55 |
| Figura 46 – Índícios de sobre torque na superfície flangeada da carcaça. | 57 |
| Figura 47 - Torquímetro digital (Catálogo de equipamentos; Yanguí Equipamentos; 2018), | 58 |

| | |
|---|----|
| Figura 48 – Tabela de coeficientes de fricção nas roscas (Guia de fixadores; Gedore do Brasil)..... | 59 |
| Figura 49 – Tabela de coeficientes de fricção nas roscas (Guia de fixadores; Gedore do Brasil)..... | 59 |
| Figura 50 – Fluxo de força para um parafuso sob tração (JUVINALL; MARSHEK 2006). | 60 |
| Figura 51 – Distribuição de carga sobre rosca 60° (Stanley, 2016)..... | 61 |
| Figura 52 – Modelo 3D desenvolvido no software Solidworks..... | 63 |
| Figura 53 – Divisão da geometria em superfícies. | 63 |
| Figura 54 – representação esquemática da área de contato. | 64 |
| Figura 55 – Definição de contato entre roscas..... | 65 |
| Figura 56 – Definição de contato entre bomba e colar. | 66 |
| Figura 57 – Aplicação de forças e restrição de graus de liberdade. | 66 |
| Figura 58 - -Elemento PLANE183 (a) e Elemento CONTA172 (b)..... | 68 |
| Figura 59 – Malha 06 (110394 nós). | 68 |
| Figura 60 – Análise de tensão de Von Mises ao longo da aresta de contato entre flange e carcaça..... | 69 |
| Figura 61 - Gráfico de convergência de malha..... | 70 |
| Figura 62 - Tensões de von Mises para frações do torque total: 51%, 79%, 100% e 102% | 72 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1– Custo por troca de componente. | 43 |
| Tabela 2 – Dados de deslocamento volumétrico da bomba. | 45 |
| Tabela 3 - Tabela de propriedades mecânicas da liga de alumínio 5086 (Matweb, acesso 08/07/2023). | 47 |
| Tabela 4 – Correção de equação 14. | 48 |
| Tabela 5 – Dados para cálculo equação de Joukowsky. | 56 |

SUMÁRIO

| | |
|-----------|---|
| 1. | |
| 1.1 | Motivação 18 |
| 1.2 | Objetivo Geral 20 |
| 1.3 | Objetivos específicos..... 21 |
| 1.4 | Estrutura do trabalho 21 |
| 2. | REVISÃO BIBLIOGRÁFICA..... 14 |
| 2.1 | Configuração Básica de um Sistema Hidráulico 14 |
| 2.1.1 | Reservatório Hidráulico 15 |
| 2.1.2 | Bomba Hidráulica 16 |
| 2.1.2.1 | Bomba Hidrodinâmicas 17 |
| 2.1.2.2 | Bomba Hidroestáticas 19 |
| 2.1.2.3 | Bomba de Engrenamento Externo..... 21 |
| 2.1.3 | Válvulas direcionais 25 |
| 2.1.4 | Válvulas Retenção..... 27 |
| 2.1.5 | Válvulas de alívio..... 28 |
| 2.1.6 | Atuadores hidráulicos..... 29 |
| 2.1.7 | <i>Manifolds</i> 32 |
| 2.1.8 | Acumuladores de Hidropneumáticos 32 |
| 2.2 | Falhas em equipamentos Hidráulicos..... 33 |
| 2.2.1 | Contaminação de Fluido Hidráulico 34 |
| 2.2.2 | Cavitação..... 37 |
| 2.2.3 | Sobrepessão..... 39 |
| 2.3 | Identificação de Materiais 40 |
| 3 | METODOLOGIA 42 |
| 4. | Simulação de elementos finitos..... 62 |
| 5. | RESULTADOS e discussões 71 |
| 6. | Conclusão..... 73 |
| | REFERÊNCIAS 74 |
| | Bibliografia..... 75 |
| | ANEXO 1 – sistema hidráulico de freios..... 77 |

1. INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

Durante o século XVIII, o mecânico inglês Joseph Bramah desenvolveu, utilizando do Princípio de Pascal, um invento que mudaria a Indústria. Em meio a revolução industrial, a prensa hidráulica permitiu a otimização de processos de fabricação, produzindo de forma mais eficiente, rápida e confiável (International Correspondence School, 1897)

Décadas após, outro passo importante na hidráulica foi dado por William George Armstrong que projetou o primeiro guindaste hidráulico, elevando o porto de Newcastle a um dos mais movimentados da Inglaterra, como na Figura 1. Seu funcionamento se dava por lastros de água instalados na haste do cilindro principal posicionado verticalmente. Os lastros tinham seu volume variável, e quando enchidos faziam que o fluido no interior do cilindro fosse pressionado e forçado a fluir pelos dutos, assim preenchendo os atuadores horizontais que por sua vez recolhiam os cabos de içamento (Science Museum Collection, 2012) .

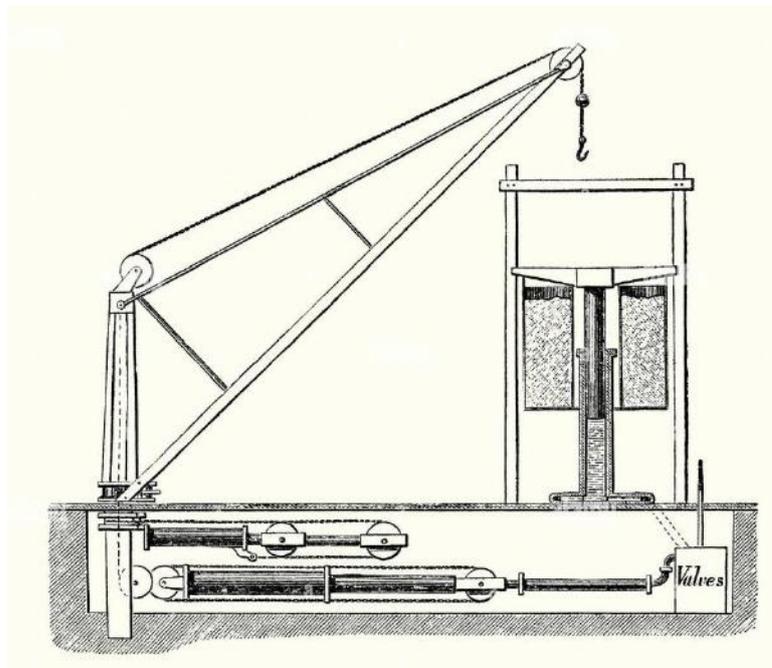


Figura 1 – Desenho esquemático do Guindaste de Armstrong (Hydraulic Crane, 2023).

Na atualidade os sistemas hidráulicos são largamente utilizados em processos fabris, seja na automatização de máquinas e processos. O uso do fluido confinado como método de transmissão de energia apresenta inúmeras vantagens frente aos mecanismos clássicos como correias, engrenagem, fusos e correntes. A flexibilidade dos componentes e a sua dimensão

reduzida permite que diversos sistemas de um mesmo dispositivo recebam energia de uma única fonte de potência. Além disso, as diversas possibilidades de configurações esquemáticas conferem maior precisão na transmissão de movimento e força.

O setor de equipamentos móveis é um grande precursor desta tecnologia, e fornece equipamentos que exploram das vantagens da hidráulica, atendendo com versatilidade diversas categorias. Na agricultura com colheitadeiras, na construção civil com tratores e Plataformas Móveis de trabalho, no setor de mineração com retroescavadeiras, entre outros.

Não diferente de qualquer setor da indústria, o ramo de exploração de petróleo é dependente das máquinas hidráulicas. Por exemplo, a empilhadeira tem papel essencial seja no apoio à logística de equipamentos ou processos.

Como um mercado volátil e exposto às políticas internacionais, é essencial a confiabilidade e disponibilidade dos equipamentos produtivos para entregar demandas dentro do prazo determinado.

Para conferir confiabilidade a um equipamento é necessária uma investigação profunda das falhas, buscando encontrar a causa raiz do problema. Mas na maioria das ocasiões, encontrar a fonte dos defeitos é tarefa árdua para os engenheiros, pois indicadores de performance podem estar mascarados por outros desvios concomitantes.

A não adoção desta prática eleva consideravelmente os custos de manutenção das máquinas, pois componentes meramente substituídos são submetidos às mesmas condições que provocaram falhas anteriores, por consequência sua vida útil é comprometida.

O componente em análise neste estudo, uma bomba de engrenagens de um sistema hidráulico de uma empilhadeira Hyundai 160d-7e, utilizada em fábrica de *risers* de perfuração de poços de petróleo, o modelo é representado na Figura 2. Além da função de logística de peças e insumos, o equipamento tem papel essencial no procedimento de montagem de desmontagem das tubulações.

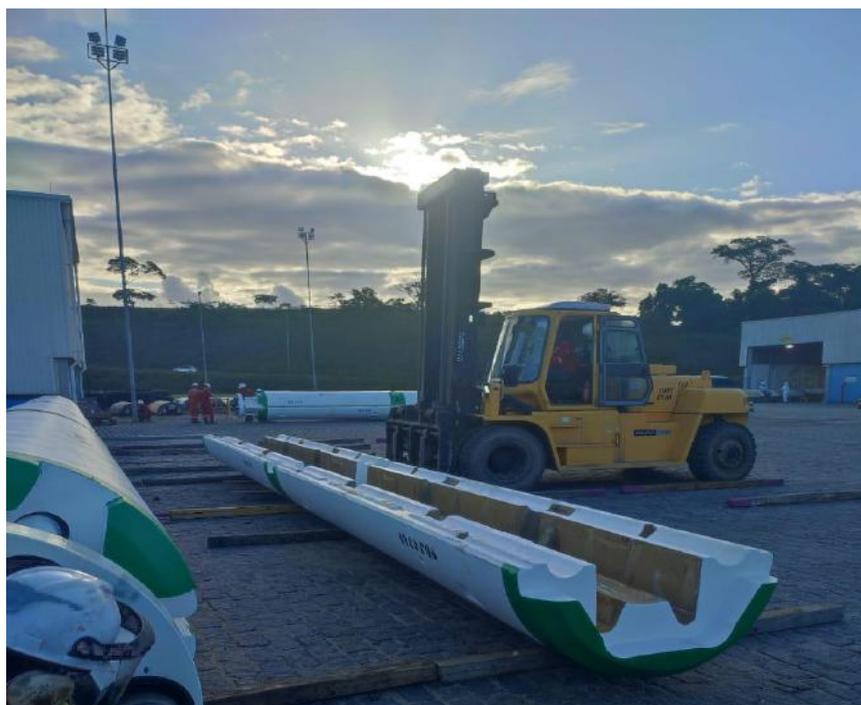


Figura 2 – Empilhadeira 16T em processo de montagem de *riser*.

O componente mecânico supracitado apresentou no período de 18 meses o mesmo defeito em três recorrências, gerando um prejuízo financeiro com *spare parts* de R\$ 18mil e um *downtime* total da máquina de 72 horas.

O primeiro indicativo do defeito foi a formação de acúmulo de óleo hidráulico sobre o solo, o que pode acarretar em contaminação dos lençóis freáticos e possibilidade de multas por parte da Secretaria do Meio Ambiente (SEMA). Então, o equipamento foi inspecionado e identificado o vazamento na bomba hidráulica. Através de uma análise minuciosa foi possível detectar uma trinca propagada ao longo da rosca na saída de pressão que alimenta o sistema de freio da máquina.

1.2 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é realizar uma investigação sobre a falha recorrente de uma bomba de engrenagens de tripla câmara instalada ao sistema hidráulico da máquina empilhadeira Hyundai 160d-7e. De forma a encontrar a causa raiz do problema e propor uma solução que confira uma maior confiabilidade do equipamento.

1.3 Objetivos específicos

- 1 – Realizar levantamento de dados do sistema
- 2 – Analisar visualmente e levantar hipóteses sobre a causa falha
- 3 – Elaborar modelo 3D no *software Solidworks* para representação
- 4 – Simular esforços críticos na carcaça da bomba através de *Software Ansys*
- 5 – Propor solução para o Sistema Hidráulico

1.4 Estrutura do trabalho

Ao longo do estudo é desenvolvido uma investigação de falha mecânica da carcaça da bomba de engrenagens. A primeira etapa consiste no levantamento de dados do componente e do sistema hidráulico como um todo. A segunda etapa envolve o levantamento de hipóteses sobre as possíveis condições de funcionamento que tenham proporcionado a falha. A terceira etapa consiste na modelagem 3D do componente no *software Solidworks*, seguido para simulação e análise dos esforços atuantes para cada situação mecânica crítica pontuada no levantamento de hipóteses. A última etapa visa propor uma solução para a hipótese de falha que for mais plausível.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A manutenção industrial é fundamental no sistema produtivo de qualquer ramo. A disponibilidade e confiabilidade dos equipamentos refletem diretamente nos resultados da empresa, seja em números produtivos ou na redução de custos operacionais.

O papel do engenheiro neste campo é desenvolver planos de manutenção preventiva e preditivas eficientes, visando reduzir a ocorrência de manutenções corretivas que são dispendiosas e causam *downtime*. E para isso, é necessário se basear em manuais, analisar projetos de máquina e investigar as falhas a fim de preveni-las através da análise de causa raiz.

A tarefa de investigação de falhas nem sempre é simples, muitos dados são segredos industriais, o que dificulta a elaboração de laudos. Cabe ao engenheiro projetar diversos cenários englobando as possíveis divergências entre dados utilizados e os reais indisponíveis.

Este capítulo aborda o conhecimento básico dos elementos dos sistemas hidráulicos, assim como as principais causas de falha nas bombas de engrenagens.

2.1 Configuração Básica de um Sistema Hidráulico

A etimologia da palavra Hidráulica, provém do grego *Hydra* que significa água e *Aulos* que significa condução. Este campo da física, estuda o comportamento de fluídos em repouso e em movimento. A engenharia por sua vez tem o foco de estudo na transmissão de energia através fluido para execução de trabalho de forma eficiente.

A versatilidade e vasta possibilidade de configurações faz com que esse tipo de sistema seja aplicado em gama de equipamentos, desde máquinas brutas de exploração de minério à braços robóticos em linhas de montagem complexas.

Um do circuito hidráulico mais simples, tem função de atuar o cilindro de dupla ação na transmissão de movimento linear. Os componentes essenciais em qualquer disposição esquemática estão representados na Figura 3.

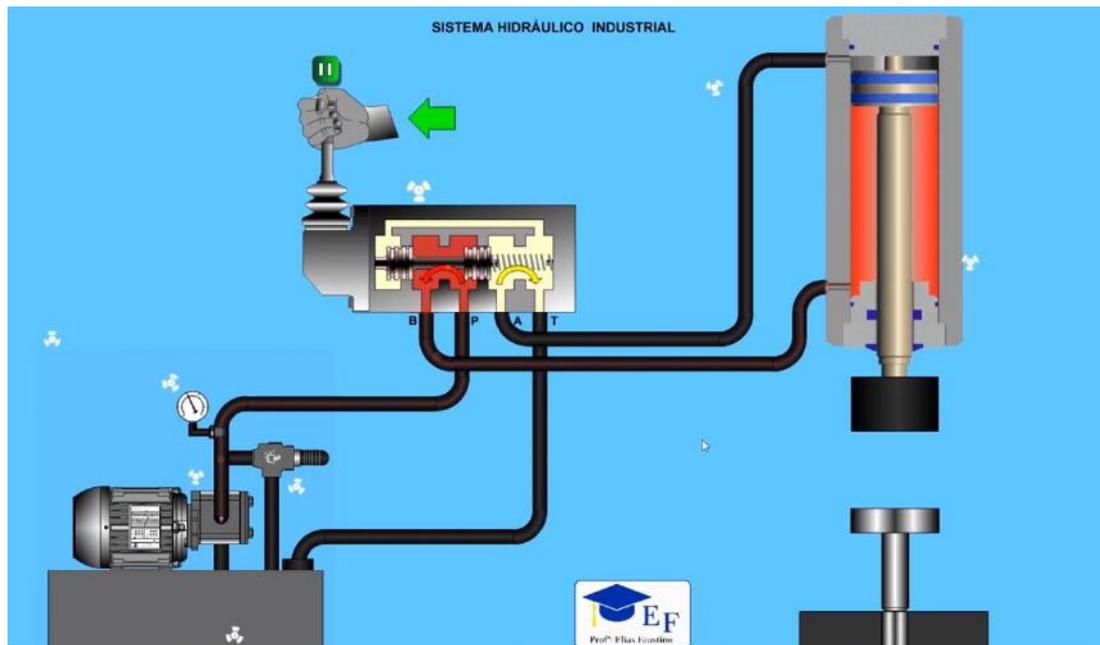


Figura 3 - Sistema Hidráulico básico (Elias Faustino, 2019).

2.1.1 Reservatório Hidráulico

O reservatório armazena o fluido hidráulico, e são raras ocasiões em que ele não é empregado ao sistema, pois tem funções essenciais para o bom funcionamento do mesmo.

O fluido ao ter fluxo restringido por diminuição de área de escoamento ou por ter essa seção completamente obstruída por meio do acionamento de uma válvula, faz com que a pressão dentro do condutor se eleve. Ao escoar, o fluido acelerado é exposto à força de atrito com as paredes do circuito e parte desta energia cinética é convertida em energia térmica.

Dentre as principais funções do reservatório hidráulico estão:

- Fornecer um escape para uma possível entrada de ar nos sistemas hidráulicos
- Decantar partículas sólidas que contaminam o fluido
- Dissipar calor do fluido dispensado da saída do sistema hidráulico

Estes componentes devem ser dimensionados de acordo com volume total do sistema, vazão da bomba e calor gerado durante o circuito. Segundo Moreira (2012), o reservatório ter capacidade de duas a três o valor da taxa nominal da bomba, garantindo eficiência nas funções supracitadas.

2.1.2 Bomba Hidráulica

O motor tem finalidade de movimentar a bomba, que por sua vez tem a função de gerar fluxo no sistema. Ou seja, converte energia mecânica em energia hidráulica. Sendo assim, a vazão desse conjunto está diretamente relacionada à velocidade atuação do cilindro ou de um motor hidráulico alimentado por esse fluxo.

A Potência Hidráulica, pode ser obtida pela equação (1):

$$P_H = \frac{H_{mt} Q \rho g}{75} \quad (1)$$

onde, H_{mt} é altura manométrica da bomba em m, Q é vazão em m^3 , ρ é massa específica do fluido em Kg/m^3 , g é gravidade em m^2/s

Segundo Moreira (2002), as bombas possuem diferentes métodos construtivos e aplicações, mas em todas elas a ação mecânica produz um vácuo parcial no pórtico de entrada, fazendo com que a pressão atmosférica empurre o óleo do reservatório para dentro da bomba, através da linha de sucção. O fluido no interior na bomba é então forçado para fora pelo mecanismo interno, gerando fluxo hidráulico no pórtico de saída.

Existem dois grandes grupos de bombas hidráulicas, as hidrodinâmicas ou deslocamento não positivo e as hidrostáticas ou deslocamento positivo. Esses dois grupos se dividem em outras subcategorias, conforme apresentado ver na Figura 4.



Figura 4 - Categorias de bombas hidráulicas (BRASIL, 2010).

2.1.2.1 Bomba Hidrodinâmicas

Este tipo de bomba opera pela força centrífuga aplicada ao fluido. No interior do dispositivo, o fluido é acelerado por um rotor para que adquira energia cinética e que posteriormente realize a transformação de energia mecânica que é dotado.

