

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ – CAMPUS DE ITABIRA
PROGRAMA DE MESTRADO PROFISSIONAL EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

LEONARDO GERALDO LEITE

ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DE UMA BOMBA HIDRÁULICA
COMPACTA DE DESLOCAMENTO POSITIVO, DE PISTÃO AXIAL DE DUPLA
AÇÃO, ACIONADA POR TOMADA DE FORÇA DE UM TRATOR

Itabira

2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ – CAMPUS DE ITABIRA
PROGRAMA DE MESTRADO PROFISSIONAL EM ENGENHARIA DE PRODUÇÃO

LEONARDO GERALDO LEITE

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DE UMA BOMBA HIDRÁULICA
COMPACTA DE DESLOCAMENTO POSITIVO, DE PISTÃO AXIAL DE DUPLA
AÇÃO, ACIONADA POR TOMADA DE FORÇA DE UM TRATOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Mestrado Profissional em Engenharia de Produção da Universidade Federal de Itajubá – Campus de Itabira, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção – Mestrado Profissional.

Área de concentração: Engenharia de Produção

Orientador: Prof. Dr. Tarcísio Gonçalves de Brito
Coorientador: Prof. Dr. Rubén A. Miranda Carrillo

Itabira
2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ – CAMPUS DE ITABIRA

LEONARDO GERALDO LEITE

**ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA DE UMA BOMBA HIDRÁULICA
COMPACTA DE DESLOCAMENTO POSITIVO, DE PISTÃO AXIAL DE DUPLA
AÇÃO, ACIONADA POR TOMADA DE FORÇA DE UM TRATOR**

Dissertação apresentada ao Programa de Mestrado Profissional em Engenharia de Produção da Universidade Federal de Itajubá – Campus de Itabira, como requisito parcial para obtenção do título de Mestre em Engenharia de Produção – Mestrado Profissional.

Área de concentração: Engenharia de Produção

Banca examinadora em 15 de Dezembro de 2020, conferindo o título de Mestre em Engenharia de Produção – Mestrado Profissional.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Carlos Eymel Campos Rodriguez
Universidade Federal de Itajubá

Prof. Dr. Eduardo Miguel da Silva
Universidade Federal de São João Del Rey

Prof. Dr. Rubén Alexis Miranda Carillo (Coorientador)
Universidade Federal de Itajubá

Prof. Dr. Tarcísio Gonçalves de Brito (Orientador)
Universidade Federal de Itajubá

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à Deus por me prover de saúde, sabedoria e persistência necessárias para o alcance dos meus sonhos. Aos meus pais, pela educação, eterna compreensão e exemplo de vida. À minha irmã Lorena, pelo exemplo de competência e suporte nos momentos difíceis. À minha namorada Nayara, pelo carinho e compreensão nos momentos de ausência.

Aos meus orientadores Tarcísio Gonçalves de Brito e Rubén Alexis Miranda Carrillo, pelas orientações, paciência e incansável suporte ao longo dessa pesquisa. À professora Ana Carolina Santos, pelas palavras de apoio e otimismo. Ao professor Leonardo Albergaria, pela atenção e incentivo.

Ao querido amigo Arthur Garcia Lage e família, pelos conselhos e suporte incondicional nos momentos em que mais precisei. Aos queridos amigos Cláudio Júnior, Lucas Lopes, Miguel Abrão e Thúlio Sales, pelas palavras firmes em momentos incertos. Aos queridos Carlos Augusto da Silva e Samir Martins, por me acolherem e orientarem em todos os momentos dessa jornada. Ao estimado Cláudio Rezende, por me guiar nos momentos de dúvidas e incertezas. Ao mestre Renato Barros e família, por todos os ensinamentos, carinho e atenção ao longo de tanto tempo. Sem vocês nada disso teria sido possível.

Aos senhores Arnaldo Paulino, Tassio Coelho, Hudson Arantes, Halisson Guimarães e Carlos Henrique da Silva, por acreditarem no meu trabalho e permitirem que eu continuasse com meus estudos. Aos amigos da Milplan Engenharia, por todo o apoio e compreensão.

A todos os meus amigos que, direta ou indiretamente, contribuíram para a realização deste trabalho.

EPÍGRAFE

“Go at it boldly, and you'll find unexpected forces closing round you and coming to your aid.” (BASIL KING)

RESUMO

As bombas hidráulicas atribuem energia ao fluido para transportá-lo por escoamento de um ponto a outro, transformando trabalho mecânico recebido em energia para o funcionamento, podendo também receber energia do fluido. Dentre os tipos de bombas existentes, as bombas de deslocamento positivo por pistão têm como princípio de trabalho baixas vazões e altas pressões de operação, com o fluido deslocado da sucção até a descarga em volumes definidos e contínuos. A utilização dessas bombas apresenta a possibilidade de trabalho com fluidos viscosos e com particulados em suspensão, seja em serviços de pressurização e/ou atomização. O emprego desse tipo de bomba em locais remotos apresenta restrições devido ao tamanho do equipamento e seus periféricos, o tipo de acionamento e mesmo sua complexidade mecânica quanto à manutenção. O desenvolvimento de um protótipo que possa ser utilizado em situações de escassez de recursos e acionado pelo próprio trator incita a possibilidade de economia de tempo para determinadas tarefas agrícolas e a praticidade do uso de um equipamento de simples manutenção e manuseio. Este trabalho tem como objetivo o estudo de viabilidade técnica de uma bomba hidráulica de deslocamento positivo, de pistão axial de dupla ação, acionada pela tomada de força de tratores de variados tipos. O protótipo em análise tem como diferencial a dimensão reduzida e alta pressão de trabalho, ideal para pulverização em colheitas e/ou transporte de fluidos entre curtas distâncias, sem a utilização de energia elétrica. A carcaça da bomba foi submetida a uma simulação computacional pelo Método de Elementos Finitos (MEF), a qual exibiu pontos concentradores de tensão ao longo do corpo de trabalho e demais aspectos relacionados a fatores de segurança, torção na carcaça e outros. O protótipo foi testado a rotações constantes de 150 e 300 rpm, apresentando nessa última uma pressão de trabalho de aproximadamente 87 bar momentos antes do rompimento. As rachaduras encontradas na carcaça durante a análise de falha corroboraram com a simulação computacional pelo método de elementos finitos, provando ser uma análise aproximada. As equações de operação do protótipo apresentaram valores para a vazão média $Q = 0,00029134 \text{ m}^3/\text{s}$, energia específica fornecida ao líquido $Y = 22155,878 \text{ J/kg}$ e perda de carga nas válvulas $H_a = 0,9822 \text{ mca}$. A comparação entre os resultados teóricos (simulação estrutural e equações) e real, não pode ser realizada devido ao rompimento da carcaça durante o teste inicial para determinação da vazão de operação da bomba. Apesar de não se dispor de uma comparação clara entre valores de projeto e protótipo, o equipamento apresentou funcionamento adequado e pressão de trabalho inicial correspondente ao seu propósito. Com base nas informações analisadas ao longo desse trabalho a partir dos desenhos, cálculos e

simulações, o protótipo desenvolvido é tecnicamente viável para aplicações agrícolas uma vez que apresenta dimensões reduzidas, pressão e vazão adequadas e mecânica simples.

Palavras-chave: Bomba hidráulica. Bomba de deslocamento positivo. Baixa vazão. Alta pressão. Análise de Viabilidade Técnica.

ABSTRACT

Hydraulic pumps assign energy to the fluid to transport it by flow from one point to another, converting mechanical work into energy for operation. Among the existing types of pumps, positive displacement piston pumps operate with low flow and high pressures, with the fluid displaced from suction to discharge in defined and continuous volumes. The use of these pumps presents the possibility of working with viscous fluids and with suspended particles, either in pressurization or atomization services according to the working fluid. The use of this type of pump in remote locations presents restrictions due to the size of the equipment and its peripherals, the type of drive and even its mechanical complexity regarding maintenance. The development of a prototype that can be used in situations of scarcity of resources and activated by the tractor itself encourages the possibility of saving time for certain agricultural tasks, as well as the practicality of using simple maintenance and handling equipment. This study aims to explore the technical feasibility of a positive displacement hydraulic pump, with a double-acting axial piston, driven by the power take-off of tractors of various types. The prototype under analysis has the advantage of a reduced size and high working pressure, ideal for spraying crops and transporting fluids between short distances, without using electricity. The pump casing was subjected to a computer simulation using the Finite Element Method (FEM), which showed stress concentrating points along the working body and other aspects related to safety factors, torsion in the casing and others. The prototype was tested at constant speed of 150 rpm, and also at constant speed of 300 rpm, presenting approximately 87 bar of working pressure before breaking off. The cracks found on the carcass during the failure analysis contributed with the computer simulation by the FEM, proving to be a reliable analysis. The prototype operating equations showed values for the average flow rate $Q = 0.00029134 \text{ m}^3 / \text{s}$, specific energy supplied to the liquid $Y = 22155.878 \text{ J} / \text{kg}$ and pressure drop in the valves $H_a = 0.9822 \text{ mca}$. Based on the information analyzed throughout this study from drawings, calculations and simulations, the developed prototype is technically feasible for agricultural applications since it presents reduced dimensions, adequate pressure and flow, and also simple mechanical requirements.

Keywords: *Hydraulic Pump. Positive Displacement Pump. Low Flow Rate. High Pressure.*

Technical feasibility analysis.

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 - MODELO PRIMITIVO DE BOMBA CEGONHA	17
FIGURA 2 - PARAFUSO DE ARQUIMEDES.....	23
FIGURA 3 - BOMBA DE CTESIBIO MOVIDA POR RODA D'ÁGUA	23
FIGURA 4 - MOTOR ATMOSFÉRICO A VAPOR	25
FIGURA 5 - DIVISÃO DE MÁQUINAS DE FLUXO	28
FIGURA 6 - CAPACIDADE X VISCOSIDADE	30
FIGURA 7 - RENDIMENTO X ALTURA MANOMÉTRICA	30
FIGURA 8 - SUBDIVISÃO DE CLASSES DE BOMBAS	32
FIGURA 9 - BOMBA DE DESLOCAMENTO POSITIVO DE PISTÃO	35
FIGURA 10 - BOMBA DE PISTÃO DE DUPLA AÇÃO	36
FIGURA 11 - CURVA SENOIDAL DE BOMBA TIPO DUPLEX.....	38
FIGURA 12 - GRÁFICO DE REPRESENTAÇÃO DE CRITÉRIOS DE TENSÃO	47
FIGURA 13 - EIXO PRINCIPAL DA BOMBA.....	49
FIGURA 14 - MANCAL PRINCIPAL.....	50
FIGURA 15 - SEÇÃO FRONTAL	51
FIGURA 16 - DESTAQUE PARA AS VÁLVULAS.....	52
FIGURA 17 - DESTAQUE PARA AS VÁLVULAS.....	53
FIGURA 18 - VÁLVULAS DE RECALQUE E SUCCÇÃO.....	54
FIGURA 19: CONEXÕES DE SUCCÇÃO E RECALQUE.....	55
FIGURA 20 - DESTAQUE PARA O PISTÃO E BOMBA MONTADA	56
FIGURA 21 - PONTO DE FIXAÇÃO E ÁREA INTERNA DELIMITADA.....	58
FIGURA 22 - DEFORMAÇÃO DA ESTRUTURA SOB TENSÃO	60
FIGURA 23 - PONTOS DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO.....	61
FIGURA 24 - PONTOS DE DESLOCAMENTO DA CARÇA.....	62
FIGURA 25 - DESLOCAMENTO LATERAL DA ESTRUTURA	63
FIGURA 26 - FORÇA DE REAÇÃO NA SEÇÃO POSTERIOR DA CARÇA	64
FIGURA 27 - COEFICIENTE DE SEGURANÇA DA CARÇA	66
FIGURA 28 - PROTÓTIPO MONTADO.....	68
FIGURA 29 - VÁLVULA DE SUCCÇÃO.....	69
FIGURA 30 - ANÉIS DE VEDAÇÃO DESGASTADOS	70
FIGURA 31 - MANÔMETRO DA MANGUEIRA DE RECALQUE	71
FIGURA 32 - DIMENSÃO DA RACHADURA NO TOPO DA SEDE DE VÁLVULA.....	72