“Essas bombas não possuem uma vedação perfeita entre os pórticos de entrada e de saída, reduzindo a vazão com o aumento da resistência ao fluxo, além de tornar a capacidade de pressão dependente da rotação. Por essa razão, estas bombas são empregadas apenas para transferência de um local para o outro, onde as únicas resistências ao fluxo são o próprio peso do fluido e do atrito” (Moreira, 2002).

Portanto, esse grupo de bombas é raramente utilizado em sistemas hidráulicos visto que o acionamento de um atuador demandando maior carga na bomba afetaria diretamente sua capacidade de gerar fluxo, resultando em acionamentos com velocidade variável indesejada e suscetível a falhas repentinas, conforme observado na Figura 5.

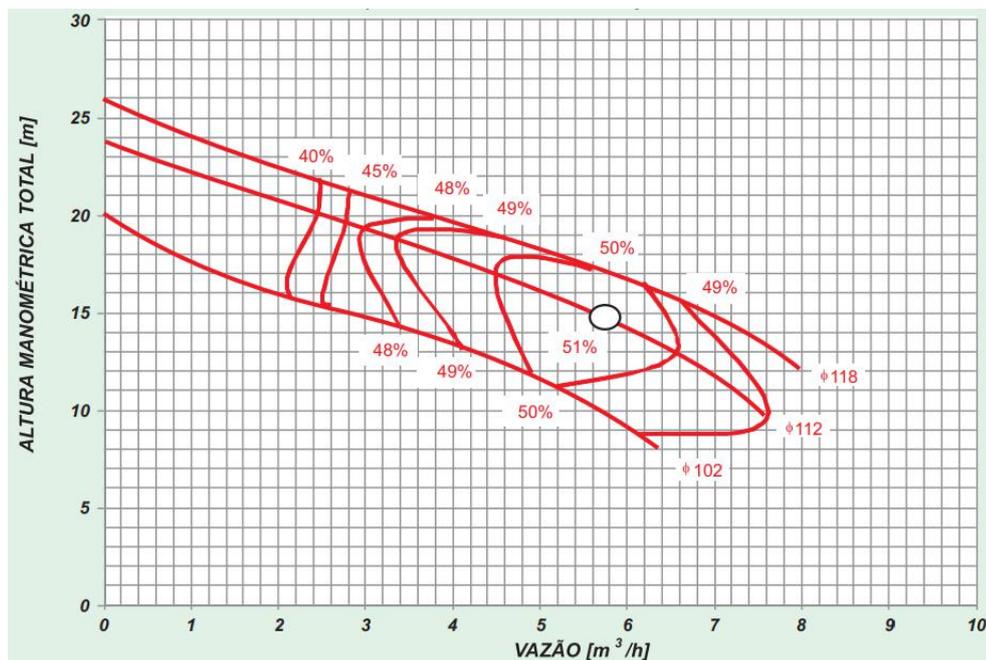


Figura 5 – Curva de altura manométrica x vazão para bomba centrífuga (“Catálogo Geral de Bombas Hidráulicas THEBE, 2019”).

O principal modelo construtivo desta classe é a bomba centrífuga ou radial, constituída de um rotor acoplado a um eixo motor, que recebe o fluido em seu centro e o aceleram através

das aletas. O fluido acelerado é então direcionado a voluta, onde é pressurizado ao percorrer um caminho de diâmetro progressivo, vide Figura 6.

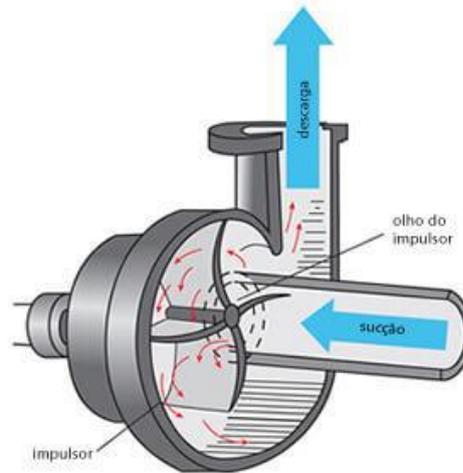


Figura 6 – Funcionamento de bomba centrífuga (Loxan Degraus, 2019).

2.1.2.2 Bomba Hidroestáticas

Segundo Hybel(2019) as bombas hidrostáticas ou de deslocamento positivo são aquelas que a energia é fornecida ao fluido sobre forma de pressão ao invés de acelerá-lo. Assim sendo, a movimentação do fluido é diretamente causada pela movimentação de um órgão mecânico da bomba que obriga o fluido a executar um movimento a que está animado.

Seu modelo construtivo confere vedação efetiva entre pórticos de entrada e de saída, garantindo a capacidade volumétrica constante independente da pressão do sistema. Pode-se analisar este comportamento através o gráfico representado na Figura 7.

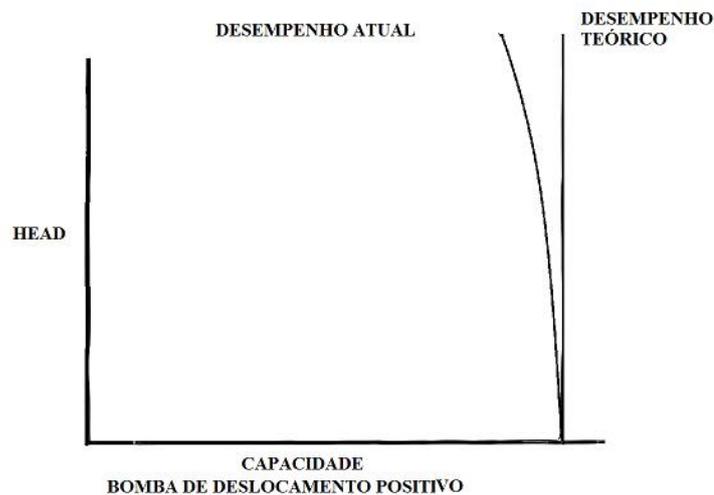


Figura 7 – Performance teórica da bomba de deslocamento positivo (Urquhart e Wordley, 1997).

A capacidade teórica de fluido deslocado por rotação permanece constante independente da pressão. Na prática há um pequeno desvio proporcionado por forças de arraste e aumento de correntes de retorno.

Foram desenvolvidos diversos modelos construtivos desta categoria de bomba, cada um com uma especificidade para atender uma demanda. Pode-se observar na Figura 8 a disposição dos subgrupos e segregações desta categoria.



Figura 8 – Subclasses de bomba de deslocamento Positivo ("Máquina Termohidráulicas de Fluxo", 2010).

Na Figura 9, estão representados os principais modelos citados acima, sendo o item "B" o de maior presença em sistemas hidráulicos em geral e será o indivíduo de estudo do trabalho.

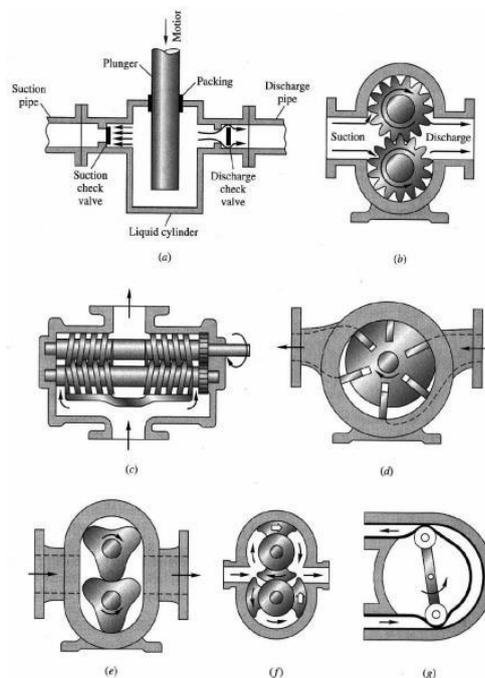


Figura 9 – Modelos construtivos de bombas de deslocamento positivo.

De acordo com Henn (2006), a Equação (2) pode ser utilizada para calcular a energia fornecida ao fluido em qualquer tipo de bomba de deslocamento positivo:

$$Y = \frac{(P_d - P_a)}{\rho} - \frac{(c_d^2 - c_a^2)}{2} + g(z_d - z_a) \quad (2)$$

onde, Y é energia que o líquido recebe ao passar pela bomba, em J/kg, P_d é pressão na descarga da bomba em N/m², P_a é pressão na admissão da bomba em N/m², ρ é a massa específica do líquido bombeado em N/m², C_d é velocidade do líquido da descarga da bomba em m/s, C_a é a velocidade do líquido na admissão da bomba em m/s, Z_d é a cota ou nível de referência da descarga da bomba em m e Z_a é a cota ou nível de referência da admissão da bomba em m.

2.1.2.3 Bomba de Engrenamento Externo

As bombas de engrenagem é o tipo de bomba hidrostática mais presente em equipamentos industriais. Sua característica de proporcionar um fluxo contínuo, assim como nas bombas de centrífugas e sua invariabilidade de vazão em função da pressão de descarga, engrandece suas possibilidades de aplicação.

De acordo com Silva, Ilo (2012), em sua concepção mais simples, é composta de um par de engrenagens iguais, sendo uma movida e outra motora, montadas dentro de uma carcaça justa, geralmente em forma de elipse, como esquematizado na Figura 9. A engrenagem motora é acionada pelo eixo de saída e arrasta a engrenagem movida no sentido de rotação contrário ao seu. Ao girarem, as engrenagens produzem um vácuo parcial no pórtico de entrada, fazendo com que a pressão atmosférica empurre o óleo para dentro da carcaça da bomba, através da linha de sucção.

Uma vez dentro da bomba o óleo é conduzido nos espaços formados entre os dentes das engrenagens e a superfície interna da carcaça até o pórtico de saída, onde então é empurrado para o circuito hidráulico.

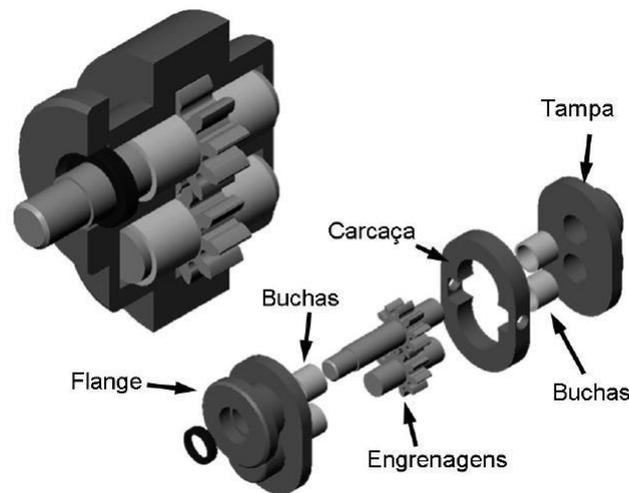


Figura 10 – Bomba de engrenagens externas simples (Lana, 2005).

Apesar de na teoria a capacidade deste tipo de bomba ser reconhecido por não alterarem o volume de fluido deslocado em cada giro da engrenagem, independente da altura manométrica na saída de pressão, na prática há uma pequena perda. Henn (2006), indica que este volume deslocado é ligeiramente reduzido em razão das perdas por fugas entre engrenagens e a carcaça, presença de ar ou gases no líquido bombeado, ou mesmo, pelo retorno à câmara de sucção de uma pequena parcela de líquido que fica retido na reentrância entre dois dentes, já que o volume deste vão é maior que o do dente que ali penetra durante o engrenamento.

A vazão teórica; aquela relativa ao volume deslocado entre os dentes das engrenagens, desprezando os vazamentos interno é o primeiro fator considerado na seleção de projeto. Esta grandeza, está diretamente atrelada à seção das câmaras formadas entres dentes e carcaça da bomba. (LISINGEN, 2001), indica que o deslocamento volumétrico teórico pode ser determinado por:

$$D_{tc} = \frac{2Abz}{2\pi} \quad (3)$$

onde, D_{tc} é deslocamento volumétrico teórico da bomba em m^3/rad , A é área da seção transversal de cada célula de transporte de fluido em m^2 , b é largura da engrenagem em m e z é o número de dentes de uma engrenagem

Como o cálculo da área entre dois dentes depende do formato do mesmo, torna-se uma tarefa complicada matematicamente para aqueles que não dispõe dos dados de projeto da bomba.

Palmieri (2000), em “Manual de hidráulica básica” propõe uma expressão aproximada para o cálculo de vazão de bombas de engrenagens:

$$Q = 212,29 b E (D_e - E)n \quad (4)$$

onde, Q é vazão recalçada em m^3/h , D_e é o diâmetro exterior das engrenagens em m, n é a velocidade de rotação em rpm, b é a largura das engrenagens em m, E é a distância entre os centros das engrenagens em m.

O isolamento entre as câmaras de pressão e de aspiração é assegurado pelo engrenamento das rodas. Na periferia, é o ajuste entre as cristas dos dentes e a carcaça da bomba que o conferem, complementando a vedação radial. No caso de uma bomba ideal, a formação de pressão na periferia das rodas dentadas verifica-se como na Figura 12 - A, por impulsos de uma câmara para outra através dos ajustes na cabeça dos dentes. No entanto, na prática a formação de pressão se dá de modo mais abrupto. (GOTZ ,1991)

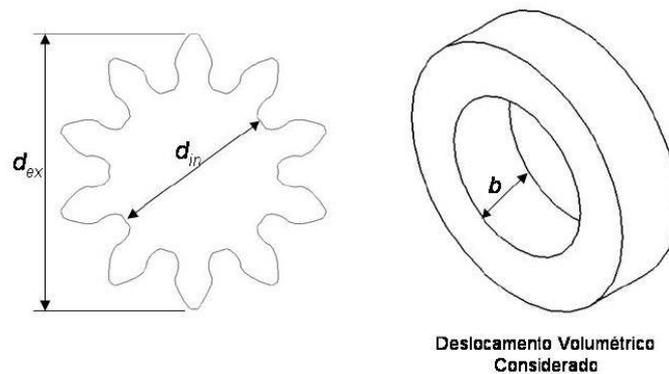


Figura 11 – Deslocamento volumétrico de uma bomba de engrenagens externas (Henn, 2006).

É possível observar a comparação entre o perfil teórico e mais próximo do real na Figura 12 (B). Para bombas mais novas, onde as folgas entre dentes e carcaça são mais justas, é de se esperar que esse aumento de pressão seja ainda mais repentino, visto menor área de comunicação entre câmaras.

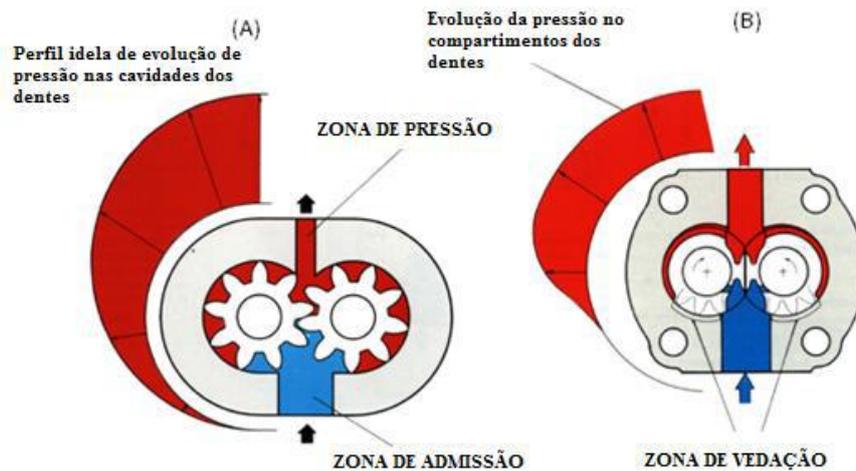


Figura 12 – Perfil de pressão no interior da bomba de engrenagens (Gotz, 1991).

Já a vedação axial, entre os flancos dos dentes do lado da pressão é garantida pelas chumaceiras, que tem função também de mancal para os eixos das rodas dentadas GOTZ (1991). Os anéis de vedação Du delimitam as áreas de alta e baixa pressão nas faces de contato entre tampa de fechamento das bombas e as chumaceiras, formando duas câmaras preenchida por óleo que flui entre a folga entre chumaceira e carcaça, o óleo sobre pressão resulta em força axial sobre os mancais o pressionando contra as engrenagens e proporcionando o isolamento, vide Figura 13.

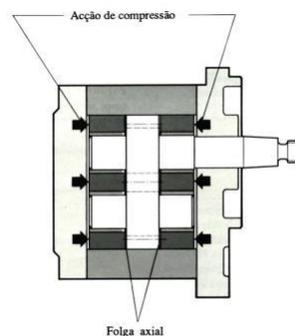


Figura 13 – Vista de corte do interior da bomba indicando os anéis de vedação (Gotz, 1991).

Uma fuga de vazão é inevitável para este modelo construtivo. No “Manual de Hidráulica básica”, GOTZ (1991) indica que um volume de óleo fica confinado durante o engrenamento, no espaço entre os flancos de dois pares de dentes em contato, e este volume varia de acordo com a rotação. Então, para evitar eventuais picos de pressão, é previsto nos anéis de chumaceira canais para ligação deste volume de óleo ao orifício de aspiração como indicado na Figura 14.

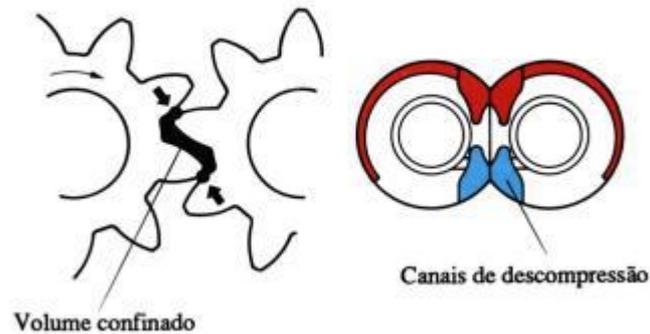


Figura 14 – Volume confinado de fluido entre canais de descompressão (Gotz, 1991).

2.1.3 Válvulas direcionais

São elementos que direcionam o fluxo dentro do circuito, comandando partidas, paradas e inversões de motores hidráulicos ou atuadores. Na configuração da Figura 15, a válvula direcional é acionada mecanicamente por uma alavanca e retorna à posição inicial por carga da uma mola.

Na posição de origem, o componente direciona o fluxo gerado pela bomba para saída “B”, recolhendo a haste do cilindro. Quando a câmara inferior é completamente preenchida, a pressão começa a subir até o limite de atuação da válvula de alívio, a pressão ao superar esta marca faz com que a passagem da válvula de alívio se abra, direcionando o fluxo para o tanque.

Segundo Moreira (2012), as válvulas direcionais são caracterizadas quanto ao número de posições de comando, número de vias e o tipo de acionamento.

O número de posições de comando é representado na simbologia de hidráulica por um quadrado, cada um deles indica uma posição de comando, Moreira (2012). Por exemplo, na Figura 15, a válvula direcional tem duas posições de comando, uma delas direciona o fluxo para câmara superior do atuador e a outras para câmara inferior.

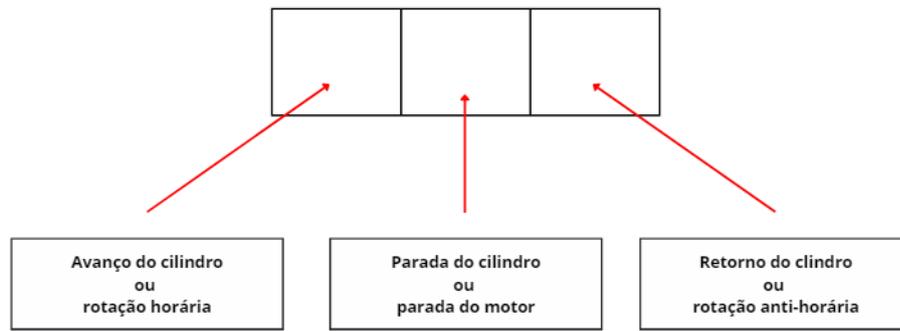


Figura 15 – Simbologia da válvula direcional (Moreira, 2012).

Já o número de entradas e saídas em cada câmara de comando são o número de vias. Para o exemplo representado na Figura 16, a válvula possui 4 vias.

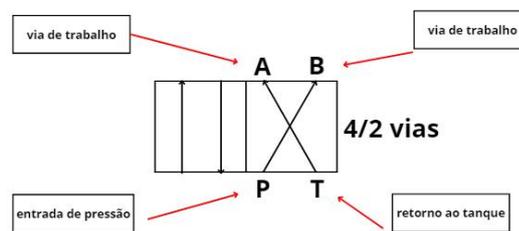


Figura 16 – Simbologia da válvula direcional.

O tipo de acionamento definido como a válvula irá passar de uma posição de comando para outro refletindo do sistema hidráulico o comando desejado de quem opera a máquina.

A Figura 17 demonstra os diversos tipos de acionamentos possíveis e suas simbologias para fins de representação em um esquema.

| AÇÃO MUSCULAR | | AÇÃO MECÂNICA | |
|------------------|--|--------------------------------|--|
| manual | | por came | |
| por botão | | rolete mecânico | |
| botão com trava | | rolete escamoteável ou gatilho | |
| por inércia | | | |
| por pedal | | | |
| AÇÃO MECÂNICA | | AÇÃO ELÉTRICA | |
| retorno por mola | | por solenóide | |
| | | duplo por solenóide | |
| | | | |

Figura 17 – Simbologia de acionamento de válvulas direcionais (Moreira, 2012).

As válvulas direcionais contam com três principais construções, de carretel giratório, carretel deslizante e de assento.

No esquema hidráulico em estudo, o modelo utilizado é do carretel deslizante, portanto apenas o mesmo será abordado no decorrer do texto.

“As válvulas de carretel deslizante possuem um êmbolo com ressalto e rebaiços usinados ao longo de seu comprimento, montado no interior de uma carcaça. Esses ressalto e rebaiços tem função de abrir e fechar e fechar as passagens entre pórticos de entrada e de saída, quando o carretel desliza no interior do corpo da válvula”. (MOREIRA, 2012, p.30)

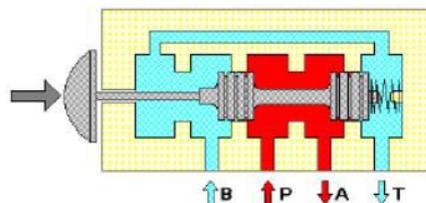


Figura 18 – Disposição interna de uma válvula direcional de carretel 4/2 vias (Moreira, 2012).

Este tipo de válvula demanda uma força baixa para seu acionamento, esta característica possibilita a aplicação de praticamente todos os tipos de acionamento, sendo bem comum o acionamento por solenoides. Portanto, é a mais requisita em projetos hidráulicos.

2.1.4 Válvulas Retenção

As válvulas de retenção têm papel primordial na hidráulica: bloquear o fluxo de um fluido em uma direção. Além da função de proteção, impedindo que determinado componentes seja comprometido por um refluxo a uma pressão não admissível, tem papel funcional garantindo que um cilindro permaneça preenchido por exemplo.

O bloqueio de fluxo se dá pelo assentamento de uma esfera ou uma tampa cônica no ressalto do duto de passagem do fluido, no interior da carcaça da válvula. Este assentamento pode ser por gravidade ou então por carga de uma mola, que deve ser baixa, apenas o suficiente para garantir a vedação do elemento no ressalto.

Existem alguns modelos que variam de aplicação e complexidade, desempenhados algumas outras funções simultâneas. Como as válvulas de retenção com restrição que restringe o fluxo no sentido bloqueado, as válvulas de retenção pilotadas, válvulas de retenção geminadas, retenção em ângulo reto e a mais comum, a de retenção em linha.

Neste modelo, as conexões de entrada e saída estão dispostas em ângulo de 180°, como podemos observar na Figura 19.

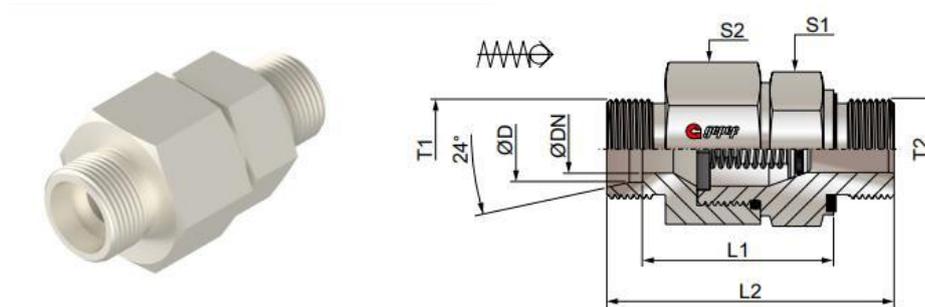


Figura 19 – Catálogo de válvulas Gepef (Gepef, 2021).

2.1.5 Válvulas de alívio

As válvulas de alívio, assim como as de retenção tem função de proteção do sistema e compartilham modelagens muito parecidas. Mas esta, tem função adicional de limitar a pressão no circuito ou em parte dele, a uma grandeza pré-selecionada.

O modelo mais simples e mais utilizado é o de operação direta, representa na Figura 20. Os pórticos de entrada e saída se situam a 90° um do outro e são isolados por um ressalto que assenta um tampão esférico ou em formato cônico, sobre ele atua a carga de uma mola através de uma haste acoplada a ela.

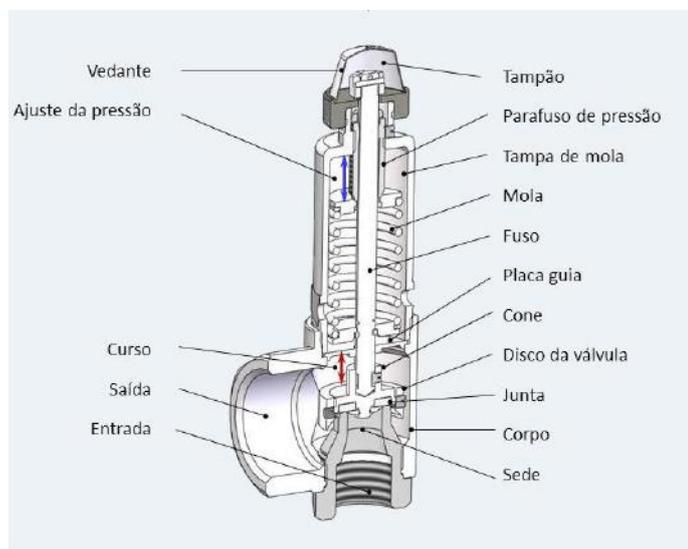


Figura 20 – Válvula de alívio ("Constituição de uma válvula de segurança", 2021).

Segundo Henn (1991), a pressão na qual a válvula começa a abrir é denominada de “pressão de abertura” (*cracking pressure*). A pressão na qual toda a vazão da bomba é desviada para o tanque é denominada “pressão de máxima vazão” (*full flow pressure*) que é maior que a pressão de abertura. Após o alívio, a válvula deve-se fechar novamente para se iniciar um novo ciclo, a pressão deve cair para um nível inferior à pressão de abertura, já que a tendência do óleo é continuar a fluir, a essa pressão é dado o nome de “pressão de reassentamento”.

É possível se observar o comportamento descrito na Figura 21.

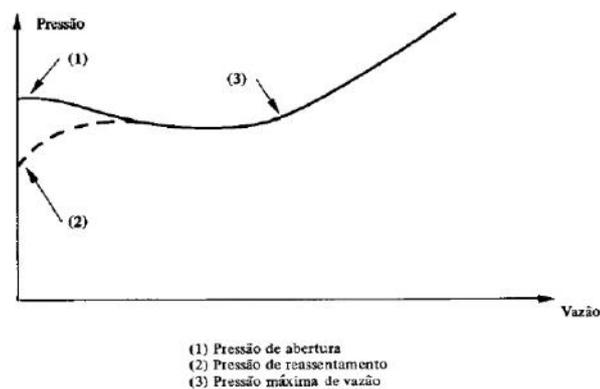


Figura 21 – Características de performance de uma válvula de alívio (Palmieri, 2021).

2.1.6 Atuadores hidráulicos

Estes elementos convertem a energia hidráulica em trabalho. A escolha dos outros componentes do circuito está atrelada a definição dos parâmetros do atuador, é necessário determinar as forças exigidas na operação, o tipo de movimento desejado e a velocidade de trabalho. Na Figura 22, trata-se de um atuador linear de dupla atuação, ou seja, existem duas câmaras isoladas por um êmbolo que quando acionadas pela válvula direcional, avançam ou recuam a haste do atuador.

Moreira (2012), classifica os atuadores da seguinte forma:

- Atuadores lineares:

Os atuadores lineares, também conhecidos como cilindros, transformam a energia hidráulica em mecânica, produzindo movimentos lineares de ida e volta.

- Atuadores rotativos e giratórios:

Os atuadores rotativos e giratórios, também chamados de motores hidráulicos, convertem a energia hidráulica em mecânica, produzindo movimentos circulares rotativos ou giratórios.



Figura 22 – Atuador linear de dupla câmara (Itajaí Hidráulica, 2020).

Os atuadores lineares são formados por um corpo cilíndrico, que aloja haste responsável por transmitir o movimento axial. Na extremidade situada no interior do cilindro, está o êmbolo que por garantir a divisão do tubo em duas câmaras. A força hidráulica oriunda do fluxo de fluido sobre pressão que entra por meio da conexão da câmara A, atua sobre o êmbolo. A pressão atuando sobre a superfície do componente se reflete em uma força linear capaz de realizar trabalho através do movimento da haste. Durante o avanço do êmbolo, uma das câmaras tem seu volume aumentado e preenchido de fluido até o curso máximo do atuador, enquanto a câmara oposta tem seu volume diminuído e o fluido expelido pelo pórtico de saída.

Os atuadores hidráulicos giratórios são também conhecidos como motores hidráulicos. Sua construção parecida com as das bombas, mas realizam a conversão reversa, de energia hidráulica para energia mecânica, esta que é depositada no eixo de rotação.

O fluido ao entrar no pórtico de entrada do motor, encontra o conjunto rotativo como obstáculo para fluir pelo pórtico de saída. A pressão se eleva até o fluxo seja capaz de rotacionar os elementos internos.

“Para determinar o torque de operação dos motores hidráulicos, cada fabricante fornece, geralmente na plaqueta de identificação, o torque nominal, isto é, o momento torçor do motor, em kg.m para cada kgf/cm² de pressão ajustado no sistema hidráulico” (Moreira, 2012)

Conhecido o torque nominal, a pressão do sistema, é possível calcular o torque de operação do motor hidráulico, através da Equação (6) proposta por Moreira (2012).

$$M_t = M_{t\,nom}P \quad (5)$$

onde, M_t torque de operação em gfm, $M_{t\,nom}$ torque , P é pressão de operação em Kgf/cm²

Outro dado geralmente fornecido é deslocamento do motor hidráulico, ou seja, a quantidade de óleo que precisa fluir em seu interior para que complete uma volta completa. Através deste dado, é possível calcular a rotação do eixo do motor hidráulico através da seguinte Equação (6) proposta por Moreira (2012).

$$rpm = \frac{Q1000}{D} \quad (6)$$

onde, rpm rotações por minuto do eixo de saída do motor hidráulico, Q é vazão da bomba em litros por minuto, D é deslocamento do motor hidráulico em cm³/rotação

Em geral, os motores têm princípios de funcionamento e construção bem parecidas com as bombas já apresentadas, os modelos predominantes são motores de engrenagens, de palhetas e planetário.

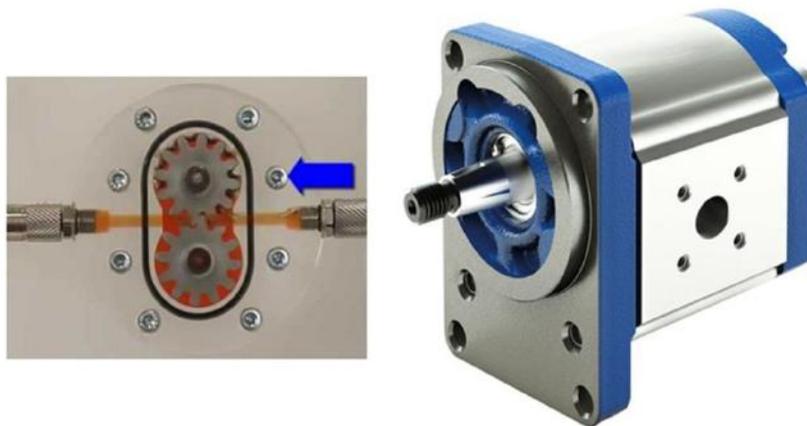


Figura 23 – Atuador hidráulico rotativo (Marinho, 2020).

A Figura 23, representa a construção interna do motor de engrenagens, diferindo da bomba de engrenagens apenas pelo fato dos pórticos de entrada e saída possuírem o mesmo diâmetro, já que devem operar em ambos os sentidos de rotação.

2.1.7 Manifolds

Os *Manifolds* Hidráulicos, são blocos de alumínio usinados que possuem dutos internos por onde o fluido passa, conta também com alojamentos para válvulas, assim pode direcionar e regular o fluxo de um sistema hidráulico.

Estes blocos têm um papel fundamental na otimização do sistema hidráulico, acumulando diversas funções em apenas um componente, dispensando a necessidade de diversas mangueiras e tubulações entre componentes, mais suscetíveis a vazamentos e com perda de carga elevada.

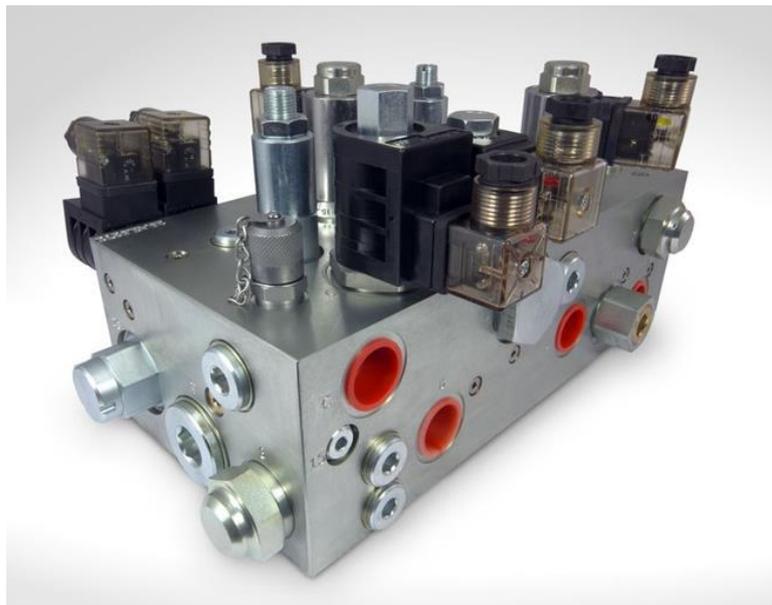


Figura 24 – Manifold (Catálogo Parker, 2020).

2.1.8 Acumuladores de Hidropneumáticos

Estes dispositivos armazenam energia através de um gás pressurizado e a fornecem ao sistema hidráulico quando demandado. A aplicação do componente se justifica por algumas funções como manter a pressão do sistema, atenuar picos de demanda em motores elétricos em sua partida, absorver aumento de pressão causado por expansão térmica, além de absorver choques do sistema.

Os acumuladores hidropneumáticos estão divididos em três tipos, de acordo com a forma de separação entre líquido e gás: pistão, diafragma e bexiga; segundo “Acumuladores Hidráulicos” (Parker,2010).

O acumulador do tipo bexiga é um dos mais aplicados na indústria. Possui uma carcaça metálica em formato cilíndrico ou ovalizado com uma bexiga de borracha com pré-carga de gás, geralmente o nitrogênio. No caso de uma sobrepressão repentina, parte desta energia é absorvida pela compressão da bexiga, protegendo o sistema. Da mesma forma, se a pressão do sistema reduzir abaixo do valor de definição, por exemplo após o resfriamento do óleo, a bexiga irá se expandir expulsando fluido do interior da carcaça.

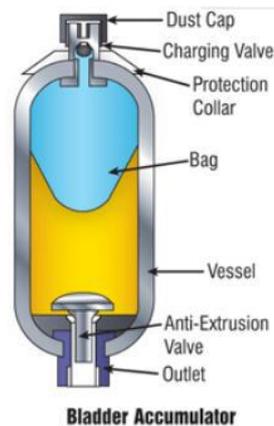


Figura 25 – Acumulador Hidropneumático (*Quality Hydralics*).

Seu princípio de funcionamento é regido pelos princípios da Lei de Boyle para Gases, expresso pela Equação (9):

$$P_1V_1 = P_2V_2 \quad (7)$$

onde, P_1 é a pressão no estado 1, P_2 é a pressão no estado 2, V_1 é volume no estado 1, V_2 é volume no estado 2

2.2 Falhas em equipamentos Hidráulicos

Os sistemas hidráulicos, apesar de robustos e confiáveis, podem apresentar alguns problemas se tiverem sua manutenção negligenciada ou por um mal dimensionamento de algum componente.

Segundo o “Guia de Limpeza de Óleo” (Bosch Rexroth do Brasil, 2010) cerca de 80% dos problemas relacionados em sistemas hidráulicos, podem-se atribuir à contaminação do óleo, portanto o controle de pureza é essencial para diagnóstico do sistema e evitar paradas

repentinamente. Dentre outras principais causas conhecidas estão a cavitação e sobre pressão do sistema.

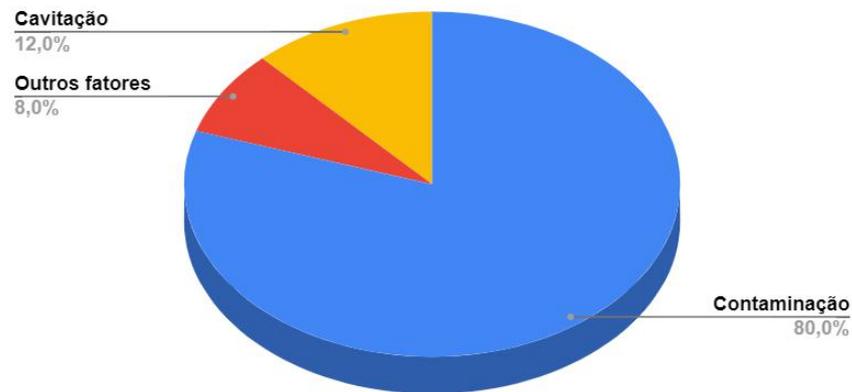


Figura 26 – Causas de Falhas em bombas de Engrenagens (adaptado de AMORIM, 2004).

2.2.1 Contaminação de Fluido Hidráulico

O fluido hidráulico além de ser o meio de transmissão da energia, acumula outras funções como de lubrificação e refrigeração do sistema. O óleo hidráulico pode sofrer com a contaminação por três principais contaminantes: partículas sólidas, contaminantes líquidos e contaminantes gasosos.