FIGURA 33 - DIMENSÃO DA RACHADURA NA FACE FRONTAL DA SEDE DE VÁL	VULA
.....	73
FIGURA 34 - DESGASTE DO PISTÃO	74
FIGURA 35 - FOLGA NA CONEXÃO HASTE-VIRABREQUIM	75
FIGURA 36 - COMPARAÇÃO DAS SEÇÕES DE CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO PROTÓTIPO X	
SIMULAÇÃO	76
FIGURA 37 - CONCENTRAÇÃO DE TENSÃO NA SEDE INFERIOR.....	77
FIGURA 38 - CURVA VAZÃO X ROTAÇÃO	83
FIGURA 39 - VISTA EXPLODIDA DO PROTÓTIPO.....	87

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 - PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DO ALUMÍNIO 6061	57
TABELA 2 - PARÂMETROS E SOFTWARE.....	59
TABELA 3 - DESLOCAMENTOS	62
TABELA 4 - FORÇAS DE REAÇÃO DA CARÇAÇA	65
TABELA 5 - CARACTERÍSTICAS DA BOMBA CONVENCIONAL	85
TABELA 6 - COMPARATIVO ENTRE BOMBAS	88

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

AIISI	American Iron and Steel Institute
CAE	Computer Aided Engineering
MCA	Metros de Coluna de Água
MEF	Métodos de Elementos Finitos
MPA	Mega Pascal
RPM	Rotações Por Minuto
SAE	Society of Automotive Engineers
SSU	Saybolt Seconds Universal
η_v	Rendimento volumétrico (adimensional)
C_a	Velocidade do líquido na admissão (m/s)
C_d	Velocidade do líquido na descarga (m/s)
C_{va}	Velocidade de escoamento na sede da válvula (m/s)
D_s	Diâmetro da canalização de sucção (m)

H_a	Altura ou energia específica de aceleração (mca)
H_g	Desnível geométrico entre reservatórios de recalque e sucção (m)
H_{va}	Perda de carga na válvula (mca)
L_s	Comprimento da canalização de sucção (m)
P_a	Pressão de admissão (N/m ²)
P_d	Pressão de descarga (N/m ²)
Z_a	Cota ou nível de referência da admissão (m)
Z_d	Cota ou nível de referência da descarga (m)
λ_{va}	Coefficiente de resistência na válvula (constante)
d	Diâmetro interno do cilindro (m)
d ²	Diâmetro da haste do pistão (m)
ϵ	Rugosidade da tubulação (mm)
g	Aceleração da gravidade (m/s ²)
h	Altura de elevação manométrica (m)
K'	Característica do sistema de tubulação (adimensional)

l	Curso do pistão (m)
m	Metros
mm	Milímetros
n	Rotação do eixo principal (rpm)
q	Vazão (m^3/s)
s	Curso do pistão
sp	Velocidade do pistão (m/s)
Y	Energia fornecida ao líquido ao passar pela bomba (J/kg)
ρ	Massa específica do fluido bombeado (kg/m^3)
f	Rugosidade relativa (mm)

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	16
1.1	Considerações Iniciais	16
1.2	Objetivos	19
1.2.1	Objetivo Geral	19
1.2.2	Objetivos específicos	19
1.3	Importância Do Tema	19
1.4	Limitações	20
1.5	Conteúdo	21
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	22
2.1	Evolução Histórica De Bombas E Máquinas Hidráulicas	22
2.2	Bombas De Deslocamento Positivo	27
2.2.1	Classificação Das Bombas De Deslocamento Positivo.....	33
2.3	Bomba De Deslocamento Positivo De Pistão De Dupla Ação	36
2.4	Equações	39
2.5	Análise De Viabilidade Técnica.....	43
2.6	Método De Elementos Finitos.....	44
3	PROTÓTIPO DA BOMBA.....	49
4	SIMULAÇÃO E ANÁLISE ESTRUTURAL DO PROTÓTIPO	57
4.1	Análise de tensões	59
4.2	Análise de deslocamento e forças de reação.....	61
4.3	Fator de segurança.....	65
5	TESTE DO PROTÓTIPO.....	67
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	78
6.1	Vazão média.....	78
6.2	Energia específica para sucção.....	78

6.3 Energia específica fornecida ao líquido.....	79
6.4 Perda de carga na válvula	80
6.5 Característica do sistema de canalização	80
6.6 Velocidade de operação do pistão	81
6.7 Curva Características Da Bomba	82
6.7.1 Curva Vazão volumétrica x Rotação.....	83
7 ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA.....	84
7.1 Comparativo.....	84
7.2 Análise mecânica.....	86
8 CONCLUSÕES.....	89
8.1 Sugestões para estudos futuros.....	91
9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	92

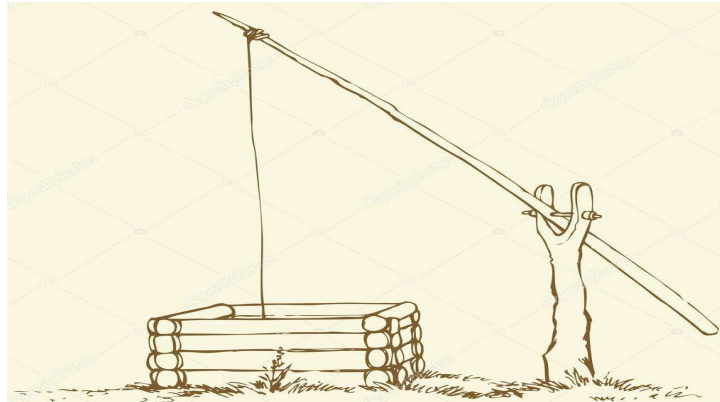
1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações Iniciais

Estudos sobre a energia contida nos fluidos e sua abrangente aplicação têm sido um dos fatores primordiais para o desenvolvimento humano. Dos sistemas de irrigação de longa distância na Mesopotâmia, a 2000 a.C., a rodas hidráulicas para moagem de grãos, a utilização dos fluidos têm sido o principal responsável por alavancar o desenvolvimento da sociedade humana em diversos aspectos. A utilização da água, para a realização de trabalho aplicado à lavoura, foi a precursora do desenvolvimento de vários equipamentos que deram origem às máquinas de fluido atuais (WADE e SHORT, 2007). Henn (2006), apresenta o desenvolvimento de equipamentos precursores às máquinas de fluido atuais como sendo atribuído ao cientista egípcio Heron de Alexandria, o qual criou o que se considera como a primeira versão de uma turbina a vapor, denominada como Eolípila, por volta do século 30 d.C. Foi somente no século XIX, com a utilização de conhecimentos aprofundados em áreas térmicas e fluidas, e com o surgimento de novos materiais pela metalurgia, que as máquinas de fluido passaram a ter maior significância e participação direta na vida humana.

A dificuldade em abastecer populações distantes de rios e cursos d'água, de acordo com Lazos (1999), apresentava crescente preocupação, levando a esforços inventivos que permitiram a captação, adução e armazenamento de água para diversos fins. Segundo Mays (2010), a primeira utilização de sistemas de movimentação e deslocamento de água que se tem registro foi no ano de 2000 a.C., por egípcios, com a invenção de um dispositivo denominado “bomba cegonha”. Esse dispositivo consistia em duas hastes de madeira, posicionados perpendicularmente entre si com uma de suas partes presa ao solo. A parte perpendicular, articulada ao meio, dispunha em uma extremidade de um contrapeso e, na outra extremidade, um recipiente para captação de água conforme Figura 1. Para funcionamento, baixa-se o recipiente ao poço e, com a ajuda do contrapeso na outra extremidade, içá-lo com facilidade. Ainda que rudimentar, a simplicidade desse equipamento ainda o faz útil na atualidade em regiões mais afastadas e carentes do planeta, tais como África subsaariana e regiões centrais da China, onde a escassez de recursos é alta e o incentivo governamental é ausente.

Figura 1 - Modelo primitivo de bomba cegonha



Fonte: Azevedo (2009)

A utilização de sistemas de bombeamento/irrigação eficientes, em locais remotos ou de difícil acesso apresenta, ainda hoje, um desafio para aqueles que residem ou trabalham nessas localidades. Seja para uso doméstico, ou para lavoura, a necessidade de transporte de fluidos é necessária no desenvolvimento socioeconômico de uma região, o que por sua vez reforça e justifica o investimento de sistemas de transmissão e bombeamento de água, assim como em seus respectivos periféricos. Em situações aplicadas ao setor agrícola, seja este de pequena ou larga escala, a presença de bombas hidráulicas junto aos equipamentos (tratores e colheitadeiras) proporciona grande aplicabilidade, inclusive a pulverização e até o bombeamento de água para tanques e reservatórios utilizados no processo. Dentre os pontos que requerem atenção ao se utilizar esses equipamentos em localidades remotas, a fonte de energia requerida para acionamento destes se apresenta como o principal, sendo necessário por vezes a utilização de geradores (com motores a combustão interna). Outro ponto crítico em operações dessa natureza é a dimensão da bomba, apresentando geralmente grande volume e peso.

A recorrente dificuldade na seleção de equipamentos de bombeamento para aplicações específicas, tem como justificativa não somente a extensa gama de bombas existentes no mercado, mas principalmente a falta de conhecimento do assunto por parte dos usuários, resultando por vezes na seleção de um único modelo capaz de suprir certa demanda, ainda sem apresentar a eficiência esperada para determinado fim (TACKETT JR. et al., 2008).

A escolha do equipamento adequado deve passar por análises de viabilidade a fim de suprir não só as necessidades técnicas (operação, capacidade produtiva, manutenção, etc.), devendo também considerar fatores econômicos (valor de aquisição, vida útil, etc.). De

acordo com Abreu (2009), a análise e viabilidade técnica apresenta a capacidade de determinado projeto de ser exequível, uma vez que verifica a existência de recursos técnicos e/ou tecnologia que possibilitam produzir as entregas (produto, serviço ou ideia) e atender às especificações.

Para que possam ser realizados, os estudos de viabilidade devem considerar aspectos técnicos, ambientais e econômicos, de modo a identificar o impacto causado pelo investimento a curto, médio e longo prazo (WOILER e MATHIAS, 2008). Para a análise técnica, o foco é direcionado às condições na qual o ativo (obra ou equipamento) será implantado, sendo realizados estudos preliminares de engenharia (geotécnicos, topográficos e outros) para verificar interferências significativas no futuro, além da definição de equipes que acompanharão o projeto. A viabilidade ambiental (quando aplicável) analisa os impactos causados pelo novo investimento no que diz respeito a água, solo, ar e toda a fauna e flora do ambiente, a partir de orientações da legislação vigente. Por sua vez, a análise econômica considera todo o aspecto financeiro necessário para a elaboração e execução do projeto, desde o orçamento definido, os custos, contratação de equipes e projeções de resultados sobre a rentabilidade do empreendimento (WOILER e MATHIAS, 2008).

Portanto, na fase de concepção da engenharia do equipamento, são empregados recursos para verificar se o mesmo corresponde as expectativas do projeto e se atende as solicitações de trabalho ao qual será submetido durante a operação. Para que isso seja feito, sem gastos exorbitantes com matéria prima, protótipos e testes reais, são utilizados recursos computacionais que simulam o ambiente do equipamento e as cargas no qual esse será submetido, apresentando possíveis pontos de falha e mesmo melhorias no projeto ainda em nível conceitual.

Para Bazzo e Pereira (2013), a simulação computacional (CAE) é um recurso utilizado para otimizar projetos, reduzir custos, tempo de fabricação e testes destes equipamentos. Para uma análise estrutural em que o cálculo analítico é inviável, utiliza-se do Método dos Elementos Finitos (MEF) para discretizar o sistema em vários elementos menores, subdividindo-se a geometria deste e permitindo resolver um problema complexo de forma fracionada e simplificada (FU et al.,2006).

Para a integração desses conceitos, esse trabalho tem por objetivo realizar uma análise de viabilidade técnica de uma bomba hidráulica compacta de deslocamento positivo, de pistão axial de dupla ação, acionada pela tomada de força de um trator. A análise do equipamento será realizada a partir de simulações estruturais utilizando o método de elementos finitos, da construção das curvas características de operação e do teste real do protótipo.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

Realizar análise de viabilidade técnica na bomba hidráulica de deslocamento positivo, de pistão axial de dupla ação, acionada pela tomada de força de um trator.

1.2.2 Objetivos específicos

- a) Realizar a fundamentação teórica sobre bombas hidráulicas de deslocamento positivo;
- b) Analisar a viabilidade técnica da fabricação/produção do equipamento;
- c) Construir a curva característica de funcionamento da bomba para vazão volumétrica x rotação;
- d) Realizar análise estrutural da carcaça do equipamento;
- e) Realizar teste de funcionamento e determinar a vazão de operação da bomba.

1.3 Importância Do Tema

A utilização de bombas de deslocamento positivo, para a movimentação de fluidos, torna-se necessária para fluidos altamente viscosos e em situações onde vazão constante e alta pressão são essenciais. A possibilidade de atomização do fluido de trabalho é também um aspecto a ser considerado, com aplicações que abrangem setores como agricultura, automotivos e outros. Esse tipo de equipamento apresenta, no entanto, dimensões questionáveis para mobilidade e aplicabilidade em áreas remotas, requerendo energia elétrica como fonte de alimentação principal.

Em situações aplicadas a agricultura, o entupimento do radiador principal dos tratores no momento da preparação dos campos ou mesmo durante a colheita, tem ocasionado atrasos ao processo por superaquecimento do equipamento. No decorrer da atividade, o excesso de particulado no ar se aglomera nas grades do sistema de arrefecimento dos tratores devido à movimentação no terreno, o que por sua vez impede a correta passagem de ar e o aquecimento indevido, levando o operador a interromper a atividade para lavar o radiador. Para situações de operação em plantações de algodão, as paradas para desobstrução são ainda mais frequentes. A limpeza eficiente dos radiadores se dá com água em alta pressão, o que requer do operador uma bomba de alta pressão e um gerador de energia a combustão interna para alimentar a bomba. Essa solução, no entanto, apresenta dificuldades e custos adicionais, uma vez que requer energia elétrica para alimentar uma bomba de alta pressão.

O emprego de uma bomba de alta pressão compacta acionada mecanicamente (sem a

necessidade de energia elétrica), introduz a possibilidade de resolução de problemas dessa ordem sem custos adicionais. Essa dissertação apresenta análise de viabilidade técnica de uma bomba compacta, a partir de uma carcaça já fabricada, e tem como objetivo um estudo mais aprofundado de suas condições estruturais e de funcionamento visando a melhoria do desempenho do equipamento.

1.4 Limitações

Este trabalho limita-se aos cálculos de vazão, energia específica e perdas de carga do equipamento, assim como a simulação e viabilidade técnica de uma bomba de deslocamento positivo de pistão de dupla ação, desconsiderando qualquer sistema de tubulação adjacente a esse. A análise foi realizada a partir de uma carcaça existente em alumínio fundido liga 6061, já usinada para receber todos os componentes internos e esses já dimensionados e selecionados, não cabendo qualquer estudo relacionado aos processos de fabricação de qualquer elemento utilizado, bem como de suas ligas metálicas.

As equações apresentadas limitam-se aos aspectos de operação da bomba, tais como vazão, pressão de operação e sucção, velocidade do pistão e outras, não sendo consideradas equações referentes ao dimensionamento do equipamento ou de qualquer um de seus elementos internos.

A análise de viabilidade técnica não contemplará a análise de investimento do equipamento e seus respectivos indicadores econômico-financeiros, tais como taxa interna de retorno, *payback*, valor presente líquido e outros, mantendo-se voltado a uma análise mecanicista.

Para a verificação estrutural do projeto, será analisada somente a carcaça em alumínio fundido a partir de um modelo de simulação estática, utilizando o software Auto Desk Fusion 360 2020 e submetida ao método de elementos finitos utilizando malha tetraédrica. Será utilizada somente a pressão interna na carcaça como tensão admissível, sendo desconsiderado as demais solicitações por parte dos elementos mecânicos.

O teste do protótipo foi realizado mantendo a constituição mecânica do equipamento, não envolvendo qualquer alteração no projeto original a partir da implementação de métodos de fabricação ou ajustes. A bomba foi testada em um ambiente controlado, desconsiderando altura dos reservatórios de sucção e recalque. A validação do teste se dará a partir da vazão recalçada por minuto e pela pressão de trabalho alcançada pelo equipamento durante sua operação.

Quanto à análise dos resultados do teste da bomba, somente a carcaça será avaliada para

falhas estruturais. Os demais elementos que compõem o equipamento serão inspecionados para eventuais desgastes decorridos da operação.

1.5 Conteúdo

- **Capítulo 2 – Revisão bibliográfica.** Apresenta as generalidades, o funcionamento e as características das bombas de deslocamento positivo, os tipos de configuração, equações aplicáveis e o método de análise utilizado para o equipamento em estudo;
- **Capítulo 3 – Protótipo da bomba.** Contém o descritivo detalhado dos elementos e funcionamento da bomba, detalhes construtivos e de elementos utilizados;
- **Capítulo 4 – Simulação do protótipo.** Apresenta simulação de tensão estática da carcaça da bomba pelo método de elementos finitos, utilizando o *software* AUTODESK FUSION 360 2020, considerando propriedades físicas do material da carcaça e suas geometrias internas;
- **Capítulo 5 – Teste do protótipo.** Apresenta as condições do teste realizado com o protótipo e os resultados obtidos a partir deste, assim como os aspectos de falha ocorridos ao longo do teste;
- **Capítulo 6 – Resultados e discussão.** Apresenta a resolução das equações analíticas utilizadas para cálculo dos parâmetros de operação da bomba, assim como a curvas característica de funcionamento;
- **Capítulo 7 – Análise de viabilidade técnica.** Exibe a viabilidade do projeto quanto a questões de fabricação e produção, considerando todas as etapas da concepção do projeto aos testes com o protótipo;
- **Capítulo 8 – Conclusões.** As conclusões obtidas sobre a pesquisa realizada, além de apresentar sugestões para futuros trabalhos;
- **Capítulo 9 - Referências Bibliográficas.** Apresenta todo o referencial teórico utilizado na formalização do trabalho.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Evolução Histórica De Bombas E Máquinas Hidráulicas

A utilização de recursos naturais, tais como cursos d'água de rios e pequenos riachos, como força motriz para máquinas e dispositivos, teve início por volta do século 200 a.C. com a invenção da roda d'água. O dispositivo é considerado como pioneiro no que diz respeito a obtenção de energia mecânica por utilização de recursos naturais para substituir o esforço humano em tarefas cotidianas tais como moagem de grãos e irrigação de áreas plantadas (AZEVEDO, 2009). A evolução de sistemas semelhantes apresenta-se ao longo dos séculos em diversos formatos e aplicações, com o Dispositivo de Arquimedes (Parafuso de Arquimedes) sendo um destes. Idealizado pelo físico, matemático e astrônomo Grego Arquimedes de Siracusa (287 a 212 a.C), por volta de 250 a.C., o equipamento era capaz de transpor água entre platôs verticalmente distintos e consistia em um eixo helicoidal de roscas largas, profundas e equidistantes entre si, no interior de um cilindro, conectando os patamares de níveis distintos (VIOLLET, 2006).

No topo do dispositivo de Arquimedes era posicionada uma alavanca para que fosse possível rotacionar o parafuso, deslocando a água radialmente em torno do eixo da rosca. Dentre os pontos positivos apresentados por esse equipamento, destacava-se a capacidade de mobilidade do mesmo, sendo possível movê-lo de um lugar para o outro, mediante necessidade. De acordo com Linsingen (2003), foi Arquimedes quem primeiro enunciou os princípios da hidrostática moderna, expandindo a compreensão humana para o tema e, por conseguinte, desenvolvendo aplicações que pudessem alavancar a implementação de dispositivos hidráulicos na sociedade, conforme Figura 2.

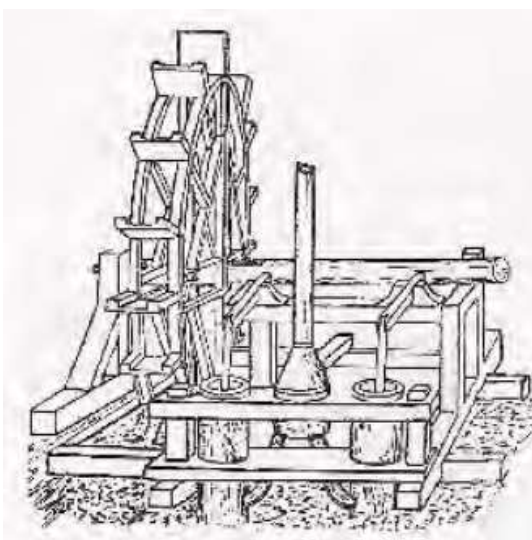
Figura 2 - Parafuso de Arquimedes



Fonte: Roncuzzi (2009)

Dentre as invenções que surgiram ao longo da época, de acordo com Azevedo (2009), a primeira bomba de pistão foi projetada pelo matemático e engenheiro grego Ctesíbio de Alexandria (285 a 222 a.C.). O equipamento, de acordo com descritivo e ilustração no livro do arquiteto italiano Vitruvius, possuía dois cilindros com pistões conectados por alavancas a um eixo transversal (LIMA, 2003), conforme Figura 3.

Figura 3 - Bomba de Ctesibio movida por roda d'água



Fonte: Azevedo (2009)

Entre o período de 250 A.C. e o início do século XVI, os equipamentos hidráulicos existentes continuaram a ser utilizados e aprimorados, não apresentando qualquer mudança drástica no seu funcionamento ou mesmo se desenvolverem ao ponto de um novo projeto mais eficiente ou de aplicações distintas. Foi a partir da bomba de engrenagens projetada por Johannes Kepler (1571-1630) que resultados expressivos no campo das máquinas hidráulicas foram atingidos (CARVALHO, 2006). Mesmo não apresentando interesse na comunidade científica, o equipamento possuía conceitos modernos para a época em um design relativamente simples, capaz de bombear fluidos mais viscosos que a água ao utilizar o vácuo gerado na sucção, a partir das engrenagens com raios de operação coincidentes entre si.