As partículas de areia, limalhas e pó de metal, partículas de tinta podem infiltrar no sistema por folgas ou já estarem presentes desde o primeiro funcionamento da máquina, também podem ser partículas de borracha originadas da erosão das mangueiras do sistema.

Como as folgas dos componentes hidráulicos são mínimas para evitar vazamentos internos e perda de pressão, a presença de partículas sólidas leva ao desgaste prematuro e possível travamento de válvulas e bombas. Partículas duras fluindo em uma bomba de engrenagens, por exemplo, geram abrasão na parte interna da carcaça formando sulcos que aumentam as folgas entre dentes da engrenagem e a câmara de compressão, como mostrado na Figura 27.

Além da redução de potência devido ao aumento de vazamentos internos, o metal retirado na formação dos sulcos é lançado no sistema, elevando o índice de contaminação e portanto, de abrasão. O efeito se torna uma “bola de neve”.

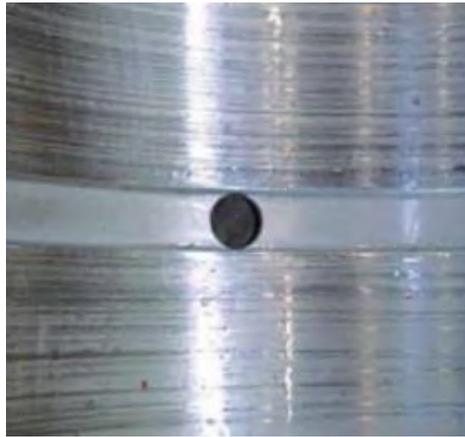


Figura 27 – Desgaste de uma câmara de bomba de engrenagem por abrasão ("Guia de limpeza Rexroth", Bosch Rexroth LTDA do Brasil, 2009).

Existem duas normas que regem os padrões de pureza dos óleos, a NAS 1638 e ISO 4406, sendo a segunda mais utilizada na atualidade.

A norma ISO 4406 estabelece três faixas de contagem de partícula para uma amostra de 100ml, a primeira faixa contabiliza a quantidade de partículas acima de 4 micras, a segunda acima de 6 micras e terceira acima de 14 micras. Através de uma contagem por imagem ampliada em microscópio é possível então definir o grau de pureza acordo com a tabela apresentada na Figura 28 para cada faixa medida.

| Quant. de partículas (por 100 ml) | | Código ISO |
|--------------------------------------|-----------|---------------|
| de | a | |
| 1.000.000 | 2.000.000 | 21 |
| 500.000 | 1.000.000 | 20 |
| 250.000 | 500.000 | 19 |
| 130.000 | 250.000 | 18 |
| 64.000 | 130.000 | 17 |
| 32.000 | 64.000 | 16 |
| 16.000 | 32.000 | 15 |
| 8.000 | 16.000 | 14 |
| 4.000 | 8.000 | 13 |
| 2.000 | 4.000 | 12 |
| 1.000 | 2.000 | 11 |
| 500 | 1.000 | 10 |
| 250 | 500 | 9 |
| 130 | 250 | 8 |
| 64 | 130 | 7 |
| 32 | 64 | 6 |
| 16 | 32 | 5 |

Figura 28 – Categorias de pureza de óleo segundo ISO 4406 (Rexroth, 2009).

Cada elemento do sistema hidráulico admite um índice de contaminação máximo para que não afete o seu funcionamento, dependendo das folgas de sua construção. Segundo ("Guia de Limpeza de Óleo", Bosch Rexroth do Brasil, 2010), partículas com dimensão a partir de 1/3 da menor dimensão de folga do elemento, pode causar obstrução da mesma.

Por exemplo, servo-válvulas admitem um grau ISO de até 18/13/10; enquanto bombas de palhetas tem uma tolerância maior, admitindo até 18/16/13. Para mitigar falhas oriundas deste tipo de contaminação, deve-se selecionar filtros com micragem de acordo com a tolerância de cada sistema, estabelecer uma rotina de troca dos elementos filtrantes e possivelmente será necessário realizar filtragens do fluido fora do sistema com unidades de filtragem móveis.

A água que penetra no sistema seja por pré-contaminação do óleo novo ainda em estoque ou por chuva e umidade do ar, podem causar efeitos críticos. O fluido hidráulico ao ser misturar com água tem sua viscosidade diminuída, o que pode aumentar vazamentos.

Além disso, a água é capaz de oxidar o óleo, o que reflete em acidez do fluido que então agride os componentes por onde passa. Torna o ambiente também propício para proliferação de fungos que alteram as propriedades do óleo.

A máquina em estudo tem uma rotina de troca de óleo preditiva, ou seja, não periódica, mas sim baseada no estado de conservação do fluido. O que além de promover um diagnóstico de saúde do sistema hidráulico, garante uma economia de orçamento considerável ao final do ano.

Para isso, são coletadas trimestralmente amostras do fluido e enviadas para laboratório, conforme Figura 29.



Figura 29 – Amostra de óleo hidráulico XP 46.

O resultado de análise indica diversos parâmetros, como contaminação de partículas e o tipo delas, acidez, viscosidade, entre outras características. Através deste laudo, é possível tomar as devidas ações, se a viscosidade estiver alterada ainda é possível a recuperação com aditivos, mas para este caso a prática é o descarte, mesma medida tomada para alterações de

acidez. Em caso, de contaminação por partículas sólida ou líquidas, o óleo é filtrado em uma unidade de filtragem a parte, até que atinja os parâmetros aceitáveis.

A presença de elevados índices de metais como o cromo ou alumínio, pode indicar a erosão e desgaste de uma bomba.

Com a adoção da manutenção preditiva, a vida útil dos componentes é alongada, além de conferir confiabilidade para a máquina já que é possível prever possíveis falhas.

2.2.2 Cavitação

A cavitação em sua simples descrição é a implosão de bolhas de gás, geralmente vapor de óleo, no interior da bomba. Existem alguns fatores para formação dessas bolhas, mas segundo CINAR *et al* (2016) o mais comum é acontecer por uma baixa pressão na entrada da bomba. Quando essa grandeza é reduzida a níveis abaixo da pressão de vapor do fluido, levará a mudança de fase do óleo hidráulico.

Este fenômeno pode ter efeitos catastróficos para a bomba e é capaz danificar os elementos construtivos internos a ponto de afetar a eficiência do equipamento em horas, dependendo de sua intensidade.

Estes danos são em virtude da erosão de metal causadas pela implosão das bolhas. Em (HENN, 1990), é relatado que este fenômeno se inicia no sistema da alimentação da bomba, as bolhas aumentam de volume ao percorrerem zonas de baixa pressão, até a região onde a pressão local se torna maior que a pressão de vapor novamente. Então, o vapor de no interior das bolhas, condensa-se bruscamente, deixando um espaço vazio, que é preenchido rapidamente pelo fluido circundante. Para água, o volume ocupado pelo vapor de água a 17°C é 69600 vezes menor que para o estado líquido sobre mesmas condições.

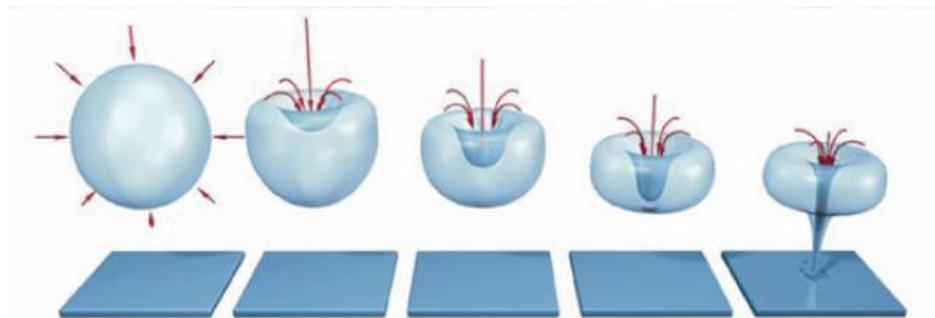


Figura 30 – Implosão de bolhas (MC ROMERO, 2018).

As implosões das bolhas levam a danos originados por duas formas. Os preenchimentos do espaço geram micro jatos com velocidade na grandeza estimada de 100m/s (Fran; Michel, 2005). Este fluxo ao incidir sobre a superfície metálica ocasionam o desprendimento de material da superfície.

Outra forma é geração de ondas de choque que se propagam pelo meio com altíssima pressão causadas por oscilações das bolhas. Essas ondas podem atingir entre 60 a 200MPa e frequência de 10 a 180 kHz, (HENN,1990).

No estudo publicado “Ação de microjatos cônicos em superfícies sólidas” (Bazannini, Costa Lima, Unfer; 2019), foi realizado um experimento com intuito de observar a formação a ação de microjatos oriundo do colapso dessas bolhas sobre superfícies de alumínio utilizados para fabricação de rotores de bombas centrífugas radiais.

Para o experimento, foi utilizado um dispositivo a disco rotativo com eixo horizontal semelhante ao utilizado em Rao et al. (1980) e Vivekananda et al. (1983), o disco movido por um motor elétrico, no interior de uma câmara com pórtilo de entrada e saída possui indutores de cavitação, responsáveis pela formação de bolhas. Estas, incidem sobre um corpo de prova de alumínio SAE 335, exposto a um escoamento cavitante por um período de 10 horas.

A Figura 32, expõe a imagem obtido por um microscópio de varredura da superfície do corpo de prova. Pode-se observar zonas de crateras com extensão de até 1mm, após certo período, estas zonas afetadas se fundem formando área maiores.

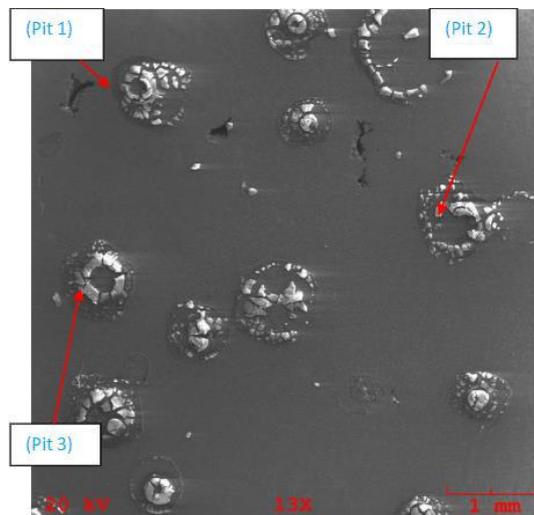


Figura 31 – Ampliação do efeito dos micro-jatos (BAZANNINI, COSTA LIMA, UNFER; 2019).

Para que o sistema não sofra com este fenômeno, é necessário garantir que o NPSH (*Net Positive Suction Head*) requerido seja menor que o NPSH disponível. Isso garantirá que a pressão de vapor do fluido não seja atingida.

2.2.3 Sobrepressão

A elevação de pressão acima dos limites determinados em projeto, irão além de comprometer a performance do sistema, podem causar danos severos à estrutura da bomba, como o aparecimento de trincas na carcaça e vazamentos em conexões.

Como as bombas de deslocamento positivo não tem seu deslocamento alterado em função da pressão da tubulação de saída, a situação se torna mais grave. Em caso houver qualquer obstrução ou carga excessiva no sistema e haja potência disponível, a bomba de deslocamento positivo continuará o fluxo cessado e pressão continuará aumentando. Para evitar que ocorra este tipo de problema, são instaladas as válvulas de segurança que atua liberando a sobrepressão do sistema, mas nem sempre serão capazes de proteger integralmente o sistema.

O fenômeno do Golpe de Aríate ou *Hydraulic Hammer Effect*, segundo a descrição em Zhukovsky (1907), é uma onda de pressão criada quando o fluido é forçado a mudar de velocidade instantaneamente. Essa mudança repentina de velocidade do fluido é geralmente originada pelo fechamento repentino de uma válvula, então as moléculas de fluido que estavam em contato direto com a válvula são paradas. Porém, as outras moléculas continuam a se mover por efeito de inércia. O que causa uma elevação significativa da pressão, que cria uma onda de choque que viaja a velocidade sônica através da tubulação do sistema. Devido a incompressibilidade dos líquidos, essa energia é totalmente propagada em todas as direções e a onda segue até encontrar outra restrição onde mudará sua direção e retornará, a inversão ocorre até a energia ser completamente dissipada.

Em Esteban, (2017) é relatado que parte dessa energia faz com que a tubulação, bombas e válvulas se expandam absorvendo energia, e quando retornam ao diâmetro nominal transferem novamente a energia ao fluido propagando novamente a onda de choque. Além disso, a descompressão da tubulação pode gerar bolhas de vapor de óleo que quando implodidas tem efeito similar ao da cavitação.

Apesar do fenômeno do Golpe de Aríate ainda não ser completamente compreendido, existem estudo que obtiveram resultados razoáveis para modelar o problema.

O aumento de pressão gerado pode ser obtido através da Equação de Joukowsky (11):

$$P = \rho CU \quad (8)$$

onde, P é a mudança de pressão medida em Pa, ρ é a densidade do fluido medida em kg/m^3 , U é mudança de velocidade do fluido em m/s, C é a velocidade sônica no meio de propagação em m/s

E a velocidade sônica de propagação da onda de choque é obtida através da Equação (12), uma derivação da fórmula da Lei de HOOK, levando em consideração a densidade do fluido e a parede do condutor.

$$C = \sqrt{\frac{1}{\rho \left[\frac{1}{k} + \frac{D}{Ee} \right]}} \quad (9)$$

onde, K é o módulo de elasticidade volumétrica, E é o módulo de Young da mangueira, D é o diâmetro da tubulação em metros.

Para que o sistema sofra com o Golpe de Ariate, o fechamento da válvula deve ser inferior ao tempo total que a onda de choque tomaria para percorrer o caminho de ida e volta ao longo de toda tubulação, respeitando a seguinte Inequação (13)

$$t < \frac{2l}{C} \quad (10)$$

onde, t é o tempo medido em segundos, l é comprimento da tubulação em metros

2.3 Identificação de Materiais

O PMI (“*Positive Material Identification*”) é método não destrutivo para analisar a composição química de material metálico. Este é um recurso de grande relevância para garantir a qualidade de um produto, atestando que o mesmo está de acordo com especificações físicas de projetos e atenderá aos esforços e adversidades em que foi projetado para suportar.

Este método é especialmente importante em setores como petroquímico, aeroespacial e nuclear, já que falhas nestes campos da engenharia podem apresentar erros catastróficos. O recurso é sugerido em normas internacionais como a API RP (578). “*Material Verification Program for New and Existing Alloy Piping Systems*”. Washington D.C.:*American Petroleum Institute*, 2010. E na ASTM INTERNATIONAL. ASTM E1476-18: Standard Guide for Metals Identification, Grade Verification, and Sorting. West Conshohocken: ASTM International, 2018.

Além disso, é um recurso fundamental em análise de falhas, pois geralmente os materiais de fabricação das peças são confidenciais ou então a não conformidade da composição química do material pode se configurar como a principal falha. Existem três diferentes métodos de medição utilizados nestes equipamentos. Eles são descritos em (“Types of PMI Equipment”, Verichek technical Srvices, Inc; 2016):

“O Espectroscópio de Emissão Óptica (OES) submete o material a uma descarga elétrica, frequentemente na presença de argônio. Como resultado, os elétrons se tornam excitados e emitem luz. Por meio da análise do espectro resultante, é possível identificar o material em questão”

A técnica de Fluorescência de Raios-X (XRF) consiste na exposição do material a raios-X, nos quais o material reflete. A composição do material determina o nível de fluorescência ou emissão de raios-X. (“Types of PMI Equipment”, Verichek technical Srvices, Inc; 2016):

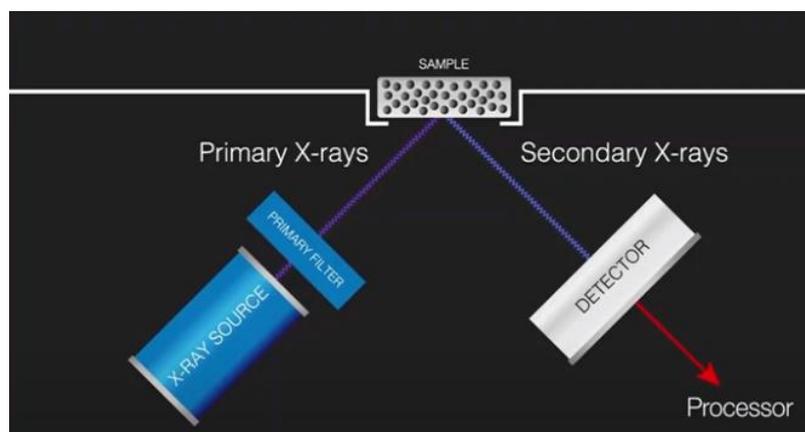


Figura 32 – Análise de PMI pelo método XRF.

No LIBS, um pulso de laser é utilizado para criar um micro-plasma na superfície da amostra. Esse processo resulta na quebra do material em elementos individuais, fazendo com que os átomos excitados emitam luz. Essa luz é então captada pelo espectrômetro da pistola de PMI. (“Types of PMI Equipment”, Verichek technical Srvices, Inc; 2016):

3 METODOLOGIA

O presente capítulo aborda as técnicas e levantamento de hipóteses na investigação de falha de uma bomba hidráulica de engrenagens externas retas. O estudo de engenharia reversa visa encontrar através de cálculos de esforços e simulação as causas de falhas.

O *input* deste tipo de estudo é a falha ou um defeito de um componente e o *output* é uma solução de melhoria para o equipamento.

Para tal, serão utilizados recursos previamente apresentados na revisão bibliográfica com finalidade de atingir os objetivos específicos apresentado no início do estudo. Os princípios físicos, formularão as linhas de investigação levantadas.

3.1 Descrição do problema

A máquina empilhadeira Hyundai de modelo 160D-7E utilizada em uma fábrica de equipamentos de exploração de petróleo vem sendo acometida sucessivamente por uma falha na bomba de engrenagens que gera fluxo para o acionamento de alguns componentes vitais da máquina.

Um dos pórticos de pressão da bomba sofre com uma periodicidade de 6 meses uma trinca ao longo da rosca de conexão, como pode ser observado na Figura 33. Sobre esta região interna da carcaça atua uma pressão de 12,5MPa do sistema hidráulico.

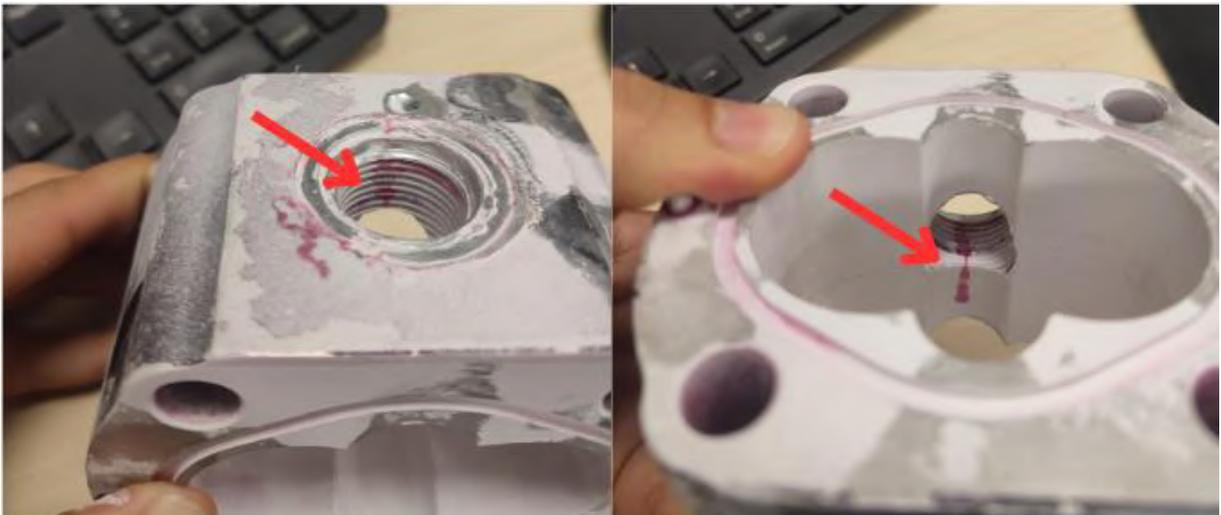


Figura 33 – Indicação da trinca no corpo da bomba.