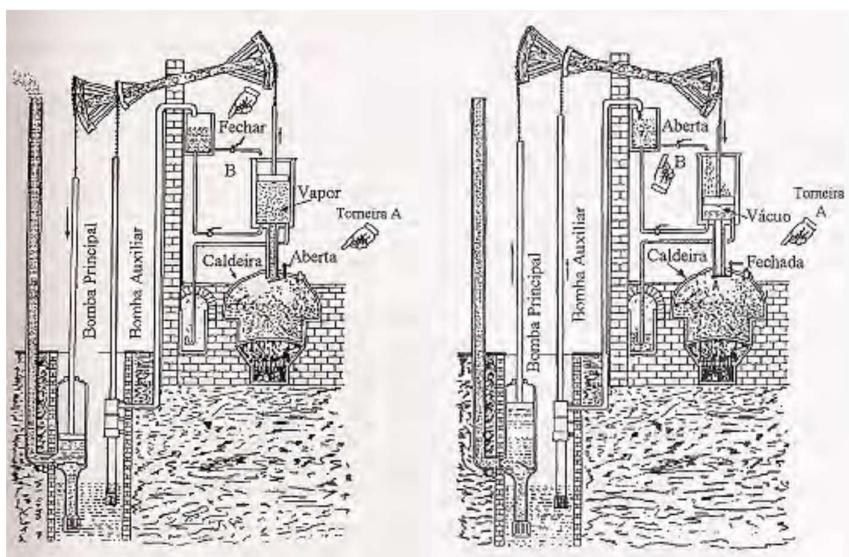
A maior contribuição, de acordo com Carvalho (2006), se deu com os estudos de Blaise Pascal (1623-1662), e suas publicações referentes ao princípio de Pascal, o qual anos depois deram origem ao que seriam os conceitos iniciais para prensas hidráulicas. A introdução dos conceitos de Pascal ao âmbito industrial, no entanto, se deu pelas mãos de Joseph Bramah (1749-1814). O mecânico inglês projetou e construiu, com base nos princípios de Blaise Pascal, a primeira prensa hidrostática moderna, utilizando a água como fluido de transferência de energia (LINSINGEN, 2003).

A utilização de recursos naturais como cursos e quedas d'água representou, quase que em sua totalidade, toda a força motriz utilizada pelas máquinas de fluxo durante esse período. Para Azevedo (2009), a maior relevância para o campo de máquinas de fluxo foram os acionadores para bombas de pistão, inventados pelo engenheiro britânico Thomas Newcomen (1664-1729), no século XVII. O “Motor Atmosférico a Vapor”, como ficou conhecido o dispositivo, foi o pontapé inicial para a substituição da mão de obra humana em indústrias da época, o que de acordo com Macleod (2007), influenciou inteiramente a revolução industrial que surgiria décadas depois. O mecanismo era, conceitualmente, um “acionador” autônomo para bombas de pistão, capaz de movimentá-las a partir da geração de vácuo criado pela condensação de vapor no interior de seu cilindro principal. De forma distinta aos demais equipamentos existentes até aquela época, cujos acionamentos se davam a partir de cursos e quedas d'água, a invenção de Newcomen utilizava o vapor como agente intermediário para a criação do vácuo, sendo a pressão atmosférica a fonte de energia principal para acionar o equipamento (AZEVEDO, 2009).

Newcomen teve o auxílio de John Calley (1663-1725), engenheiro britânico que contribuiu no projeto, fabricação e patente deste, em 1705. De acordo com Tavares (2008), a invenção de Newcomen e Calley foi empregada no acionamento de bombas de pistão, inicialmente de ação simples, onde o movimento do pistão deslocava uma haste ligada a

extremidade de uma alavanca que, por sua vez, transmitia movimento a outra extremidade conectada a haste da bomba. O funcionamento do equipamento dependia da produção de vapor a partir de uma caldeira conectada ao cilindro principal (de atuação do pistão), que quando da abertura da válvula, tinha seu pistão deslocado (para cima) pelo vapor proveniente da caldeira. De acordo com Azevedo (2009), a pressão do vapor gerado pela caldeira era proporcionalmente pequena e insuficiente se comparada àquela necessária para movimentar o pistão, servindo primordialmente como “quebra de inércia” do movimento. O pistão era movimentado graças ao contrapeso da haste do equipamento, o qual funcionava como uma espécie de alavanca. Os estágios de sucção e recalque do equipamento são apresentados na Figura 4.

Figura 4 - Motor atmosférico a vapor



Fonte: Azevedo (2009)

De acordo com Tavares (2008), a principal deficiência do motor de Newcomen e Calley era a vedação precária entre pistão/cilindro, o que gerava baixa compressão no sistema e, conseqüentemente, baixa eficiência volumétrica. O equipamento apresentava alto consumo de combustível durante a operação e, em virtude de materiais e sistemas precários, grande desgaste dos componentes com relativamente pouco tempo de uso e alto consumo de combustível.

Em 1764, a pedido de seu professor, James Watt (1736-1819) recebeu um modelo recuperado da máquina de Newcomen, para restaurá-la colocá-la em funcionamento. Não só a máquina foi recuperada nesse processo e aprimorada mecanicamente, como começou a operar

com maior eficiência apresentando desgaste reduzido de seus componentes (TAVARES, 2008). Watt aprofundou seus estudos no equipamento, voltando sua atenção ao consumo de combustível e ao seu poder calorífico. De acordo com Jones (1970), Watt concluiu que o consumo de combustível era decorrente de sucessivos aquecimentos e resfriamentos do cilindro durante a operação, o que o levou a idealizar um novo equipamento de consumo mais eficiente, com o cilindro de operação sempre aquecido durante o funcionamento.

A elaboração e condução de uma série de experimentos sobre a natureza do calor e as propriedades do vapor levaram Watt a um melhor entendimento de sistemas térmicos, assim como do poder calorífico do vapor e sua capacidade de gerar trabalho mecânico (TAVARES, 2008). Somente em 1769, após inúmeras modificações e melhorias, foi que Watts apresentou a invenção a qual o faria reconhecido mundialmente e impulsionaria a indústria mundial. A máquina de vapor de James Watt oferecia um sistema mais compacto, robusto e eficiente, utilizando até 75% menos carvão do que o motor de Newcomen, uma vez que utilizava de cilindros constantemente aquecidos (sem a utilização de jatos de água para condensação do vapor) e um sistema de válvula de admissão e descarga atmosférica acionados por um complexo sistema de engrenagens (ROBINSON, 1970). Apesar de não se tratar de uma bomba hidráulica propriamente dita, a máquina a vapor de Watt, em sua concepção, teve seu conceito baseado em princípios hidráulicos, os quais ainda são aplicados a boa parte das bombas de êmbolos modernas (HARADHAN, 2019).

Entre o período de 1769 e 1900 diversas invenções foram aplicadas a indústria pesada, com a de maior destaque sendo o acumulador hidrostático desenvolvido em 1850 pelo engenheiro e empresário britânico W.G. Armstrong (1810-1900) (MAJDIC; BOMBAC, 2014). Armstrong desenvolveu um sistema composto de um cilindro de dimensões consideráveis, com um pistão interno móvel suspenso, que comprimia o fluido e era capaz de aumentar consideravelmente a pressão interna do fluido no cilindro e bombeá-lo a pressões próximas de 42 kg/cm², algo incomum para a época.

Em 1900, o inventor americano Eli Janney (1831-1912) apresentou modificações significativas aos sistemas hidráulicos ao substituir a água por óleo mineral como fluido de trabalho (LINSINGEN, 2003). A introdução do óleo mineral proporcionou redução considerável nos problemas de lubrificação e vazamentos em máquinas já existentes, oferecendo maior viscosidade e melhor transmissibilidade de energia se comparado a água (CARVALHO, 2006). A substituição do fluido de trabalho proporcionou uma maior longevidade de componentes e peças constituintes destes equipamentos, uma vez que reduziu o atrito entre elas ao criar uma fina película de lubrificante entre as superfícies de contato.

Nesse mesmo período, utilizando do princípio de equipamentos que operavam com êmbolos e cilindros de expansão de vapor, Janney projetou e desenvolveu a primeira bomba hidrostática de pistão axial que se tem registro, a qual operava com pressões na casa dos 4 Mpa, algo surpreendente para a época (ZLOTO, 2017).

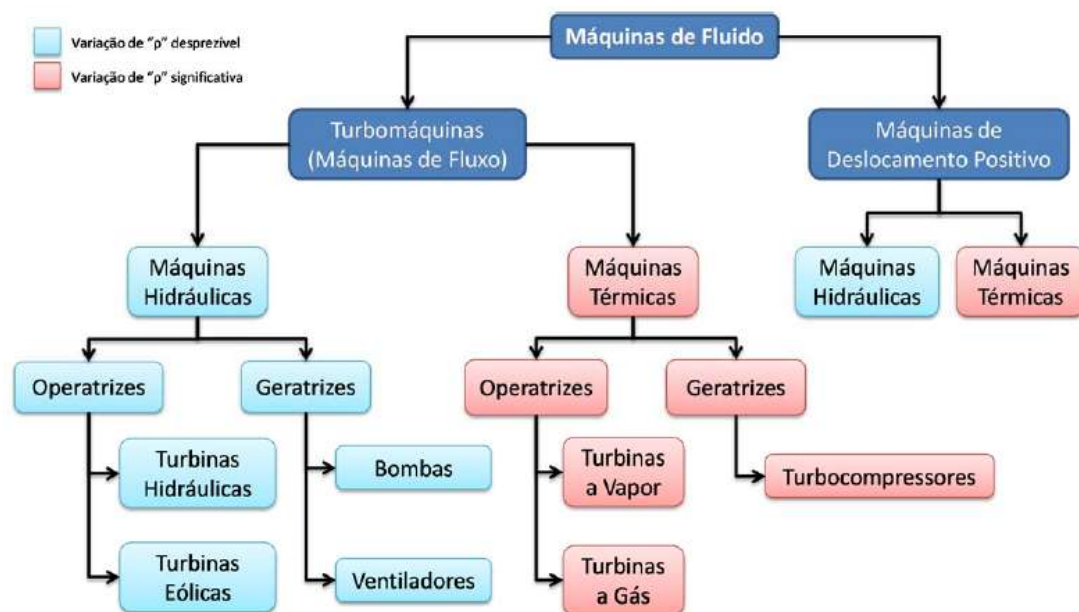
De acordo com Carvalho (2006), diversos equipamentos e conceitos surgiram com a introdução do óleo mineral como fluido de transmissão em sistemas hidráulicos, tais como as máquinas de pistões radiais do engenheiro automotivo inglês Hele Shaw (1854-1941) em 1910, e do engenheiro alemão Hans Thoma em 1922. Uma década após sua máquina de pistão radial, Thoma apresentou à comunidade científica aquela que é considerada a primeira bomba de pistão tipo *swashplate*, a qual apresentava uma configuração de pistões axiais inclinados com válvulas planas. Modificações desta surgiram nos próximos anos, pelas mãos do próprio Thoma, com melhorias e incrementos nos sistemas de vedação e acionamento com sincronização de bielas (ZANGRANDI, 1993). De acordo com Azevedo (2009), o tipo de bomba desenvolvido por Hans Thoma consistia de um pequeno tambor (de dimensões variadas de acordo com a capacidade do equipamento) que abrigava internamente os cilindros nos quais trabalhavam os pistões, inclinados em relação ao acionamento. A operação desse tipo de equipamento se diferenciava dos demais tipos de bombas da época por proporcionar um trabalho com ângulos de inclinação em relação aos cilindros de até 45°, além de apresentar pressões de operação consideravelmente altas.

2.2 Bombas De Deslocamento Positivo

As máquinas de fluido são equipamentos que promovem a troca de energia entre sistemas mecânicos e fluidos, transformando o trabalho em energia de fluido ou vice-versa (HENN, 2006). As máquinas de fluido existentes são, de acordo com Souza e Bran (1969), divididas em dois grandes grupos: máquinas de deslocamento positivo e máquinas de fluxo. As máquinas de deslocamento positivo operam com o fluido de trabalho confinado momentaneamente na região interna do equipamento, algo que não ocorre naquelas de fluxo. Dentre as máquinas de fluxo existentes, as bombas centrífugas apresentam o perfeito exemplo de operação com fluido não confinado, uma vez que este escoar pelo rotor fornecendo energia mecânica ao próprio fluido. Tanto para máquinas de deslocamento positivo quanto para máquinas de fluxo, existem subdivisões semelhantes em seus sistemas que devem ser consideradas. Ambas as máquinas de fluxo como as máquinas de deslocamento positivo podem ser divididas em duas subclasses: máquinas hidráulicas e máquinas térmicas. Nas máquinas hidráulicas o processo ocorre com variação pouco sensível da massa específica

(volume específico) do fluido que está sendo usado, ou seja, processos que podem ser modelados como incompressíveis. Já nas máquinas térmicas o fluido tem variação significativa de sua massa específica durante o processo de troca de energia (ex. compressores, turbinas a gás, turbinas a vapor, etc) não possibilitando a hipótese de fluido incompressível (SOUZA e BRAN, 1969). As divisões das classes de máquinas de fluido são ilustradas na Figura 5.

Figura 5 - Divisão de máquinas de fluxo



Fonte: Henn (2006)

As máquinas de fluxo são definidas e classificadas por sua capacidade de fornecer ou receber energia do fluido de trabalho, sendo identificadas como Turbomáquinas Geradoras ou Turbomáquinas Motoras. As do primeiro grupo são representadas por todos os tipos existentes de bombas, ventiladores e compressores, enquanto que as do segundo são representadas por turbinas, geradores eólicos, moinhos e até mesmo rodas d'água.

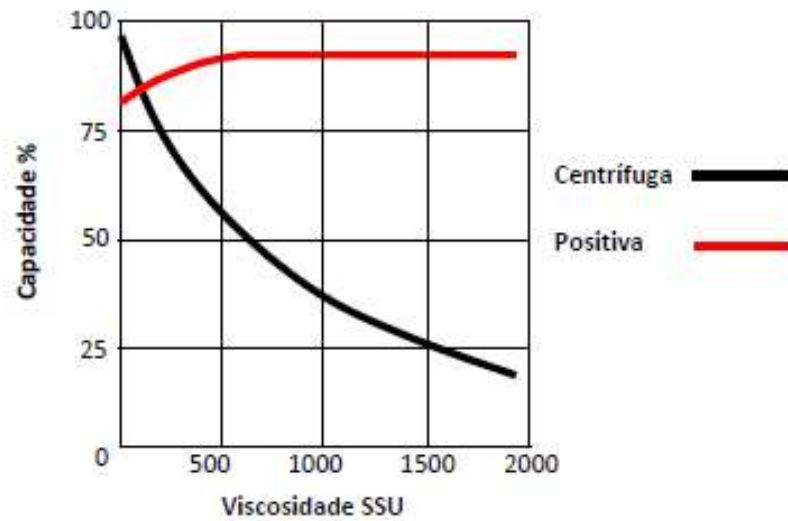
As bombas centrífugas (independente da configuração ou aplicação), são apresentadas como transformadoras de energia, onde o transmissor é um fluido (de origem qualquer) em que sua passagem pela máquina se dá a partir da interação com o elemento rotativo (rotor ou palhetas), sem que haja confinamento do fluido internamente a carcaça bomba (BRASIL, 2010). Por se tratar de um fluido que opera em fluxo contínuo através do equipamento e em suas respectivas instalações (tubulações, dutos e etc.), está sujeito a variações de energia no decorrer do processo pelos efeitos dinâmicos tais como perdas de carga em dutos e/ou

equipamentos ao longo do sistema. De acordo com Henn (2006), as configurações das turbomáquinas obedecem a padrões construtivos comuns à vasta gama de variações existentes, contemplando por sua vez um conjunto de pás/palhetas dispostas ao redor de um eixo em rotação denominado de rotor. O movimento rotacional desse eixo, quando em funcionamento, gera efeitos dinâmicos ao fluido uma vez que aplica energia mecânica a ele, impulsionando (ou succionando) o fluido de trabalho.

A aplicação e o tipo de trabalho a ser desempenhado pelo equipamento apresenta-se como o primeiro passo para a identificação correta, uma vez que obedece a parâmetros construtivos. Para Souza e Bran (1969) as características das bombas centrífugas dependem diretamente de elementos internos específicos, sendo o principal deles o tipo de rotor utilizado. O rotor (impelidor) tem como objetivo comunicar à massa líquida aceleração e é, em essência, um disco ou uma peça de formato cônico dotada de pás, podendo ser de três tipos: Fechado, quando além do disco onde se fixam as pás existe uma coroa circular também presa às pás, semiaberto, quando existe apenas um disco onde se fixam as pás do rotor e aberto, quando não existe coroa circular anterior as pás. As aplicações para os diversos tipos variam entre abastecimento e distribuição de água para residências, irrigação de colheitas, sistemas de combate a incêndio, bombeamento de produtos químicos em plantas industriais, aplicações diversas em sistemas de saneamento e outros.

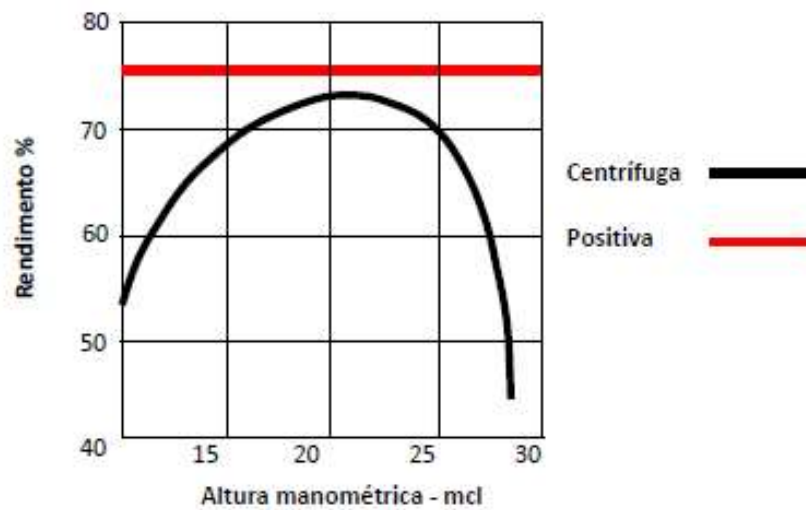
A utilização de bombas centrífugas se dá em função do sistema em que irá operar, tendo como desígnio uma taxa de vazão consideravelmente alta a baixa pressão de trabalho, assim como baixa (e constante) viscosidade do líquido bombeado. Gráficos comparativos dos aspectos relacionados a operação para seleção entre as bombas centrífugas e as de deslocamento positivo, são dispostos conforme figuras 6 e 7.

Figura 6 - Capacidade x Viscosidade



Fonte: Urquhart E Wordley (2000)

Figura 7 - Rendimento x Altura manométrica



Fonte: Urquhart E Wordley (2000)

Dentre os aspectos de operação relacionados a vantagens e desvantagens das bombas centrífugas, Mattos e De Falco (1998) apresentam alguns pontos que devem ser observados, sendo:

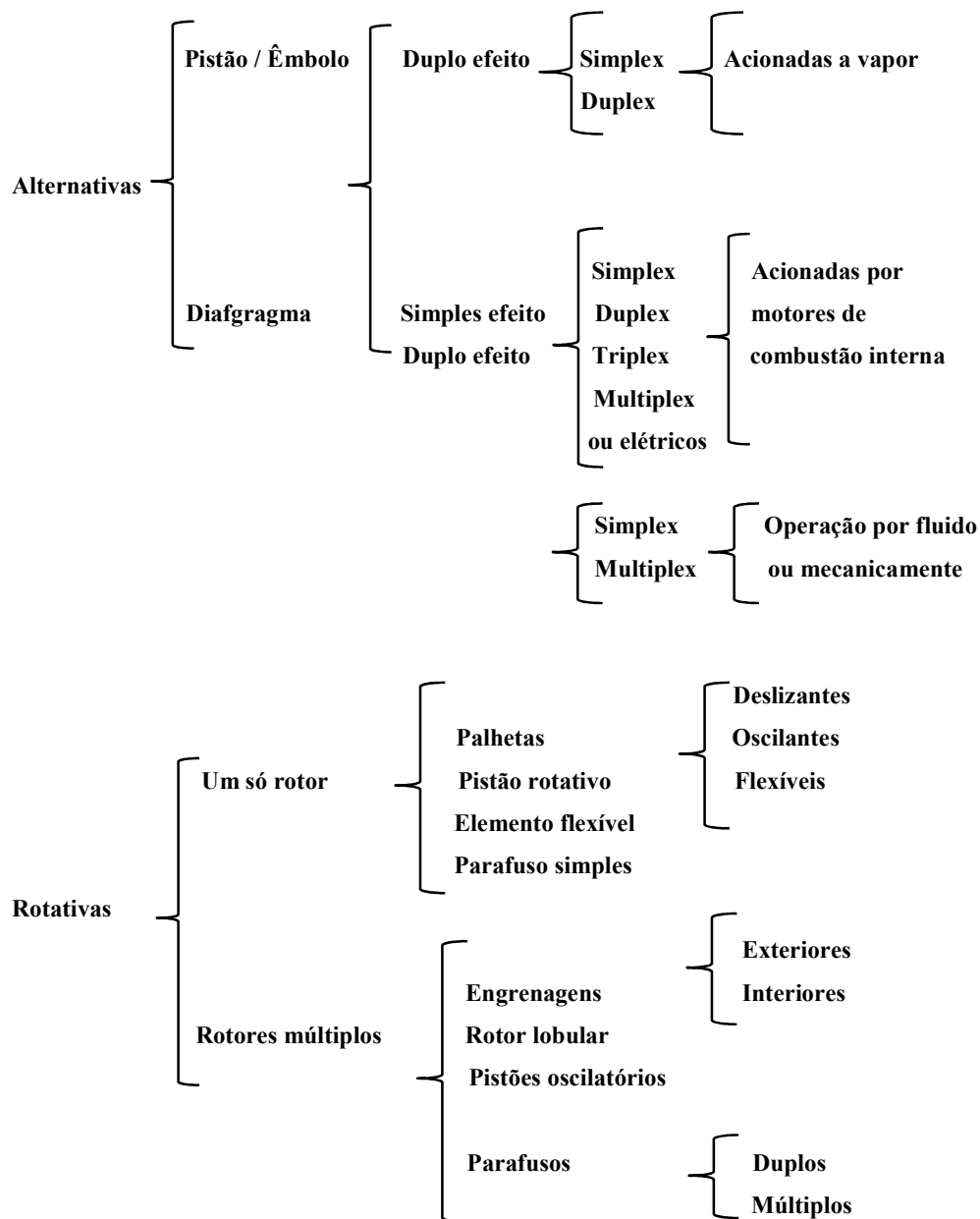
- Construção simples e de baixo custo;
- Fluido descarregado a pressão uniforme, sem interrupções ou pulsações indevidas;
- Linha de recalque pode ser interrompida (estrangulada) ou parcialmente fechada, sem que haja qualquer dano ao equipamento;
- Permite bombear, de acordo com o tipo de rotor, partículas sólidas suspensas no líquido de trabalho;
- Passível de acoplamento direto em motores elétricos;
- Não há válvulas de qualquer tipo envolvidas na operação do equipamento;
- Custo de manutenção é um dos menores entre os demais tipos de bombas;
- Apresenta, mediante variação de rotação e tipo de fluido bombeado, uma operação silenciosa;
- Não recomendável em operações de alta pressão;
- Suscetíveis à incorporação de ar durante a operação, sendo necessário ser escorvadas;
- Eficiência máxima em um curto intervalo de vazão;
- Baixa eficiência no bombeamento de fluidos muito viscosos.