Apesar de inicialmente, a falha não ser refletida na performance direta das funções da máquina, a exposição da trinca por meses aos esforços hidráulicos, pode ocasionar o rompimento total da carcaça da bomba.

Mas de imediato o vazamento tem um impacto ambiental e por consequência direta, na disponibilidade da máquina. Visto que nenhuma quantidade de contaminação do solo por óleo hidráulico é tolerada. A empilhadeira é imediatamente bloqueada para uso e acondicionada sobre piso impermeável a fim de conter o espalhamento de óleo.

A Secretaria de Meio ambiente do Estado, é responsável por esta fiscalização e para isso realizada periodicamente laudos de análise de solo e água. Se constatado contaminação a multas podem chegar na casa das centenas de milhares.

3.2 Custos de reparo

O procedimento neste caso é a substituição por uma bomba nova, visto que a peça de reposição afetada não é ofertada separadamente. O reparo da bomba torna-se inviável devidos aos altos custos de solda e usinagem que além de não garantirem as propriedades iniciais, são de difícil disposição visto que dados de projetos em geral não disponibilizados, como tipo de liga utilizada, parâmetros de dureza, rugosidade, entre outros que são essenciais para garantir padrões de fábrica.

Como o histórico desta falha é ocorrer a cada seis meses, considerando duas ocorrências por ano, os custos chegam na casa dos R\$ 14.200,00, como descrito na Tabela 1. Desconsiderando o impacto causado pelo *downtime* da máquina que prejudica a produção.

Tabela 1– Custo por troca de componente.

| Descrição | Custo unitário | Quantidade | Total |
|--------------------|----------------|------------|-------------|
| Bomba auxiliar | R\$ 6500,00 | 1 | R\$ 6500,00 |
| Mão de Obra (Hora) | R\$ 200,00 | 3 | R\$ 200,00 |
| TOTAL | R\$ | | 7100,00 |

3.3 Dados do Sistema

Neste capítulo são expostos os dados essenciais e a configuração do sistema hidráulico para que seja realizado uma análise da falha, com intuito de apontar sua causa e medidas para prevenir a recorrência.

3.3.1 Dados da Bomba

A bomba de estudo é de fabricação da Hybel, modelo 12113016020, tem em sua construção três câmaras, com diferentes deslocamentos volumétricos. As duas primeiras compartilham o mesmo pórtico de entrada, e tem as zonas de entrada de saída de fluido interligadas entre as câmaras, ou seja, estas zonas em ambas têm a mesma pressão.

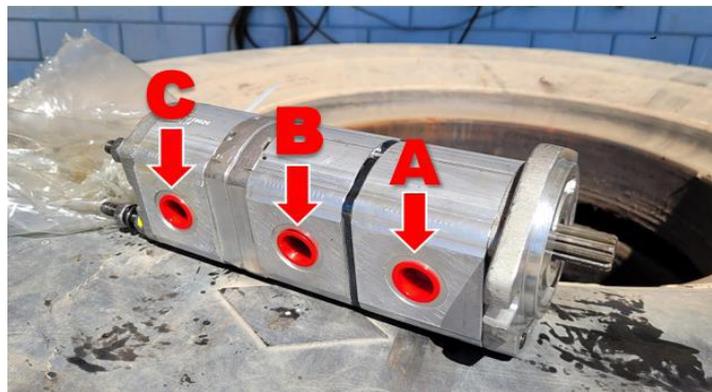


Figura 34 – Bomba Hybel modelo 12113016020.

Esta configuração permite que seja utilizada apenas uma bomba para criar fluxo em três sistemas individuais. A grande vantagem é otimizar espaço e componentes que requisitam manutenção, além de permitir que uma mesma bomba opere com fluidos diferentes, como é o caso do modelo referenciado.

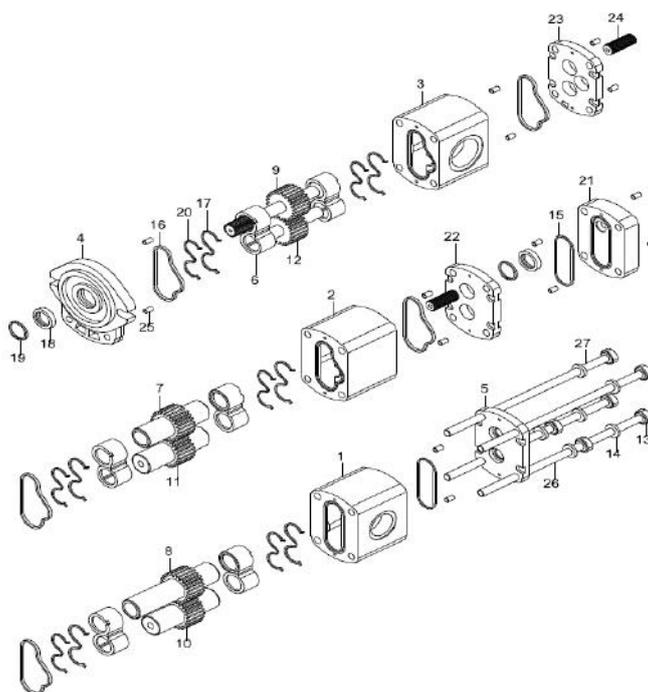


Figura 35 – Bomba de engrenagens (Hyundai Construction Equipment Brasil LTDA, 2016).

O pórtico “A” referenciado na Figura 34, direciona o fluido para um motor hidráulico que propulsiona a hélice do radiador do motor, responsável pela manutenção da temperatura de trabalho. Este sistema opera com óleo hidráulico Hydra XP 46.

O pórtico “B”, por sua vez, direciona o fluido para o sistema de freio, utilizado em qualquer operação de deslocamento da máquina. Por ter sua câmara interligada com a câmara “A”, trabalha sobre mesma pressão e mesmo fluido, porém com vazões diferentes devido as dimensões das engrenagens.

O pórtico “C”, direciona o fluxo para o sistema de comando das funções hidráulicas.

Tabela 2 – Dados de deslocamento volumétrico da bomba.

| Modelo | Bomba tripla Hybel 12113016020 | |
|-------------------------|---------------------------------------|-----------------|
| Descrição | Valor | Unidade |
| Deslocamento 1º estágio | 16 | cm ³ |
| Deslocamento 2º estágio | 11 | cm ³ |
| Deslocamento 3º estágio | 8 | cm ³ |

Apesar de não especificado na ficha técnica, o conhecimento do material de fabricação da carcaça da bomba de engrenagens é fundamental para chegar a qualquer conclusão sobre um

estudo de falhas. As propriedades físicas determinam a resistência da peça aos esforços sofridos em operação.

Para a identificação do mesmo, foi utilizado o recurso “*Positive Material Identification*” que é um método não destrutivo de identificação de composição química do material metálico.

O equipamento utilizado foi para o teste foi a (Thermo Fisher Scientific Inc. Pistola Niton x12 XRF analyzer) que opera pelo método XRF para identificação da composição química da amostra.



Figura 36 – Teste de composição química pelo método de *Positive Material Identification*.

Através do ensaio foi identificado a composição de 98,76% de Alumínio; 0,642% de Manganês; 0,216% de Ferro; 0,056% de Cobre; entre outros metais em porcentagens menos relevantes.

Tabela 3 - Tabela de propriedades mecânicas da liga de alumínio 5086 (Matweb, acesso 08/07/2023).

| Material | Liga 5086 O | Liga 5086 H112 | Liga 5086 H32 | Liga 5086 H34 |
|--------------------------------------|-------------|----------------|---------------|---------------|
| Descrição | Valor | Valor | Valor | Valor |
| Densidade (g/cm ³) | 2,66 | 2,66 | 2,66 | 2,66 |
| Resistência ao escoamento (Mpa) | 117 | 131 | 207 | 255 |
| Resistência à ruptura (Mpa) | 262 | 269 | 290 | 324 |
| Módulo de elasticidade (Gpa) | 71 | 71 | 71 | 71 |
| Dureza Brinell (kg/mm ²) | 70 | 73 | 78 | 87 |

Apesar da composição química do material ter sido identificada como a liga de alumínio 5086, a mesma é ofertada em diversas têmperas o que altera significativamente as propriedades mecânicas. Conforme exposto na Tabela 3.

Neste caso, o mais recomendado é realizar um ensaio de tração e obter através da curva tensão \times deformação as propriedades mecânicas necessárias para a análise. Para isso é necessário produzir corpos de prova a partir da peça. Entretanto devido à dificuldade de obtê-lo a partir de geometria e disponibilidade reduzida para produção do mesmo, outro método foi utilizado.

Afim de determinar qual tipo de têmpera utilizada no material da carcaça da bomba, foi realizado um teste de dureza Brinell, através do resultado obtido será possível conferir com os dados de tabela das diferentes ligas de alumínio 5086 disponíveis no mercado e então identificar a de estudo.

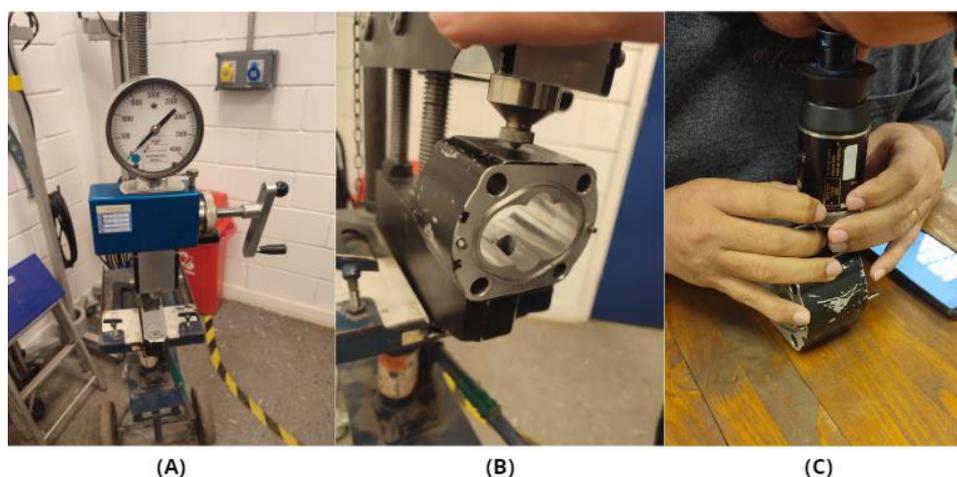


Figura 37 – Durômetro brinell (A), Ensaio de dureza (B), Análise da indentação (C).

Para o estudo, foi utilizado um durômetro (Bill Maker Qualidade LTDA. Durômetro Brinell.) com indentador de esfera com 10mm de diâmetro e uma carga de 3000 kgf foi aplicada, conforme Figura 37. A indentação foi analisada com um o microscópio (Newage testing Instrument, Inc. Brinell Microscope). O resultado obtido foi de 93HB, e através da Tabela 3 a têmpera que apresenta dureza mais próxima é a H34, mas ainda há um pequeno desvio dos 87HB nominais. As propriedades podem variar dentro de uma tolerância, ou seja, para uma mesma liga e têmpera pode-se obter valores diferentes de dureza, resistência a escoamento e ruptura. Para obter a propriedades de forma mais assertiva, será desenvolvido uma estimativa de resistências através do resultado obtido de dureza.

Foram usados dois gráficos de correlação para realizar a estimativa. A Equação (11) é proposta em Castro, Meggiolaro (2009) estabelece correlação entre resistência a ruptura (S_r) e a dureza (HB) modelada através de dados empíricos.

$$S_r = 3,75HB \quad (11)$$

Para testar a correlação, a equação foi aplicada aos materiais apresentados na Tabela (3) e os resultados obtidos de S_r foram comparados com o nominal fornecido na ficha técnica.

Tabela 4 – Correção de equação 11.

| Material | 5086 O | 5086 H112 | 5086 H32 | 5086 H34 |
|-----------------------|---------------|------------------|-----------------|-----------------|
| HB nominal | 70 | 73 | 78 | 87 |
| S_r nominal (MPa) | 262 | 269 | 290 | 324 |
| S_r calculado (MPa) | 262,5 | 273,75 | 292,5 | 326,25 |
| Desvio | 0,2% | 1,8% | 0,9% | 0,7% |

Foi necessário realizar uma regressão para ajustar a Equação 11 através do *software* Octave, para isso foram utilizados dados da Tabela 3.

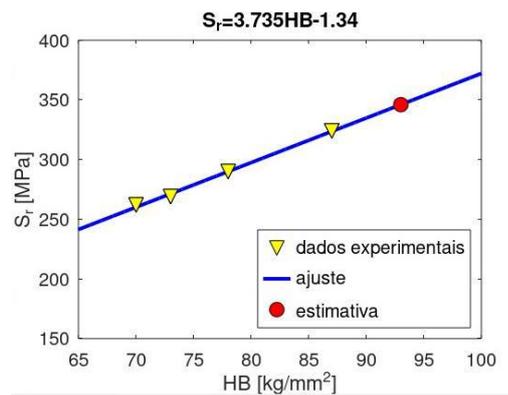


Figura 38 - Ajuste da equação

Através da Equação 11 ajustada o valor para resistência à ruptura S_r obtido foi de 346 MPa.

Em Castro, Meggiolaro (2009), propõe ainda uma relação quadrática entre dureza Brinell e resistência ao escoamento. O mesmo método de ajuste descrito acima foi utilizado para obter os coeficientes da equação através dos dados da Tabela 3.

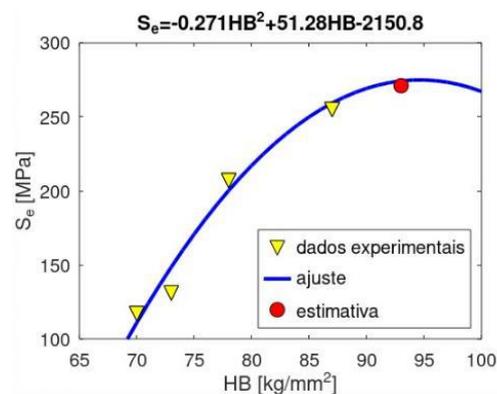


Figura 39- Ajuste da correlação entre dureza Brinell e a resistência a escoamento (S_e).

Através da correlação ajustada, o valor de resistência a escoamento (S_e) foi de 274 MPa.

Em posse dos dados do material de fabricação da carcaça é possível prosseguir com o estudo.

3.3.2 Dados do Sistema Hidráulico

A câmara secundária, referenciada na Figura 34 como “2”, é nosso foco de estudo e é responsável por criar fluxo através do pórtico B para o sistema de freio. Os principais componentes destes sistemas são:

- *Brake pump* – Referenciada na Figura 40 como *Auxiliary pump*, gera fluxo no sistema de freio, permitindo o preenchimento dos cilindros de freio quando a frenagem for demandada.
- *Brake valve* – É uma válvula direcional de três posições e três vias de centro fechado. Tem papel de transmitir o comando de frenagem pelo acionamento do pedal de freio no interior da cabine para o sistema hidráulico, referenciado na Figura 40 como “*Auxiliary Pump*”.
- *Cut off valve*- Este elemento é um *manifold* com que contém pequeno circuito hidráulico responsável por limitar a pressão do sistema, assim como alojar o comando de acionamento do freio estacionário. Está referenciado na Figura 40 como Detail A.
- *Acummulator* – Existem duas unidades de acumuladores hidráulicos no sistema representados na Figura 40 pelos itens 67 e 4 eles têm o propósito de armazenar energia para efetuar o comando de frenagem caso a bomba venha a falhar. Além disso, absorvem picos de pressão que podem causar danos aos componentes mecânicos.

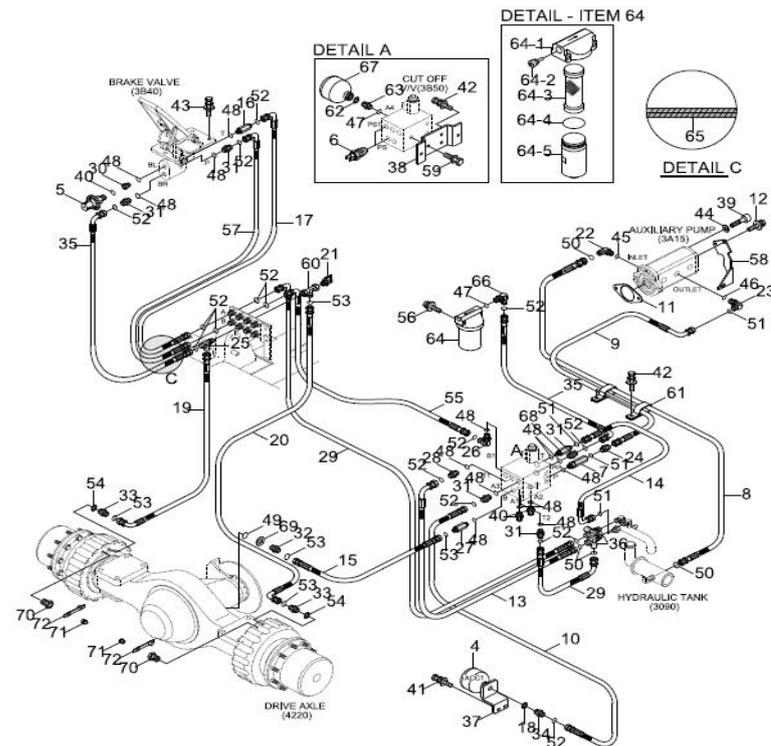


Figura 40 – Circuito Hidráulico do sistema de freio (Hyundai Construction Equipment Brasil LTDA, 2016).

3.4 Levantamento de Hipóteses

Para propor uma solução para o sistema, é preciso encontrar causa do problema. A investigação deu início com levantamento de hipóteses sobre as falhas mais comuns neste tipo de componente hidráulico, assim como análise visual com a desmontagem do elemento.

3.4.1 Falha por contaminação de partículas

A contaminação por partículas é a causa raiz de 80 % das falhas em sistemas hidráulicos. Em muitas ocasiões, é facilmente identificada como um efeito primário na investigação de falha. Uma contaminação do fluido hidráulico poderia aumentar as folgas entre os dentes da engrenagem e a carcaça da bomba através da erosão resultando em uma queda de performance. Mas no caso em estudo, o efeito da contaminação não está implícito nas primeiras etapas de investigação.

A eclosão da trinca está relacionada à exposição da peça a uma condição de carga para qual não foi projetada. Desta forma, foi levantada a hipótese do elemento possa ter sido exposto a uma pressão de trabalho acima da suportada.

As partículas sólidas podem se acumular nos dutos de acionamento das válvulas de alívio do sistema hidráulico, o que impediria o alívio para o tanque da pressão aprisionada. Para validar esta hipótese, foi necessário realizar uma contagem de partículas através de análise de uma amostra em microscópio, Figura 41.