Diferindo-se das bombas centrífugas, bombas de deslocamento positivo são indicadas para situações onde se faz necessário uma vazão recalcada constante, independentemente da variação de pressão de operação do sistema (PARKER, 1994). É também utilizada em situações onde se deseja controlar o volume deslocado, sendo possível pelo fato da descarga ser proporcional à velocidade do propulsor da bomba (pistão, palhetas, engrenagens, parafusos e outros) e ao volume da câmara de trabalho (URQUHART e WORDLEY, 2000). A característica principal desta classe de equipamento é que uma partícula líquida em contato com o órgão que comunica a energia tem aproximadamente a mesma trajetória que a do ponto do órgão com o qual está em contato (WANG et al., 2015). O agrupamento dos diversos tipos construtivos de bombas volumétricas é dado por seus respectivos princípios de deslocamento, sendo eles por engrenagens, palhetas, pistões e parafusos (MANRING, 2000).

Quando acopladas a um motor elétrico ou a combustão, apresentam para cada rotação ou pulsação uma quantidade de produto deslocado independentemente da altura monométrica total, onde a descarga é proporcional à velocidade do propulsor (PETERSEN e JACOBY, 2007). As bombas de deslocamento positivo subdividem-se, inicialmente, em dois grandes grupos: rotativas e alternativas. Dentre aquelas denominadas rotativas, estão as bombas de

palhetas, pistões rotativos, membra flexível, lóbulos, engrenagens, roscas/parafusos e outras. Dentre as alternativas (ou reciprocantes), tem-se as de pistão/êmbolo e diafragma (MILLER, 1995). A subdivisão destas são dispostas na Figura 8.

Figura 8 - Subdivisão de classes de bombas



Fonte: Henn (2006)

Bombas volumétricas alternativas são classificadas de acordo com seus tipos de acionamentos, sendo: bombas de vapor, energia ou volume controlado. Em todas estas existem válvulas de retenção na sucção e descarga, com o fluido adentrando ao equipamento através da válvula de sucção, na câmara principal, quando o êmbolo, o pistão ou o diafragma

recua em seu curso (GODE, 2000). No final do curso, com a câmara em seu tamanho e volume máximo, a válvula de sucção se fecha e o êmbolo se move para a outra extremidade da câmara, forçando o fluido a sair pela válvula de descarga (JOSIFOVIC et al., 2014). O fluxo recalado da câmara é um fluxo de pulso, e se a bomba tiver várias câmaras, elas são programadas para ter pulsos sequenciais de modo a minimizar as vibrações geradas por estes (PARKER, 1994).

2.2.1 Classificação Das Bombas De Deslocamento Positivo

A utilização de bombas de deslocamento positivo difere em conceito e aplicação das bombas centrífugas, com os sistemas hidrostáticos projetados para carregamento, velocidades, precisão posicional e tempo de resposta (AZEVEDO, 2009). A seguir são apresentadas as principais classificações das bombas de deslocamento positivo.

Bomba de Engrenagens

Consiste em um sistema composto por engrenagens rotativas responsáveis pelo bombeamento do fluido, podendo estas serem externas ou internas. Para as externas, a câmara por onde o fluido é bombeado apresenta um par de engrenagens conectadas entre si, sendo uma motriz e a outra motora. Na face de entrada (sucção) ocorre o engrenamento dos elementos rotativos, criando uma abertura por onde o fluido é succionado e conduzido perifericamente pelo espaço existente entre os dentes das engrenagens e a carcaça no sentido do recalque (saída) (AZEVEDO, 2009). As de engrenamento interno apresentam uma engrenagem deslocada longitudinalmente do centro da carcaça, de modo a trabalhar excentricamente.

Bomba de Parafusos

A classe de bombas de parafuso é caracterizada pelo uso de dois ou mais fusos helicoidais operando em conjunto, próximos entre si, dentro da carcaça do equipamento. O acionamento dos fusos pode ser em um deles ou por sincronização das engrenagens montadas nos eixos dos fusos. O transporte do fluido é delimitado pela linha de engrenamento formada pelos flancos do fuso e a depressão do outro e a carcaça. Com um movimento de rotação, cada entrada do par de fusos desloca-se continuamente desde a câmara de sucção até a de descarga, fazendo com que a célula se movimente em direção axial, sem variação volumétrica. Devido a esse movimento, a montante da linha de acionamento tem-se sucção e a jusante, descarga. (CARVALHO, 2006). Dentre as características desse equipamento e seu modo de operação, alguns pontos o fazem se destacar dos demais, tais como o escoamento

constante e isento de pulsação, baixo rendimento (atrito elevado), custo elevado de fabricação e manutenção, assim como o baixo ruído durante o funcionamento (LINSINGEN, 2003).

Bomba de Palhetas

O funcionamento dessa classe se assemelha às de engrenagens internas, visto que opera com um elemento rotativo excêntrico interno à carcaça. A construção desses equipamentos se dá pela montagem de uma série de palhetas posicionados sobre um rotor ranhurado excêntrico interno a uma carcaça cilíndrica. As palhetas posicionadas sobre o rotor são constantemente impulsionadas por uma mola para a parte periférica da carcaça, onde suas superfícies entram em contato com o interior da câmara, criando assim uma câmara estanque (AZEVEDO, 2009). Quando rotacionadas, as palhetas criam diversas câmaras de vácuo, forçando a pressão atmosférica a empurrar o fluido para o interior das câmaras. Como o acionamento é posicionado de forma excêntrica, a redução do tamanho das câmaras acaba por empurrar o fluido para fora da carcaça, em direção à saída de recalque. De acordo com Linsingen (2003), esse tipo de bomba chega a operar com pressões de até 175 bar e rotação máxima de 4800 rpm. Esse modelo proporciona uma menor pulsação de fluido durante o deslocamento, ainda que o ruído de operação seja consideravelmente maior.

Bomba de Pistões

Em sistemas de operação de bombeamento que exigem elevadas pressões de trabalho e alto rendimento mecânico e volumétrico, utiliza-se de bombas de construção e componentes internos que suportem esforços acima dos padrões de bombeamento apresentados por bombas convencionais. As bombas hidrostáticas de pistões são consideradas por Parker (1994), como a principal classe de deslocamento positivo, pelo fato do fluxo ser entregue diretamente à velocidade de operação de seu motor de acionamento, em conjunto com o volume disponível da câmara de sucção/recalque. De forma distinta às bombas centrífugas, em que o fluxo/eficiência do equipamento é limitado pelo formato do rotor e voluta, as bombas de pistão possuem a característica de apresentar um limite de fluxo e pressão delimitados pela resistência de seus próprios elementos mecânicos, podendo operar e suportar esforços tão quanto seus componentes e estrutura suportarem (LIMA, 2003).

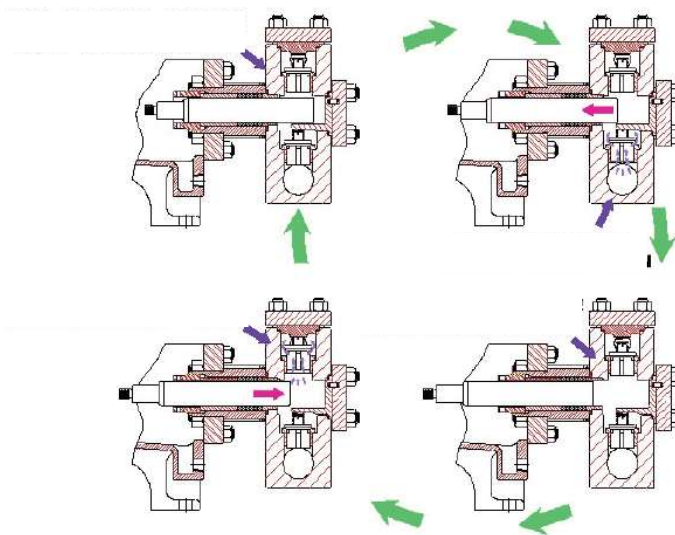
De acordo com Wang et al. (2015), a movimentação do fluido de trabalho é diretamente relacionado a ação do elemento de impulsão da bomba, o qual força o fluido a executar o mesmo movimento a que está sujeito o elemento. Esse tipo de bomba exhibe um comportamento alternativo ao fazer com que o fluido, de forma sucessiva durante a operação, ocupe e desocupe espaços no interior da bomba, com volumes previstos, sendo que o

movimento geral deste se dá na mesma direção das forças a ele transmitidas (ANCIGER et al., 2009). Como nesse tipo de bomba a saída do fluido independe da pressão, com exceção de perdas e vazamentos, praticamente todas as bombas necessárias para transmitir força hidráulica em equipamento industrial, em maquinário de construção e em aviação são do tipo volumétrica (HENN, 2006).

O conjunto pistão/cilindro, de acordo com Azevedo (2009), permite montagens com tolerâncias de ajuste na faixa de 2 a 5 μm variando de acordo com as dimensões do equipamento, algo não recomendado para operações com bombas volumétricas rotativas. De acordo com Urquhart e Wordley (2000), as tolerâncias de ajuste aceitas para esse tipo de equipamento permitem operações com altas pressões e perdas volumétricas reduzidas, visto que a capacidade do equipamento de bombear o fluido com eficiência volumétrica está diretamente ligada a vedação do sistema pistão/cilindro.

A primeira fase do ciclo de um pistão/êmbolo, dentro do cilindro de uma bomba de deslocamento positivo, consiste na sucção do fluido localizado em reservatório externo para a parte interna do equipamento, a partir da abertura da válvula de sucção. Com o cilindro preenchido pelo fluido, o retorno do pistão/êmbolo acarreta um aumento de pressão interna que por sua vez abre a válvula de recalque, permitindo o escoamento do fluido para fora da bomba, conforme indicado na Figura 9.

Figura 9 - Bomba de deslocamento positivo de pistão

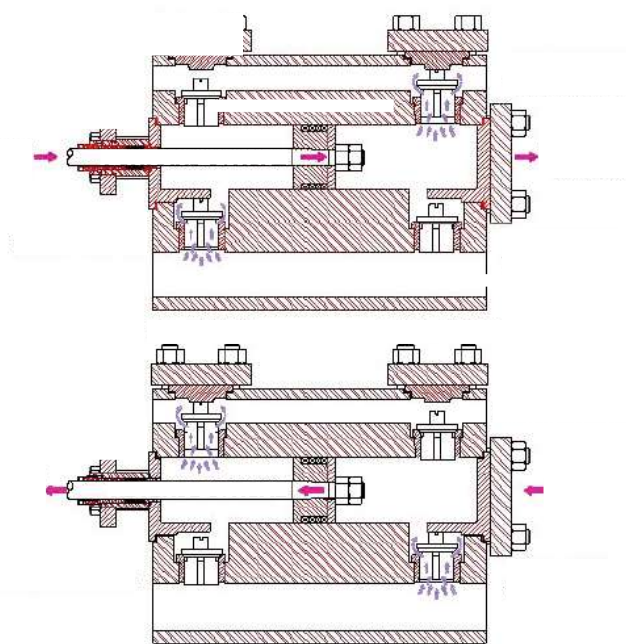


Fonte: Adaptado de Tackett Jr. et al. (2008)

Em um sistema de dupla ação, o incremento de válvulas de retenção deve ser realizado junto à utilização do pistão com dois cursos ativos, podendo succionar e recalcar o fluido em

cada uma de suas faces. De acordo com Henn (2006), a movimentação do pistão e o consequente aumento do volume de uma das extremidades das câmaras provoca a queda de pressão localizada, abrindo a válvula de admissão e succionando o líquido. Em paralelo, a outra extremidade do cilindro tem seu volume decrescido, sofrendo aumento de pressão e forçando a abertura da válvula de descarga para a saída do líquido para a tubulação de recalque, conforme Figura 10.