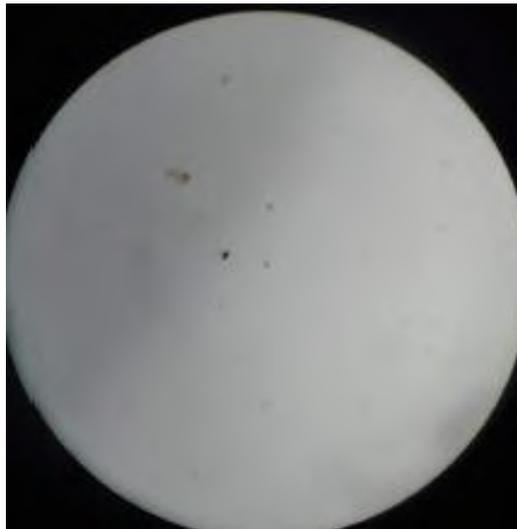


Figura 41 – Imagem aumentada de amostra de óleo (Unax Offshore, 2022).

Ao analisar o laudo referenciado na Figura 42, é possível descartar a hipótese que a contaminação por partículas seja um causador da falha na bomba. Os índices de partículas sólidas e de água estão dentro padrão aceitável para todos os componentes do sistema hidráulico, neste caso NAS 6 para contagem de partículas e abaixo de 500ppm de partículas de água.

| ANALYZE | UNIT | STANDARD | RESULT | LIMIT |
|--|----------|----------------|----------------------|-------------|
| Água por crepitação/Water by crackling | ppm | ABNT NBR 16358 | 0 | - |
| Água por Karl Fischer/ Water by Karl Fischer | ppm | ASTM D 6304 | 144.1 | 500 |
| Aparência | - | ASTM D 1500 | Límpido com impureza | - |
| Cor/Color | - | ASTM D 1500 | 2.0 | - |
| Oxidação/Oxidation | A/cm | ASTM E2412 | 46.74 | - |
| pH | - | - | 5 | - |
| TAN/Neutralization | mg-KOH/g | ASTM D 974 | 1.03 | 1.41 |
| Visc. Cinemática/ Kinematic viscosity 40°C | cSt | ASTM D 445 | 41.44 | 39,87-48,73 |
| ISO 4406 | - | ISSO 4406 | 16/14/11 | - |
| NAS 1638 | - | NAS 1638 | 5 | 6 |

Figura 42 – Laudo de partículas (Unax, 2022).

3.4.2 Falha por Cavitação

Os danos causados por uma possível cavitação poderiam gerar áreas de concentração de tensão, assim como reduzir a espessura das paredes da câmara reduzindo a resistência à pressão de trabalho.

Entretanto, esta hipótese foi facilmente descartada mesmo sem a desmontagem do elemento, através do laudo representado na Figura 41. Em caso de desprendimento de partículas das paredes da bomba, o índice de contaminação estaria fora da conformidade. Em adição, foi realizado a espectrometria da amostra de óleo para contagem de partículas de 21 elementos metálicos, registrados em laudo conforme Figura 42, e os resultados apresentado foram dentro das tolerâncias para o alumínio, material base da peça analisada.

Espectrometria (ASTM D 4294) : ppm (21 elementos)

| | | | | | | |
|-------|-------|-------|-------|-------|-------|--------|
| Ag | Al | Ba | Ca | Cd | Cr | Cu |
| 269,6 | 250,9 | 163,6 | 65,0 | 0 | 113,0 | 100,8 |
| Fe | Mg | Mn | Mo | Na | Ni | P |
| 134,5 | 0 | 139,6 | 56,0 | 234,2 | 130,6 | 1153,6 |
| Pb | S | Si | Sn | Ti | V | Zn |
| 125,6 | 359,2 | 156,1 | 101,0 | 177,1 | 151,9 | 724,1 |

Figura 43 – Espectrometria da amostra de óleo (Unax Offshore, 2022).

3.4.3 Falha por Sobrepressão ou Golpe de Ariete

A sobrepressão causada por onda de choque, no fenômeno compreendido pelo Golpe de Ariete supracitado neste trabalho, representa uma possível causa para a geração da trinca. Apesar de o sistema contar com acumuladores hidráulicos, será admitido a possibilidade de

serem subdimensionados ou não estarem funcionais ou por rompimento do diafragma nitrílico ou por decompressão do gás de pré-carga.

Para que o efeito ocorra em sua magnitude total, o tempo de acionamento da válvula seja direcional ou de bloqueio de fluxo, deve ser inferior o tempo “ t ” que onda de pressão causas pelo bloqueio do fluxo levaria para percorrer a tubulação em um caminho de ida e volta.

Para conferir a satisfação da inequação, é necessário calcular a velocidade de propagação da onda por meio de Equação 9. Para isso, é preciso levantar alguns dados.

O módulo de compressibilidade é uma característica elástica inerente do fluido e segundo (Carmelo; Rocha; 2011) é a medida de rigidez de uma substância à uma compressão uniforme. Este dado dificilmente é disponibilizado por fabricantes, o que é caso do fluido do presente estudo.

Em Karjalainen, Karjalalainen, Huhtala (2012) o módulo de compressibilidade foi determinado interativamente a partir da velocidade do som através do fluido. Para isso, foi montado uma bancada de teste em um sistema hidráulico pressurizado, dotado de um cilindro, e dois transistores posicionados no início e no final de um trecho de tubulação. Após a estabilização da pressão, a haste do cilindro recebe um choque gerando uma onda de pressão, o tempo em que a onda leva para percorrer o trecho entre os dois transistores é registrado e assim, pode-se obter a velocidade sônica no fluido.

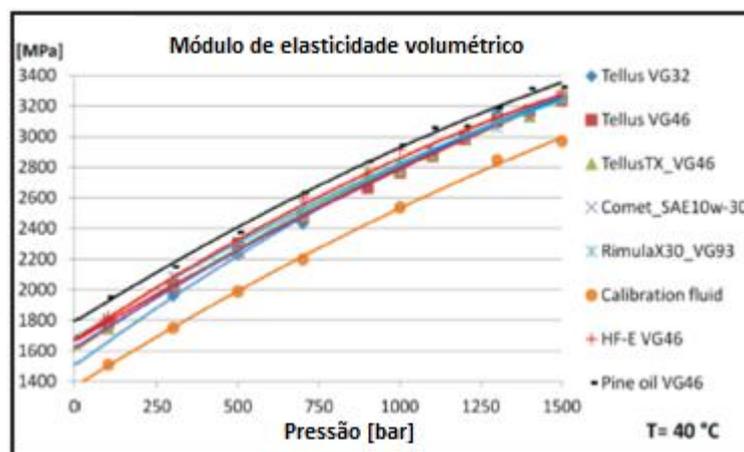


Figura 44 – Medida do Módulo de elasticidade volumétrica para o fluido a 40° (Karjalainen; Karjalalainen; Huhtala; 2012)

Apesar do ensaio não ter sido realizado com o óleo de mesmo fabricante que o do presente estudo, ambos são hidráulicos de origem mineral e comportam a mesma classe de viscosidade. Portanto, é possível utilizar os dados sem maiores consequências. A pressão de

acionamento da válvula de alívio do sistema analisado é de 150bar, para esta faixa de pressão, o módulo de compressibilidade é de aproximadamente 1920 MPa.

Outra variável necessária para o prosseguimento do cálculo, é o Módulo de Young da mangueira hidráulica.

A mangueira hidráulica tem duas principais construções, com duas camadas de borrachas intercaladas com como malha de aço ou em três camadas de borracha intercaladas entre duas malhas de aço. Cada uma das camadas tem seu próprio módulo de elasticidade, porém para camada de aço por ser em formato de malha, esse cálculo não é trivial. Portanto, torna-se mais prático obter essa grandeza considerando a mangueira como um corpo uniforme, e assim é obtido a Módulo de Young equivalente. Mas assim como a variável encontrada anteriormente, este dado não é divulgado pelos fabricantes de mangueira.

Em Hruzik, Burecek, Vasina, (2017), o Módulo de Young da mangueira hidráulica é calculado experimentalmente através do método da expansão. O experimento foi montado conforme Figura 45.

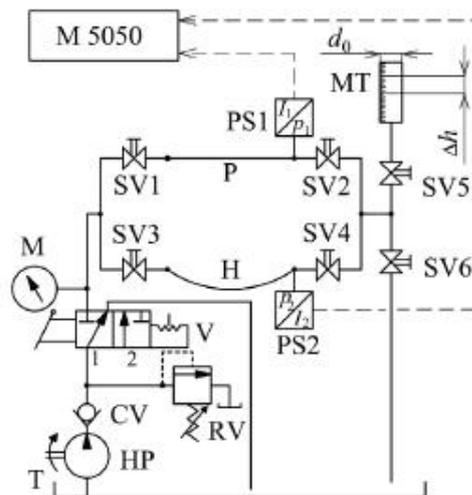


Figura 45 – Esquema de teste pelo método de expansão.

A válvula direcional “V” é acionada para posição 2, pressurizando o sistema até a pressão definida de acionamento da válvula de alívio “RV”, em seguida as válvulas SV6, SV5, SV4 e SV3 são fechadas. Após estabilização do sistema, as válvulas SV4 e SV5 são abertas, e mangueira expandida pela pressão armazenada, contrai novamente. O fluido que ocupava seu volume extra originado pela dilatação, é direcionado para o cilindro “MT”, refletido na diferença no nível do cilindro. O resultado obtido para uma mangueira hidráulica de diâmetro 5/8” com uma camada de malha de aço foi de $3,9 \times 10^9 Pa$. Apesar da componente testado não ser de mesmo diâmetro que o em análise neste trabalho, é bem próximo. Como não há bancada

de teste disponível para realizar o teste de expansão, o módulo de Young obtido será adotado para a presente análise.

Tabela 5 – Dados para cálculo equação de Joukoesky.

| Item | Grandeza | Valor | Unidade |
|--|--|-----------------------|------------------|
| Fluido Hydra xp 46 | Módulo de compressibilidade 40° 150bar | 1920 | MPa |
| Fluido Hydra xp 46 | Densidade Volumétrica 40°C | 869 | $\frac{kg}{m^3}$ |
| Mangueira hidráulica de trama de aço 9/16" | Módulo de Young | $3,9 \times 10^9$ | Pa |
| Mangueira hidráulica de trama de aço 9/16" | Espessura de parede | $3,44 \times 10^{-3}$ | m |
| Mangueira hidráulica de trama de aço 9/16" | Diâmetro interno | 0,01428 | m |

Agora, em posse de todos os dados, através da Equação 12 é possível obter o valor de 852,01 m/s para velocidade sônica no óleo Hydra Xp 46. O próximo passo é conferir se o sistema realmente está suscetível ao golpe por meio da Equação 10. Para isso, é necessário identificar o comprimento da linha em que a pressão ficaria aprisionada e além disso, é necessário estimar o tempo de fechamento do fluxo.

Uma mudança de direcionamento repentina ocorre quando a atuação do freio de serviço, ocorre a sequência de etapas descritas:

1. O pistão de freio está desatuado e sua linha hidráulica está direcionada para retorno ao tanque. A válvula direcional, elemento “8” no diagrama hidráulico no Anexo A, está na posição à direita. Neste momento, o fluxo gerado pela bomba, elemento “2” do Anexo A, é aliviado para o tanque através da válvula de alívio dentro *cut off valve*, elemento “5” do Anexo A.
2. Ao ser atuado, a válvula direcional passa para a posição à esquerda, o fluxo bombeado começa a preencher os atuadores dos freios, neste momento a pressão cai e válvula de alívio fecha.
3. Assim que os atuadores estão completamente preenchidos, a pressão começa a subir até que a válvula de alívio se abra novamente. Dependendo deste tempo de atuação, a pressão pode sofrer um aumento súbito, que resultado no fenômeno do Golpe de Aríete.

Por meio da Equação 10, é possível constatar que o tempo de mudança de direção de fluxo para que a fenômeno ocorrer em sua plenitude deveria ser inferior a 0,01 segundos considerando que a linha hidráulica tem 6 metros de comprimento. Além disso, através da Equação 8, é estimado a variação de pressão de 1,70 MPa quando o fenômeno ocorre em sua totalidade, o que representa um desvio de apenas 15 % da pressão nominal. Portanto, para este caso, os impactos do fenômeno podem ser considerado irrelevantes.

3.4.4 Esforços de conexão

O torqueamento das conexões hidráulicas, é regido pela norma SAE J1926, mas em alguns casos os fabricantes indicam especificações próprias para serem seguidas, para o modelo de conexão UNF –L com vedação de o-ring de Inox 304, o torque nominal especificado é 46 N.m. O fato é que para garantir a perfeita vedação e ao mesmo tempo preservar a conexão é preciso seguir um procedimento, sendo necessário o uso de um torquímetro ao realizar o aperto das uniões.

Ao analisar visualmente o pórtico flangeado “B”, pode-se observar ranhuras e um afundamento na área de contato entre mangueira e bomba, conforme Figura 45, o que evidencia um torque excessivo no acoplamento da mangueira. Este torque se reflete no tracionamento no corpo da conexão da mangueira, que por sua vez é depositado sobre o contato entre as roscas da conexão e do pórtico. Além disso, é possível observar que o início da trinca de dá no interior de uma “mossa” originada pelo atrito de conexão, portanto pode-se concluir que foi originado um ponto de concentração de tensão.

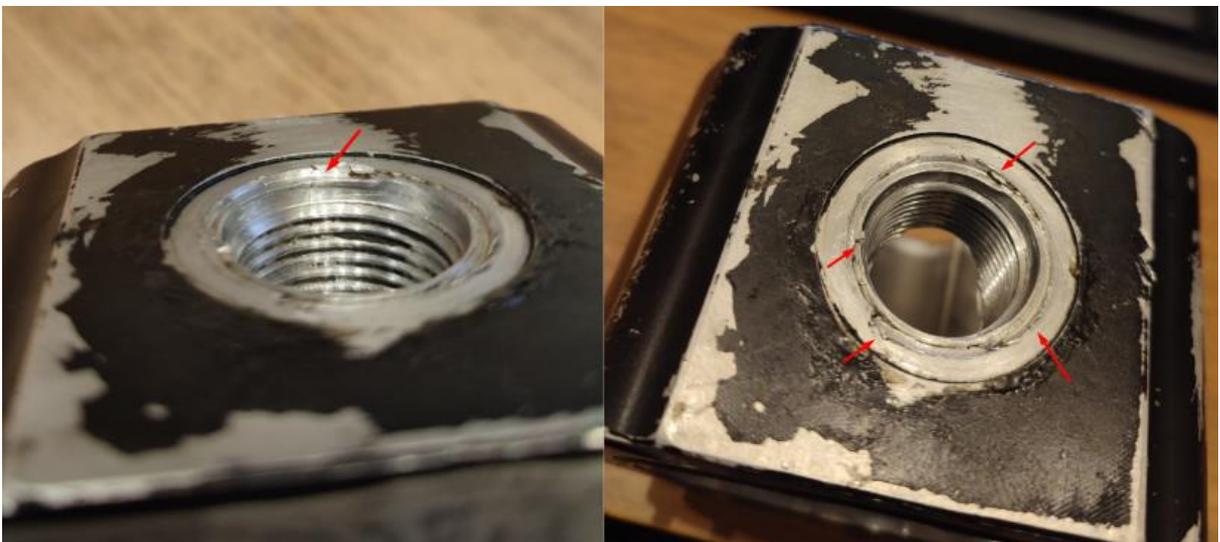


Figura 46 – Indícios de sobre torque na superfície flangeada da carcaça.

Dados os fatos, cabe analisar como os esforços se propagam através da conexão. Com isso, é possível detectar se esta única causa é suficiente para a nucleação da trinca ou então aliada a alguma outra anormalidade, é responsável pela falha.

Para realizar tal análise, foi realizado uma modelagem do problema e foi desenvolvida uma simulação pelo Método dos Elementos Finitos com a utilização do software *Ansys*.

3.4.4.1 Modelagem do Problema

Para estimar a grandeza dos esforços aplicados à conexão, foi necessário realizar uma simulação prática com os mecânicos.

Para isso, foi utilizado um torquímetro similar ao da Figura 43, o mecânico posicionou a mão a uma distância de 300 mm do centro da conexão para simular a situação real onde a chave inglesa foi utilizada. E então foi solicitado que realizasse o aperto da mesma conexão na carcaça da bomba, como isso foi possível obter aproximadamente o torque aplicado, o resultado obtido foi de 90 N.m.



Figura 47 - Torquímetro digital (Catálogo de equipamentos; Yanguí Equipamentos; 2018),

Com o conhecimento do torque aplicado, é possível relacioná-lo a tração no corpo da conexão através da seguinte fórmula sugerida por (SHIGLEY, 2016):

$$T = KF_i d \quad (11)$$

onde, K é o coeficiente de torque adimensional, T é o torque aplicado em N.m, F_i é a pré-carga aplicada a conexão em N, d é o diâmetro do conector em m

Para a determinação do coeficiente a fórmula sugerida em (SHIGLEY, 2016):

$$K = \left(\frac{d_m}{2d}\right) \left(\frac{\tan \gamma + f \sec \alpha}{1 - f \tan \gamma \sec \alpha}\right) + 0,625 f_c \quad (12)$$

onde, d_m é o diâmetro médio do parafuso, f_c é o coeficiente de atrito no colar, l é a espessura de todo material comprimido, α é o ângulo de rosca dividido por dois, γ é equivalente a $\frac{l\pi}{d_m}$

Segundo Shigley (2016); pode-se adotar para K um valor de 0,2 quando os coeficientes de fricção nas roscas e no colar do conector se aproximam de 0,15.

A fim de conferir se as aproximações sugeridas poderiam ser adotadas, tabela representada Figura 48 foi consultada para determinar o coeficiente de atrito entre roscas. Para o contato entre aço sem cobertura e alumínio oleado, como é o caso, a faixa estimada é de 0,10 a 0,18; portanto é razoável a aproximação para 0,15.

| Roscas externas | | rosclas internas | | | |
|------------------------------|--------|------------------|----------------|----------------|----------------|
| aço | | rosclas de aço | | ferro fundido | alumínio |
| | | sem cobertura | zincado | | |
| Sem cobertura ou fosfatizado | seco | 0,10 para 0,16 | 0,12 para 0,18 | 0,10 para 0,16 | 0,10 para 0,20 |
| | oleado | 0,08 para 0,16 | 0,10 para 0,18 | 0,08 para 0,18 | 0,10 para 0,18 |
| Zincado | seco | 0,12 para 0,20 | 0,12 para 0,22 | 0,10 para 0,17 | 0,12 para 0,20 |
| | oleado | 0,10 para 0,18 | 0,10 para 0,18 | 0,10 para 0,16 | 0,10 para 0,18 |
| Trava química* | | 0,18 para 0,24 | 0,18 para 0,24 | 0,18 para 0,24 | 0,18 para 0,24 |

Figura 48 – Tabela de coeficientes de fricção nas roscas (Guia de fixadores; Gedore do Brasil).