Figura 10 - Bomba de pistão de dupla ação



Fonte: Adaptado de Tackett Jr. et al. (2008)

O número de cilindros que compõem as bombas alternativas pode variar de acordo com a demanda projetada, partindo de um cilindro (simplex) até oito ou mais (multiplex). Para Azevedo (1991), equipamento dessa natureza apresentam pressões de operação até 700 bar dependendo da vazão de trabalho e uma rotação máxima de até 6000 rpm variando de acordo com os aspectos construtivos. Além destas, outras características de destaque desse tipo de bomba é o rendimento volumétrico elevado, entre 85 e 98%, justificado pela baixa tolerância construtiva (mecânica) entre os componentes da bomba conforme previamente apresentado.

2.3 Bomba De Deslocamento Positivo De Pistão De Dupla Ação

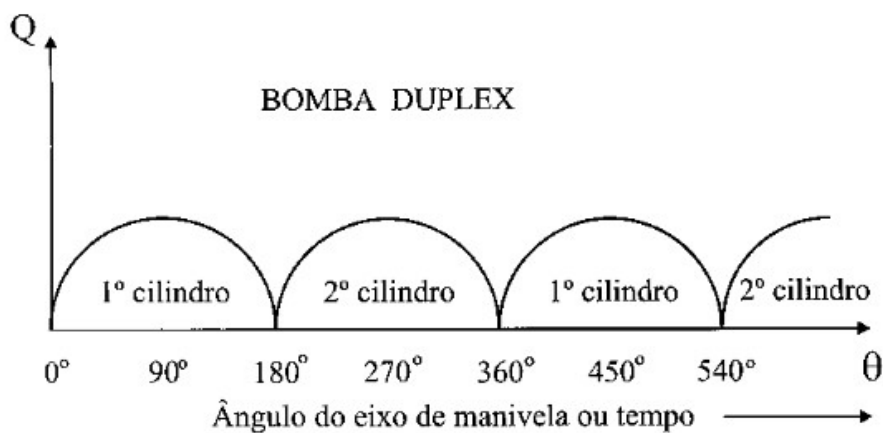
O funcionamento e comportamento das bombas de deslocamento positivo alternativas, é apresentado com operação proporcional à resistência mecânica de seus componentes e à

velocidade (rotação) de seu motor de acionamento. A classificação do sistema de acionamento destes equipamentos, de acordo com Parker (1994), é subdividida em dois tipos: sistema de força e de ação direta. Para Tackett Jr. et al (2008), o sistema de força impulsiona o pistão/êmbolo por movimento alternativo gerado a partir de um eixo-manivela ou sistema deslizante qualquer, os quais convertem a rotação e força de um motor elétrico, combustão interna ou mesmo turbina, em movimento alternativo e conseqüentemente energia ao fluido.

Por se tratar de um tipo de equipamento cuja operação permite fluxo constante, independentemente da pressão de trabalho do sistema, é necessário a utilização de válvulas de alívio na tubulação de recalque, no caso de eventuais falhas na abertura das válvulas ou mesmo de entupimento das linhas (FARZANEH-GORD e KHOSHNAZAR, 2016). As bombas de pistão/êmbolo praticamente não apresentam limites de pressão de operação, bastando para isso construí-la de forma mais robusta e acioná-la por um motor mais potente (HENN, 2006). Parker (1994), descreve que as bombas centrífugas podem operar brevemente sem danos contra uma válvula de descarga fechada, gerando apenas uma pressão igual à sua altura de pressão máxima. As de deslocamento positivo não podem operar contra uma válvula de descarga fechada ou linha obstruída, pois criam fluxo e, caso esse seja bloqueado, a pressão no sistema a jusante aumentará rapidamente. Não havendo válvula de alívio, o pico de pressão gerado será uma função da potência mecânica do conjunto motor/pistão (FARZANEH-GORD e KHOSHNAZAR, 2016).

Em um sistema onde a operação apresenta intermitência no fluxo recalcado, visto que a natureza construtiva do equipamento se baseia em deslocamentos de volumes fixos por rotação (de acordo com o motor de acionamento), tem-se como resultado um recalque baseado em “bateladas”, criando “pulsos” pelo fluido recalcado (MA et al., 2012). Essa operação obedece a uma curva de características senoidais dependente da vazão bombeada, da rotação do eixo de acionamento que impulsiona o pistão/êmbolo do conjunto e o número de cilindros, conforme a Figura 11.

Figura 11 - Curva senoidal de bomba tipo duplex



Fonte: Henn (2006)

Os “pulsos de pressão” gerados durante a operação podem causar vibrações excessivas e mesmo danos ao equipamento e tubulação variando de acordo com a dimensão da descarga por rotação, tubulação utilizada no sistema e velocidade de operação do equipamento (SHU et al., 1997). De acordo com Parker (1994), as principais causas desses pulsos podem ser divididas em três grupos, sendo:

- Regime: Os pulsos podem ser causados pelo regime de operação, com os maiores sendo a partir de bombas do tipo simplex e os menores, conseqüentemente, por bombas multiplex;
- Ressonância: Podendo ser causados por ressonância nas linhas de entrada e saída da bomba a partir de mau dimensionamento da tubulação. O subdimensionamento das válvulas (pressão de trabalho e tipo de válvula) de sucção e recalque contribuem para esse fenômeno.
- Compressão: Em situações de operação onde o sistema apresenta alta pressurização, o fluido de trabalho poderá sofrer algum tipo de compressão, da mesma forma com que o volume da câmara de sucção/recalque irá se comprimir durante seu funcionamento. Esse tipo de fenômeno causa, por tanto, um atraso momentâneo antes que a pressão na câmara ultrapasse a pressão de descarga e a força necessária para abrir a válvula de descarga.

Para Tackett Jr. et al (2008), a utilização de diversos cilindros em paralelo com descargas defasadas entre si, resulta em um fluxo recalcado mais suave e uniforme. A vazão de cada cilindro apresenta uma variação senoidal distinta em função do tempo, com a curva

da vazão resultante ($Q \times \theta$) obtida pela superposição das curvas individuais correspondentes a cada cilindro.

A adição de cilindros em paralelo, em certas situações, se apresenta não como uma forma de mitigar a intensidade dos pulsos, mas sim como uma necessidade de operação para sistemas onde a alta pressão de trabalho é requerida. Em determinados sistemas de bombeamento, independentemente do número de cilindros operando na bomba, o aumento da pressão de trabalho irá requerer formas de “amortecer” os pulsos, especialmente em sistemas de tubulações rígidas. Dentre as formas de atenuar essa variação intermitente de fluxo e os consequentes pulsos, a instalação de câmaras de ar (ou outro gás para esse fim) na linha de recalque se apresenta como a mais utilizada para os inúmeros tipos de sistemas e bombas (simplex, duplex ou multiplex). As câmaras de atenuação (amortecedores hidropneumáticos) apresentam geralmente um design cilíndrico, de volume útil variável de acordo com a linha na qual são instaladas e a potência da bomba em utilização, sendo capazes de impedir a geração de pulsos destrutivos (MCALLISTER, 2013).

2.4 Equações

As características de operação de bombas de deslocamento positivo de pistão axial de dupla ação são regidas por equações de funcionamento as quais indicam, de acordo com Karassik et al. (2001) e Henn (2006), as capacidades de projeto do equipamento. Em sistemas de bombeamento, um dos pontos de principal interesse se dá no efeito do movimento do fluido quando bombeado em um volume fixo (volume de controle) deslocado entre espaços distintos, mantendo constante a massa deslocada. A conservação da massa representa essa continuidade, com $\int dm$ representando a massa (sistema) e $\int \rho dv$ o sistema, conforme Equação 1.

$$\frac{dM}{dt}(\text{do sistema}) = 0$$

$$M_{\text{sistema}} = \int dm = \int \rho dv \quad (1)$$

Para fluidos escoando por um volume de controle, a Segunda Lei de Newton estabelece que a taxa de variação da quantidade de movimento é igual à força aplicada no fluido dentro do volume de controle e na direção do escoamento, conforme Equação 2.

$$\vec{F} = \frac{d\vec{P}}{dt}(\text{do sistema})$$

$$\vec{P}_{\text{sistema}} = \int \vec{V} dm = \int \vec{V} \rho dv \quad (2)$$

A relação entre as derivadas do sistema e o volume de controle, em que N representa qualquer propriedade extensiva do sistema e η a propriedade intensiva (por unidade de massa), conforme Equação 3.

$$N_{sistema} = \int \eta dm = \int \eta \rho d\mathbf{v} \quad (3)$$

Onde:

$$N = M, \text{ logo } \eta = 1;$$

$$N = \vec{P}, \text{ logo } \eta = \vec{V};$$

$$N = E, \text{ logo } \eta = e.$$

O teorema de transporte de Reynolds se refere à taxa de variação de uma propriedade extensiva, N, de um fluido para o volume de controle, expressa em termos da derivada material. Com o propósito de fornecer uma ligação entre os conceitos relacionados com os volumes de controles àqueles relacionados com sistemas (LEVADA et al., 2018). A relação do sistema com o volume de controle é conforme Equação 4.

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{st0+\Delta t} - N_{st0}}{\Delta t} \quad (4)$$

Substituindo na definição da derivada do sistema, conforme Equação 5.

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{(N_{VC} - N_I + N_{III})_{t0+\Delta t} - (N_{VC})_{t0}}{\Delta t} \quad (5)$$

Para a soma do limite, conforme conjunto de Equação 6.

$$\frac{dN}{dt} \text{ sistema} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{VC_{t0+\Delta t}} - N_{VC_{t0}}}{\Delta t} + \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{III_{t0+\Delta t}}}{\Delta t} - \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{I_{t0+\Delta t}}}{\Delta t} \quad (6)$$

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{VC_{t0+\Delta t}} - N_{VC_{t0}}}{\Delta t} = \frac{\partial N_{VC}}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho d\mathbf{v}$$

$$dN_{III_{t0+\Delta t}} = (\eta \rho d\mathbf{v})_{t0+\Delta t}$$

Para um cilindro de comprimento $d\vec{l} = \vec{V} \cdot d\vec{A}\Delta t$, é traduzido conforme a Equação 7.

$$d\mathbf{v} = \Delta l dA \cos\alpha = \Delta \vec{l} \cdot d\vec{A} = \vec{V} \cdot d\vec{A}\Delta t \quad (7)$$

Logo, para a Equação 8, tem-se:

$$dN_{III_{t0+\Delta t}} = \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}\Delta t \quad (8)$$

Integrando em toda a região (III), tem-se a Equação 9.

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{I_{t0+\Delta t}}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{\int_{SC_{III}} dN_{III_{t0+\Delta t}}}{\Delta t} = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \int_{SC_{III}} \frac{\eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}\Delta t}{\Delta t} = \int_{SC_{III}} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (9)$$

Da mesma forma, para a região I, tem-se a Equação 10.

$$\lim_{\Delta t \rightarrow 0} \frac{N_{I_{t0+\Delta t}}}{\Delta t} = - \int_{SC_I} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (10)$$

Somando os termos, ficará conforme Equação 11.

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV + \int_{SCI} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} + \int_{SCIII} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (11)$$

Simplificando a Equação 11, tem-se o Teorema de Transporte de Reynolds conforme Equação 12.

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (12)$$

Onde:

$\frac{dN}{dt_{sistema}}$: corresponde a taxa de variação da propriedade extensiva N no sistema;

$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV$: taxa de variação da propriedade extensiva N no VC;

$\int_{SC} \eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$: taxa líquida do fluxo da propriedade N através da superfície de controle;

$\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$: fluxo de massa através de $d\vec{A}$ por unidade de tempo;

$\eta \rho \vec{V} \cdot d\vec{A}$: fluxo de N através de $d\vec{A}$ por unidade de tempo.