O outro ponto de contato é entre o colar da conexão e a superfície flangeada, para verificar o coeficiente de fricção entre as duas superfícies, a tabela presente na Figura 49 foi consultada. Para interface entre aço e alumínio, também oleado, a faixa é de 0,08 a 0,20.

| condição da cabeça ou da porca do parafuso | | condição da peça fixada pelo parafuso | | | |
|---|------------------------|---------------------------------------|----------------|----------------|----------------|
| | | superfície do aço | | ferro fundido | alumínio |
| | | sem cobertura | zincado | | |
| acabamento zincado | seco | 0,12 para 0,20 | 0,16 para 0,22 | 0,10 para 0,20 | - |
| | aplicação de óleo leve | 0,10 para 0,18 | 0,10 para 0,18 | 0,10 para 0,18 | - |
| sem cobertura ou acabamento fosfatizado ou em óxido preto | seco | 0,10 para 0,18 | 0,10 para 0,18 | 0,08 para 0,16 | - |
| | aplicação de óleo leve | 0,10 para 0,18 | 0,10 para 0,18 | 0,12 para 0,20 | 0,08 para 0,20 |

Figura 49 – Tabela de coeficientes de fricção nas roscas (Guia de fixadores; Gedore do Brasil).

Portanto, foi atestado que é razoável a adoção da aproximação sugerida. Desta forma, a carga aplicada sobre a conexão é de 21300 N.

3.4.4.2 Distribuição de forças

Para prosseguir com análise, é necessário entender como a pré-carga aplicada à conexão atua sobre a carcaça da bomba. Em Juvinall, Marshek (2006), é proposto um modelo de fluxo de forças representado pela Figura 50.

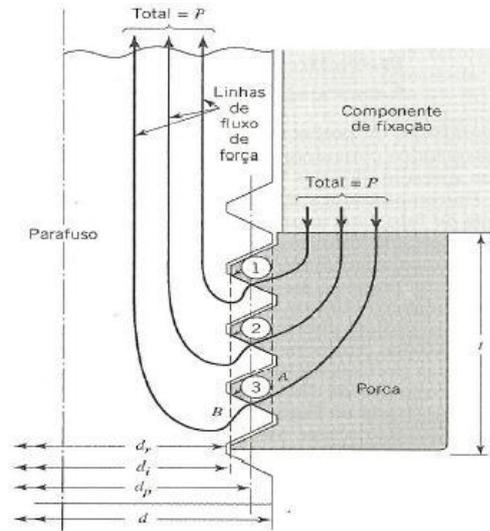


Figura 50 – Fluxo de força para um parafuso sob tração (JUVINALL; MARSHEK 2006).

Para o contato em estudo a conexão da mangueira é representada pelo parafuso, a carcaça de bomba é representada pela porca, o componente de fixação é suprimido, pois a força sobre ele é aplicada diretamente sobre a carcaça através do contato com o flange da conexão.

A distribuição de carga gerada pela tensão da conexão torquada não se dá de maneira uniforme. Segundo De Almeida, De Lima, Barbieri (2017), para rosca *standart* 60° o primeiro filete de rosca absorve 64% da carga total, a outra parcela é dividida entre os outros três filetes subsequentes conforme Figura 51. Portanto, o primeiro filete apresenta maior probabilidade de falha.

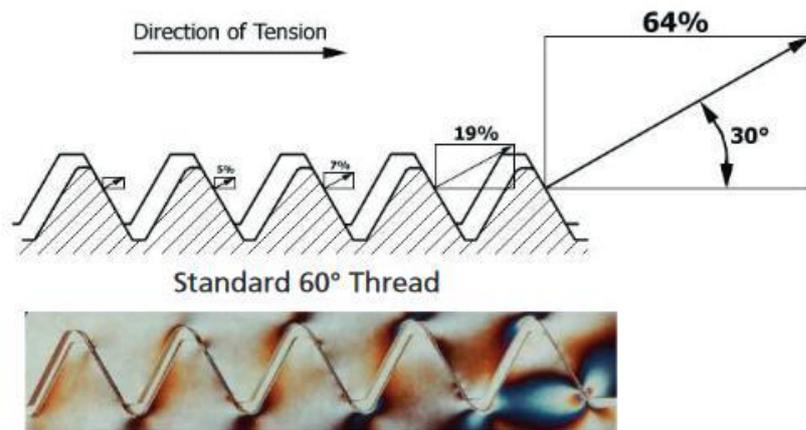


Figura 51 – Distribuição de carga sobre rosca 60° (Stanley, 2016).

4. SIMULAÇÃO DE ELEMENTOS FINITOS

Para estimar a distribuição de tensões sobre as roscas das conexões, foi desenvolvido uma simulação 2D no software Ansys. Através desta análise será possível mensurar como o torque atua no corpo da bomba, sendo este o único causador da trinca ou se aliado a algum outro esforço oriundo de sobre pressão pode ter gerado a falha.

O modelo criado representa a conexão entre terminal da mangueira hidráulica com o pórtico “B”, como há simetria dos elementos, foi criado apenas a vista de apenas um dos lados, evitando redundância.

4.1 Criação do modelo

Foi criado um modelo 2D simplificado no *SpaceClaim* para representar a zona de interação entre conexão e pórtico. Como o estudo foi desenvolvido na versão *Ansys Student*, há uma limitação à 100 mil nós na formação da malha, portanto é essencial que a geometria seja enxuta e que a parte da capacidade seja consumida em zonas não críticas

A carcaça foi representada por sua seção transversal da área de interesse com extensão de 20mm, representado na Figura 52. O recorte é validado nos passos seguintes da simulação ao observar que as tensões relevantes se propagam para uma área restrita por uma linha vertical que dista 2mm da raiz das roscas “fêmea”.

A análise foi configurada com “*Axisymmetric*” onde há simetria de esforços e de geometria em torno de um eixo de rotação. Apesar da geometria completa da carcaça não atender os requisitos simetria supracitados, a zona de interesse afetada atende. Além disso, como o intuito é analisar se o surgimento da trinca tem relação com torque excessivo na conexão, é de grande importância observar o comportamento da peça no regime plástico, para isso foi preciso agregar nas propriedades do material o comportamento “*Bilinear Isotropic Hardening*”, para que o efeito do encruamento com o alongamento do material seja considerado.

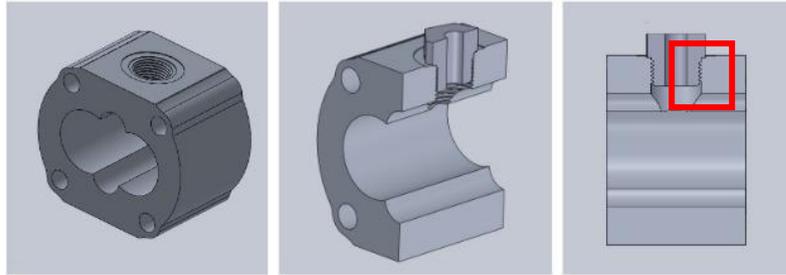


Figura 52 – Modelo 3D desenvolvido no software Solidworks.

O modelo foi dividido em oito superfícies, de 1 a 6 representam a rosca da conexão, o item 7 representa o colar da conexão e por fim o item 8 representa a carcaça da bomba.

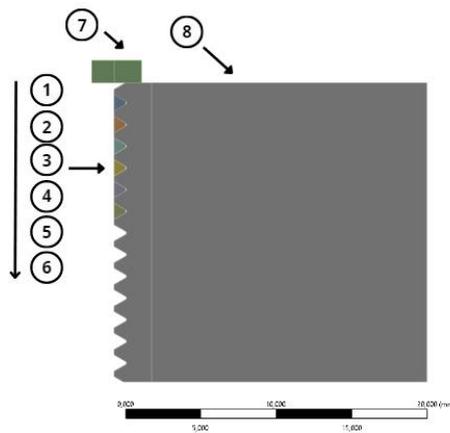


Figura 53 – Divisão da geometria em superfícies.

A divisão da conexão entre superfícies é providencial para viabilizar a representação em 2D do modelo de fluxo de forças proposto na Figura 50, se a seção de corte da conexão fosse considerada como apenas uma superfície, não seria possível representar a compressão aplicada pelo colar sobre a carcaça e simultaneamente a interação entre os filetes de rosca.

Além disso, o modelo permite que seja seguido a distribuição de carga sobre as os filetes representados na Figura 51.

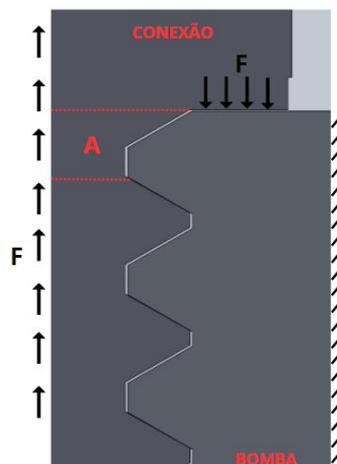


Figura 54 – representação esquemática da área de contato.

A Figura 54 representa o modelo onde a seção de corte da conexão foi considerada como apenas um corpo. Neste caso, a área “A” restrita pela linha tracejada estaria exposta aos esforços de compressão. O que não reflete a realidade do problema, conforme o torque é aplicado na “cabeça” da conexão, os fios de rosca descem pelo caminho em espiral, e a seção “A” sofre alongamento, visto que o colar da conexão tem seu deslocamento restrito no eixo y .

Para representar a geometria sem adaptações, seria necessário um modelo 3D da conexão e pórtico onde é instalado. O estudo deveria ser dinâmico para representar o alongamento da seção “A”, o que não se justifica para o caso em estudo, por demandar um computador com alta capacidade de processamento. Além disso, como há restrição quanto ao número de nós e a área do corpo a ser discretizado seria muito maior, a qualidade da malha poderia ser comprometida por sua formação com elementos grandes proporcionalmente a dimensão da conexão.

4.2 Condições de contorno

4.2.1 Contato entre filetes de rosca

A tração sofrida pelo parafuso gera o contato total entre os flancos superiores das rosca (sentido y positivo) da conexão com os flancos inferiores da rosca da carcaça. Como não há restrição de movimentação no plano contato entre os flancos, o tipo de contato é definido como “*Frictional*” sendo a força de atrito o único opositor ao deslizamento entre superfícies. O

coeficiente de fricção foi definido anteriormente como 0,15 na etapa de modelagem do problema.

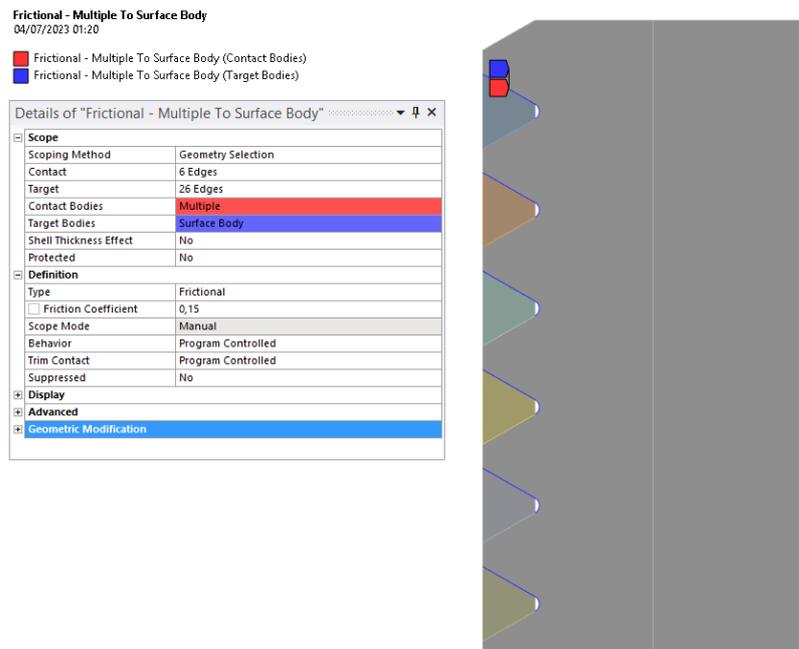


Figura 55 – Definição de contato entre roscas.

4.2.2 Contato entre flange e carcaça

A seção do conector entre roscas e o colar que se alonga reflete em uma força de compressão entre o colar a superfície flangeada do pórtico da bomba. Logo, o contato entre essas duas partes também de natureza “*Frictional*” com coeficiente de fricção de 0,15 pré-definido.

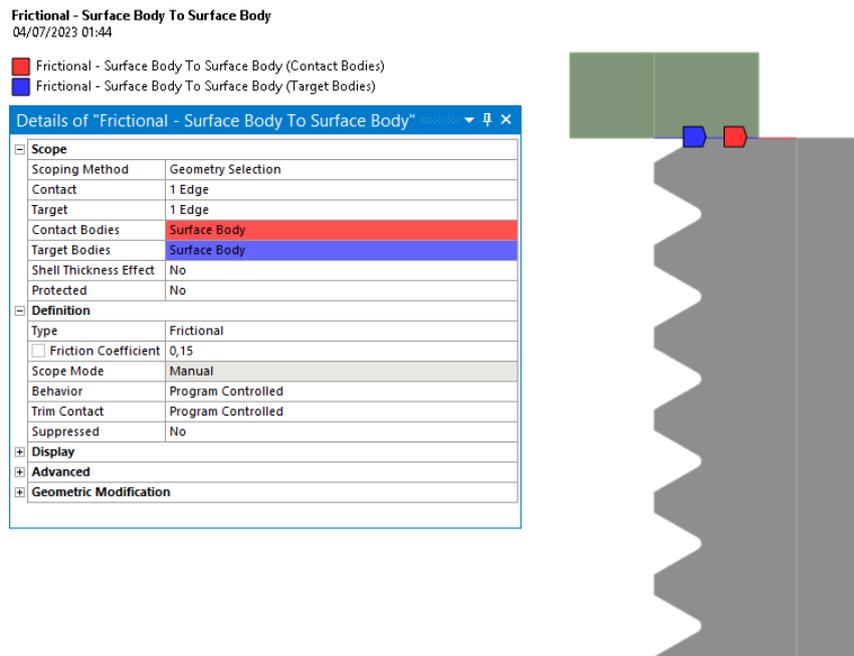


Figura 56 – Definição de contato entre bomba e colar.

4.2.3 Definição de suportes

A seção da carcaça da bomba, superfície “8”, foi engastada em sua aresta apostada à rosca, item “d” da Figura 53. Como a geometria original deste corpo é robusta e livre da ação localizada da força de contato entre as roscas, é razoável fazer tal consideração, o fato se comprova ao longo da simulação ao observar que as tensões próximas a esta região são praticamente nulas.

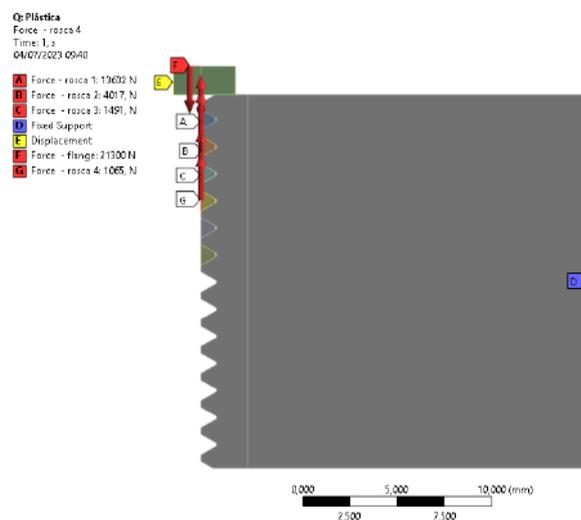


Figura 57 – Aplicação de forças e restrição de graus de liberdade.

A aresta “E” da seção que representa o colar da conexão, superfície “7”, foi estabelecida com livre deslocamento ao longo do eixo y. Ao aplicar torque sobre o a conexão, ocorre o deslocamento vertical seguindo o espiral de contato entre as roscas, neste momento a aresta é “puxada” o sentido y negativo. O deslocamento ao longo do eixo x é restringido pela seção circular corpo da conexão, foi assumido que esta geometria não sofre deformações consideráveis.

As arestas de corte das roscas foram feitas na base de seus filetes e foram restritas ao deslocamento ao longo do eixo x com as mesmas premissas adotadas para o colar da conexão. O deslocamento ao longo do eixo y é livre, o que permite o deslocamento dentro dos sulcos da rosca fêmea.

4.2.4 Aplicação de forças

A força de pré-carga atua sobre a área da coroa circular formado entre os diâmetros interno e externo da conexão. Para representar esta área de atuação, foi utilizado o recurso de “*face split*”, dividindo a superfície “7” em duas áreas de atuação de forças separadas, mas sem afetar a interação dos elementos entre as duas.

Seguindo o fluxo de forças, o a carga sobre os filetes foi aplicada nas arestas de corte na base dos mesmos no sentido y positivo. Seguindo a distribuição de carga, os quatro primeiros filetes absorvem toda a magnitude da força, os itens “a”, “b”, “c” e “g” totalizam os 21300 N originados da pré-carga.

4.3 Geração de Malha

As superfícies foram discretizadas com três tipos de elementos o PLANE183, CONTA172 e seu par o TARG169. O primeiro, referenciado na Figura 58 (A), é de ordem de duas dimensões, pode apresentar oito ou seis nós, apresenta um comportamento de deformação quadrático e possui boa aplicação para modelar malhas irregulares. O segundo, referenciado na Figura 58 (B) é aplicado para representar o contato e deslizamento entre elementos alvo em 2D e a superfície em deformação. O TARG169 representa as superfícies alvo e faz o contato com o elemento CONTA172

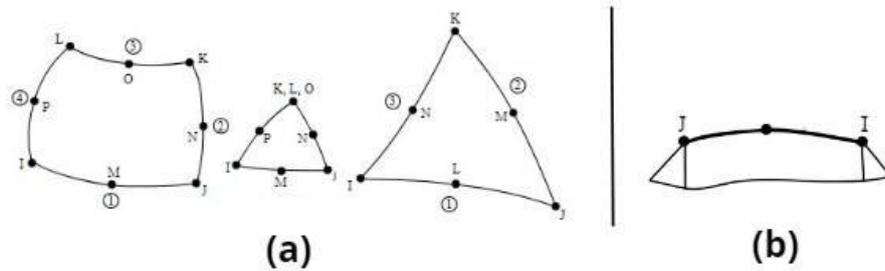


Figura 58 - Elemento PLANE183 (a) e Elemento CONTA172 (b)

Foi criada uma área delimitada no corpo “8” através do recurso de “*face split*” com intuito de refinar a malha na região de interesse, ou seja, onde há o surgimento da trinca. Para a área

Foi criado um “*edge sizing*” na aresta de contato entre o colar do flange com a carcaça da bomba com elemento de 0,02 mm de largura, este parâmetro se manteve inalterado para cada etapa de refino de malha.

As superfícies dos dois primeiros filetes de rosca, a área segregada pela demarcação do “*face split*” e a seção de corte do flange foram discretizados com elementos de mesma dimensão.

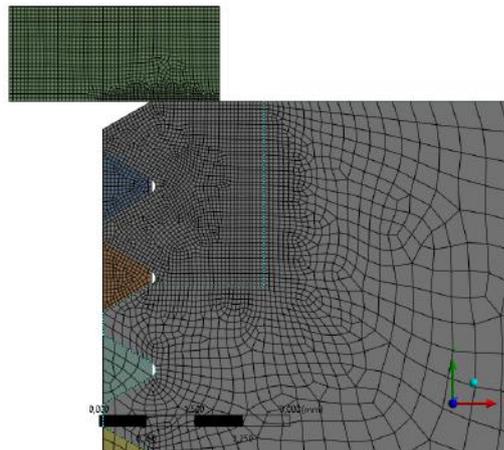


Figura 59 – Malha 06 (110394 nós).

Para conferir a assertividade da malha gerada, foi realizado um estudo de convergência, onde as tensões de *von Mises* calculadas em cada nó devem convergir para um valor específico a medida com que a malha é refinada, ou seja, com a redução das dimensões dos elementos de malha.

Foi criado um total de seis malhas durante o estudo até que fosse atingida a limitação de nós do *Ansys Student*, a “malha 01” com 21801 nós, a “malha 02” com 28866 nós, “malha 03” com 37925 nós, “malha 04” com 57629 nós, “malha 05” com 95215 nós e a “malha 06” com 110394 nós.

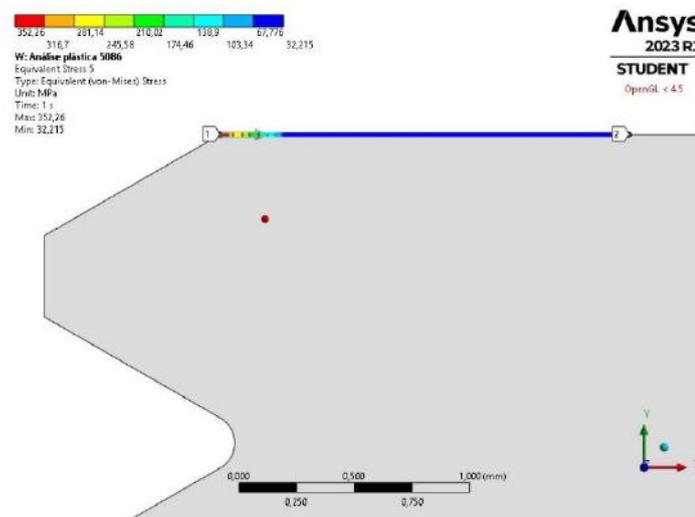


Figura 60 – Análise de tensão de *Von Mises* ao longo da aresta de contato entre flange e carcaça.

Os dados de tensão de *von Mises* ao longo da aresta de contato entre a carcaça e o flange foram coletados para cada nó (Figura 60), e comparados ponto a ponto entre cada etapa de refino de malha. O ponto zero do eixo x é o vértice mais à esquerda da aresta.

A Figura 61 plota o par de coordenadas (tensão x posição na aresta) para cada ponto da malha. O domínio do gráfico foi restrito à posição de 0 a 0,2mm, pois após este trecho a tensão cai significativamente, desta forma é possível avaliar com maior cautela a área crítica.

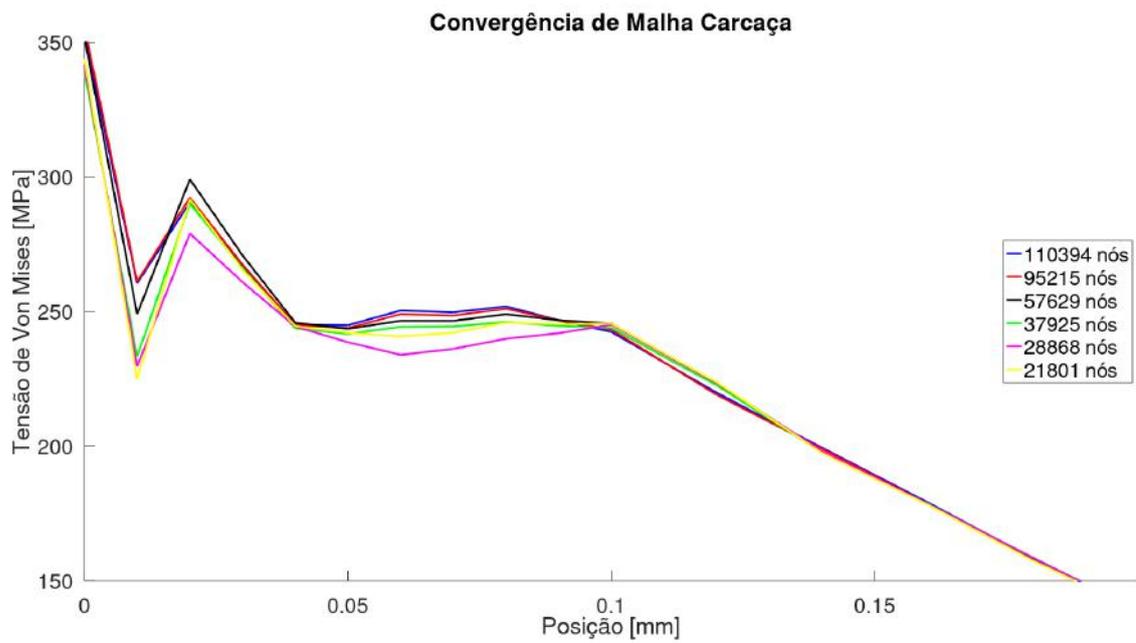


Figura 61 - Gráfico de convergência de malha

É possível constatar através do gráfico representado na Figura 61 que a malha com 95215 convergiu com a malha de 110394, ou seja, variação de valores de tensão calculado para cada ponto malha são muito similares. Logo, é possível concluir que a configuração de malha com 95215 nós é suficientemente assertiva e proverá uma discretização do corpo com resultados confiáveis.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

A Figura 62 expõe a distribuição de tensão obtido ao longo da superfície de estudo, é possível observar que a raiz do primeiro filete de rosca que está em contato com flange apresenta a maior concentração de tensão. Este resultado era esperado, visto que o primeiro filete de rosca suporta até 64% da carga total de torqueamento da conexão.

A deformação plástica em filetes de rosca é comum e geralmente não traz maiores consequências, porém de acordo com os resultados revelados durante a simulação, o torque excessivo foi capaz de gerar tensões muito próximas da tensão de ruptura, iniciadas com a aplicação do torque de 92 N.m , ou seja, com desvio de 2% do esforço considerado. É coerente assumir que a condição foi atingida, já que podem haver variações das forças aplicadas e as propriedades do material foram obtidas através de aproximações.

Desta forma, pode-se atribuir a não conformidade de torque aplicado como o principal causador da falha. Além disso, o valor torque considerado na modelagem do problema foi conservador, mas a capacidade de aplicação de um torque ainda maior é possível com nas mesmas condições. Ainda existem ponto de concentração de tensões sobre a superfície flangeada referenciada na Figura 46 que não foram consideradas na geometria da simulação, o que proporcionaria áreas com tensões de maior intensidade para as mesmas condições de carregamento atual.

O resultado foi calculado em *substeps* de 0,05 segundos, ou seja, o carregamento foi dividido em 20 etapas. Desta forma, foi possível analisar as tensões para frações do torque total de forma mais precisa, os intervalos entre pontos de interpolação ficaram reduzidos conferindo uma aproximação próxima da real. Pode se analisar na Figura 60 (a) que para a aplicação do torque sugerido em norma não há deformação plástica no filete de rosca, tal comportamento se inicia com um torque de 71 Nm.

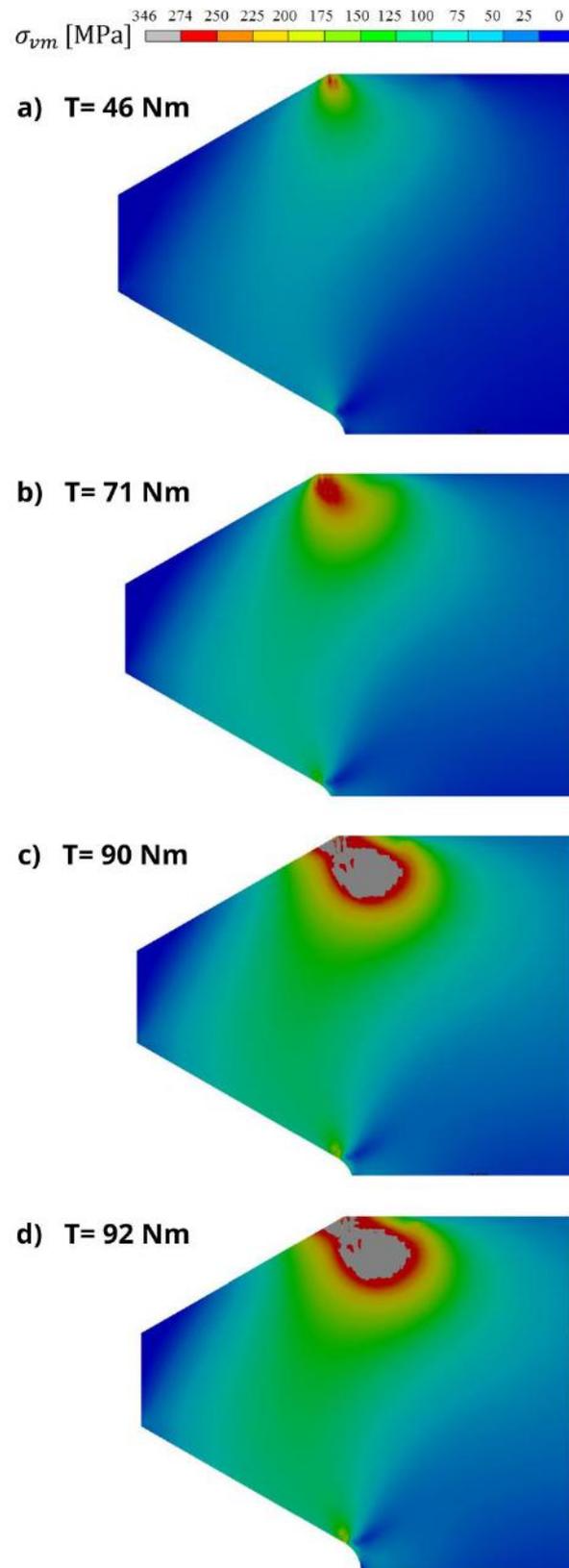


Figura 62 - Tensões de von Mises para frações do torque total: 51%, 79%, 100% e 102%

6. CONCLUSÃO

O estudo desenvolvido obteve um resultado conclusivo sobre a investigação da falha da bomba de engrenagens Hybel modelo 12113016020. Após a desmontagem do elemento de estudo e inspeção por partículas magnéticas foi identificação que o vazamento era oriundo de uma trinca propagada no pórtico “B” referenciado na Figura 33.

Através de análise de contagem de partículas do óleo hidráulico foi possível eliminar hipótese levantadas e direcionar o estudo mensurar os esforços de conexão no pórtico “B”.

Através da simulação pelo método dos elementos finitos no *software Ansys* foi possível concluir que a causa raiz do problema é a falta de um procedimento para o parto de conexões.

O procedimento deve usar como referência a norma SAE J1926 para definir o torque de aperto das conexões, para isso é necessário incluir no procedimento a utilização de um torquímetro para garantir a conformidade do aperto da conexão.

REFERÊNCIAS

ALEX N. BRASIL. **Máquinas Termohidráulicas de fluxo**

https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasclassificacaoedescricao.pdf Acesso em: 03 de março de 2023

GEPEF. **Catálogo Válvula de Retenção**

< <https://www.gepef.com.br/web/wp-content/uploads/2021/06/Catalogo-Valvula-de-Retencao.pdf>>. Acesso em : 01 d fevereiro 2023

NEW CASTLE HERITAGE ORG. **Hydraulic Crane**

<<https://newcastleheritage.org/newcastle-riverside/hydraulic-crane/>> Acesso em: 01 de maio de 2023

PROF. ELIAS FAUSTINO – CURSOS ONLINE. **Sistemas Hidráulico Industrial**

< <https://youtube.com/eliasfaustinocursosonline>deanimação> Acesso em: 02 de fevereiro de 2023

ALEX N. BRASIL. **Máquinas Termohidráulicas de fluxo**

https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5817712/LOQ4015/capitulo3_bombasclassificacaoedescricao.pdf Acesso em: 03 de março de 2023

GEPEF. **Catálogo Válvula de Retenção**

< <https://www.gepef.com.br/web/wp-content/uploads/2021/06/Catalogo-Valvula-de-Retencao.pdf>>. Acesso em: 01 de fevereiro 2023

VERICHECK. **What is positive material identification**

<<https://verichek.net/positive-material-identification.html>>. Acesso em: 04 de março de 2024

GEDORE. **Guia para especificar valores de torque para fixadores**

<<https://www.gedore.com.br/userfiles/application/e108b2cd0d4940e473e084cfa131ec50.pdf>> Acesso em: 05 de julho 2023

STANLEY. **Distribuição de carga de Spiralock**

< <https://www.stanleyengineeredfastening.com/es-ES/brands/Optia/Spiralock/Load-Distribution>>

Acesso em: 30 de junho de 2023

BOSCH REXROTH

Guia de limpeza Rexroth", Bosch Rexroth LTDA do brasil, 2009

BIBLIOGRAFIA

URQUHART, C. Daniel; WORDLEY, Mark. **A comparison of the application of centrifugal and positive displacement pumps**. Proceedings of the 17th international pump users symposium

HENN, Érico A. Lopes. **Máquinas de Fluido**, UFSM, 2^a ed, 2006

MOREIRA, Ilo da Silva. **Sistemas Hidráulicos Industriais**, SENAI-SP, 1^a ed, 2012

LANA, Eduardo Dalla. **Avaliação do rendimento de bombas hidráulicas de engrenagens externas através da medição de temperatura**, Universidade Federal de Santa Catarina, 2005

LISINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**, UFSC, 1^a ed, 2001

PALMIERI, Antônio Carlos. **Manual da Hidráulica Básica**, Albarus Sistemas Hidráulicos Ltda, 10^a ed, 1997

GOTZ, Werner. **Hidráulica. Teoria e aplicações. Da Bosch**, Departamento de Publicações Técnicas HP/VEK 2, 1^a ed, 1991

HONG, I.T; FITCH, E.C. **Wear of gear pump under abrasive fluid conditions**. National Conference on Fluid Power. 1986

JUVINALL, MARSHEK. **Fundamentos do Projeto de Componentes de Máquinas**, LTC, 4^a ed, 2006

ROCHA, CRAMELO. **Propriedades Elásticas das Rochas**.UNB, notas de aula, 2011

HRUZIK, BURECEK, VASINA. **Mathematical simulation and Measurement of Expansion of Hydraulic Hose with oil**, Faculty of Mechanical Engineering, 2017

KARJALAINEN, KARJALAINEN, HUHTALA. **Measuring and Modelling Hydraulic Fluid Dynamics at High Pressure—Accurate and Simple Approach**. International Journal of Fluid Power, 2014

CINAR, UCAR, CELIK FIRAT, RENNIE. **Pressure Determination Approach in Specific Pressure Region and FEM- based**, Exp Tech 40, 2016

BUDYNAS, NISBETT. **Elementos de Máquinas de Shigley**, Mc Graw Hill Education, 10^a ed, 2016

CASTRO, MEGGIOLARO. Fadiga técnicas e Práticas de Dimensionamento Estrutural sob Cargas Reais de Serviço, Create Space, 1^a ed, 2009

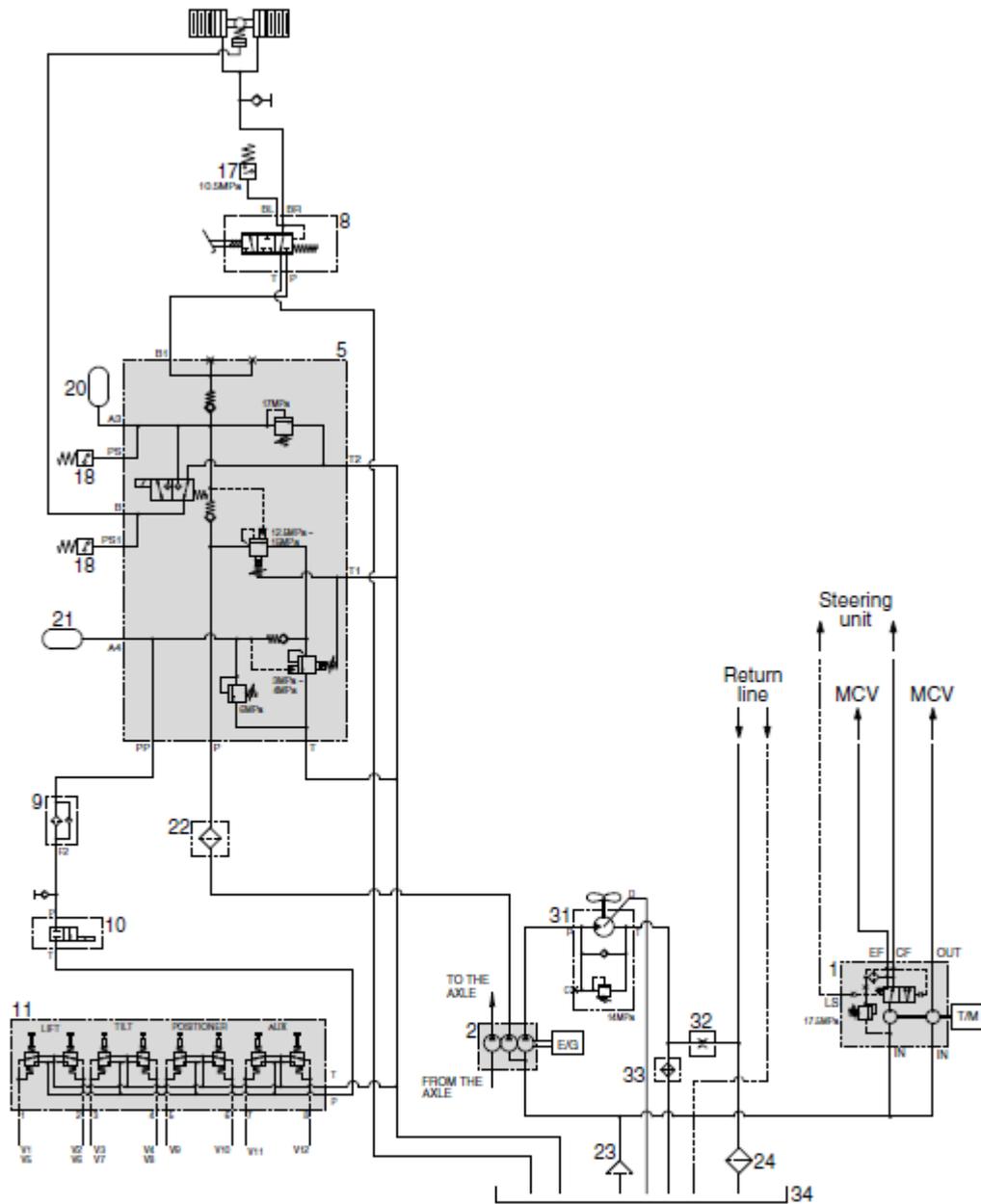
ROMERO, CURBANI. Sobre o comportamento em erosão-cavitação da liga Co30cr19fe nas condições metalúrgicas fundida, solubilizada, encruada e nitretada em baixa temperatura. 2018. 142 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Universidade Federal do Espírito Santo, Centro Tecnológico, Vitória, 2018

BAZANINI, LIMA, UNFER. Ação de micro-jatos cônicos em superfícies sólidas / The action of conical micro-jets in solid surfaces. Brazilian Journal of Development, 2019.

BRASIL, Alex. Máquinas termohidráulicas de fluxo. 2010

BOSCH REXROTH. Guia de limpeza Rexroth. 2019

ANEXO 1 – SISTEMA HIDRÁULICO DE FREIOS



16007ABS01

- | | | |
|-----------------|--------------------|-----------------------|
| 1 Main pump | 11 RCV | 23 Strainer |
| 2 Brake pump | 17 Pressure switch | 24 Return filter |
| 5 Cut off valve | 18 Pressure switch | 31 Fan drive motor |
| 8 Brake valve | 20 Accumulator | 32 Orifice |
| 9 Line filter | 21 Accumulator | 33 Oil cooler |
| 10 Safety valve | 22 Line filter | 34 Hydraulic oil tank |

Anexo 1 – Sistema hidráulico de freios (Hyundai Construction Equipment Brasil LTDA, 2016).