Para Levada et al. (2018), dois pontos devem ser observados no Teorema do Transporte de Reynolds: a velocidade é medida em relação ao volume de controle e o desenvolvimento desta considera um volume de controle fixo em relação as coordenadas de referência (x,y e z), por tanto, a variação da propriedade extensiva arbitrária, N, dentro do volume de controle, deve ser avaliada por um observador fixo no volume de controle. Para um volume de controle movendo-se com velocidade uniforme, tem-se a equação 13.

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho (\vec{V}_r \cdot d\vec{A}) \quad (13)$$

Em que: $\vec{V}_r = \vec{V} - \vec{V}_{SC}$

Em um escoamento em regime permanente, com volume de controle fixo, tem-se a Equação 14.

$$\frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV = 0 \quad (14)$$

Logo,

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \int_{VC} (\eta \rho) \vec{V}_f \cdot \hat{n} dA$$

Para a situação oposta, com um volume de controle deformável e movendo arbitrariamente, tem-se a Equação 15.

$$\frac{dN}{dt_{sistema}} = \frac{\partial}{\partial t} \int_{VC} \eta \rho dV + \int_{SC} \eta \rho (\vec{V}_r \cdot d\vec{A}) \quad (15)$$

Em que: $\vec{V}_r = \vec{V}(x, y, z, t) - \vec{V}_{SC}(x, y, z, t)$

Para o cálculo de vazão, são consideradas variáveis referentes a área da seção circular do tubo e a velocidade de escoamento do fluido. Quando um fluido escoar por um tubo de qualquer dimensão, as velocidades das partículas situadas em uma mesma seção circular perpendicular ao eixo do tubo diferem entre si, apresentando velocidades decrescentes a medida em que se aproximam das faces internas do tubo. A partir da atração natural entre as partículas do fluido em contato com o tubo, a camada aderente à superfície interna apresenta sempre velocidade nula (LINSINGEN, 2003). As partículas se afastam da parede interna do tubo estas se aceleram enquanto que as mais próximas às paredes vão sendo retardadas de forma que, depois de percorrida certa distância, existirá um perfil de velocidades representado por uma forma paraboloide. Devido a esse fenômeno e considerada a velocidade de escoamento de qualquer fluido dentro de um tubo, utiliza-se da integração dos perfis de velocidade para o cálculo ideal de vazão, conforme Equação 16.

$$Q = \int_A V \cdot dA \quad (16)$$

Considerando o duto utilizado com seção circular de raio constante, tem-se um perfil de velocidades simétrico em relação ao eixo central da tubulação. Nessas condições, obtêm-se o perfil de velocidades V_r e V_c , onde V_c representa a velocidade no ponto central da seção e V_r (com r variando de zero ao raio da tubulação) representa a distância do ponto de tomada de velocidade em relação ao eixo central da tubulação, conforme a Equação 17.

$$Q = \int_0^R V_r 2\pi r dr = 2\pi \int_0^R V_r r dr \quad (17)$$

A integral representa a área sob a curva de um gráfico adimensional de eixos $\frac{V_r}{V_c} \frac{r}{R}$ (ordenadas) e $\frac{r}{R}$ (abscissas), que quando multiplicada por $2\pi V_c R^2$ fornece a vazão real desejada para determinado diâmetro de tubo e velocidade do fluido.

Para o controle da sucção e vazão das bombas de deslocamento positivo, são empregadas múltiplas válvulas de retenção, com o número e tipo dessas variando com a dimensão e tipo de equipamento (TACKETT JR et al., 2008). Cada uma dessas válvulas proporciona uma perda de carga (altura manométrica) definida, geralmente fornecida pelo fabricante. De acordo com Wang et al. (2015), para as válvulas de prato com acionamento por mola, o modelo matemático que representa a vazão instantânea naquele elemento é dado de acordo com a Equação 18.

$$Q_c = \alpha' A_c U_c \quad (18)$$

Onde:

Q_c : Vazão instantânea na abertura da válvula;

a' : Coeficiente de contração da seção transversal da sede da válvula;

A_c : Área da seção de abertura da válvula;

U_c : Velocidade do fluido na abertura da válvula.

O funcionamento/acionamento dessas válvulas é dependente de fatores internos e externos, tais como gravidade, tensão da mola de abertura/fechamento, ângulo de vedação do prato da válvula entre outros. Para Wang et al. (2015), o modelo que melhor descreve o movimento dessas válvulas é conforme a Equação 19, adiante.

$$\frac{m}{c} \ddot{h}(t) h(t)^2 + h(t)^3 + \frac{G+F_0}{c} \cdot h(t)^2 + \frac{\xi \rho A_v^2 A_p u_p}{c(\pi d_v \sin \alpha)^2} \cdot \dot{h}(t) - \frac{\xi \rho A_v^3}{2c(\pi d_v \sin \alpha)^2} \cdot h(t) - \frac{\xi \rho A_v A_p^2 u_p^2}{2c(\pi d_v \sin \alpha)^2} = 0 \quad (19)$$

Onde:

m : Qualidade construtiva da válvula;

c : Tensão da mola de acionamento/fechamento;

G : Gravidade;

F_0 : Pré-carga da mola;

α : Ângulo eixo-superfície do prato da válvula;

d_v : Diâmetro da válvula;

ξ : Fator de resistência local.

2.5 Análise De Viabilidade Técnica

A aquisição e/ou substituição de um equipamento em detrimento de outro consiste, por vezes, na oportunidade de ganhos econômicos a partir da eliminação de custos ou mesmo pelo aumento de produção ocasionado pelo equipamento. Quando se trata de uma viabilidade técnica de um projeto ou equipamento, a dimensão que imediatamente se apresenta é a econômica, visto ser o lucro a atividade fim de todo e qualquer empreendimento. De acordo com Mora et al. (2014), a viabilidade econômica per si pode representar um problema de engenharia visto que possibilita a melhor escolha à partir da ótica de investimentos como otimização de recursos sem, contudo, abranger uma análise de processos e demais nuances.

A viabilidade técnica de um projeto é determinada pela capacidade de produção de um determinado ativo, envolvendo aspectos referentes à seleção de processos produtivos adequados, engenharia e demais, ocupando-se com os processos de produção envolvidos e as mudanças tecnológicas oriundas desta. Finnerty (1999), argumenta que a aquisição e

instalação de um ativo deve partir de um extenso trabalho de engenharia para verificar processos tecnológicos, assim como o projeto do equipamento propriamente dito, não devendo ser avaliado unicamente por questões econômicas.

Em uma análise de viabilidade técnica, é necessária uma síntese comparativa entre os ativos a serem adquiridos (ou substituídos), devendo ser realizada em uma vertente mecanicista. Essa, de caráter propriamente técnico, avalia desde a fase de engenharia até a disponibilidade de operação do equipamento, sendo nessa fase em que são avaliados os parâmetros iniciais de produção e possíveis impactos na cadeia produtiva, tais como:

- Matéria prima adequada de acordo com as propriedades desejadas;
- Equipamentos auxiliares necessários (tubulações, bombas, compressores, etc.);
- Operações específicas de cada parte do processo (balanço de massa, energia, movimento, etc).

2.6 Método De Elementos Finitos

A conversão de força do eixo de acionamento principal da bomba (conectado a tomada de força de um trator), ao transformar o movimento rotativo em movimento alternativo/axial, leva a uma movimentação do pistão vertical e linear que por sua vez succiona/desloca o fluido para câmara de trabalho da bomba. Nesse processo, desconsideradas as perdas de rendimento de qualquer natureza, é gerado uma pressão interna ao equipamento como resposta do sistema ao fluxo (HENSHAW, 1987).

Conforme o acúmulo de pressão é desenvolvido no interior equipamento durante a operação, esforços relacionados a esse acúmulo refletem ao longo da estrutura e dos elementos na mesma proporção. De acordo com Beer et al. (2015), um corpo onde são aplicadas cargas diversas (solicitações mecânicas) ocorrem dois tipos de fenômenos básicos: o fenômeno geométrico onde ocorrem mudanças no formato original do corpo é denominado deformação, e o fenômeno mecânico em que há uma difusão dos esforços para diversas partes do corpo, de tensão.

Para Hibbeler (2017) e Gere (2003), a tensão aplicada a um corpo é considerada a partir do valor da distribuição de esforços resistentes a cargas solicitantes, por determinada unidade de área, em um corpo ou meio contínuo que age de modo a impedir ou produzir a movimentação e limitar a deformação que é o fenômeno pelo qual se propaga.

A simulação estrutural se apresenta como um dos métodos mais eficazes na determinação de tensões e esforços estruturais em equipamentos, especialmente quando se considera fatores como tempo e custo de produção. Para que um equipamento qualquer seja

produzido e comercializado em larga escala, primeiro é necessário que este atenda a requisitos mínimos de projeto e que cumpra com os padrões estabelecidos para a classe de equipamento correspondente. Esses requisitos implicam em testes e aprimoramentos do equipamento ao longo de sua fase conceitual e, quando necessário ou viável, na construção de um protótipo para fins de testes diversos (ROSA, 2002).

Comumente, devido ao tipo de produto em desenvolvimento (complexidade, tamanho, peso) ou mesmo por questões econômicas, boa parte dos testes iniciais é realizada por simulações, que de acordo com Bazzo e Pereira (2013), são divididas em quatro formas distintas de simulação: Simulação icônica, analógica, matemática e computacional.

A simulação icônica é aquela cujo estudo é o sistema físico real do equipamento, sendo realizado por aproximação geométrica com um protótipo em escala real ou, como é mais comum, em escala reduzida (BAZZO e PEREIRA, 2013). Esse tipo de simulação oferece o diferencial da visualização do sistema em operação, o que tende a gerar alterações e contribuições construtivas mais apuradas ao longo dos testes. A simulação analógica, de acordo com Bateman e Harrel (2005), é aplicada quando é possível concluir sobre algo desconhecido ou muito complexo por sua comparação com algo mais simples ou mais tangível. É um método aplicado em sistemas eletroeletrônicos, onde grandezas de difícil visualização espacial como uma resistência elétrica podem ser ilustradas como uma mola mecânica (BAZZO e PEREIRA, 2013).

A simulação matemática utiliza de princípios físicos e numéricos para modelar fenômenos e prever situações a partir de variáveis definidas. É tido como uma das simulações mais recorrentes na engenharia, sendo aplicada, de forma mais simples, a quase todo tipo de dimensionamento existente. A simulação computacional é utilizada na análise estrutural desse trabalho e é referenciada no mercado a partir de seus sistemas denominados CAE (*Computer Aided Engineering*). Para Azevedo (2003), sua principal característica é permitir a análise de componentes ainda na etapa conceitual de projeto, usando como base para cálculo uma representação matemática de uma geometria CAD (*Computer Aided Design*) chamada de malha. Este tipo de simulação permite um apurado nível de detalhe e assertividade nos resultados, sendo usado em quase todas as grandes empresas como um instrumento para o dimensionamento e validação de projetos ainda antes de sua manufatura (MARZO, 2010).

De acordo com Azevedo (2003), para uma simulação estrutural é recomendada a utilização do Método dos Elementos Finitos (MEF), que utiliza como premissa a divisão de um corpo em diversas seções geométricas infinitamente, configurando uma malha geométrica ao longo da extensão do objeto analisado. O método de elementos finitos possui inúmeras

vantagens em relação aos demais, com as principais sendo a simulação precisa de corpos com geometrias complexas, a inclusão de propriedades de materiais distintos no mesmo corpo, identificação de efeitos localizados, configuração de efeitos dinâmicos e além de permitir trabalhar com materiais com comportamento não linear (SHAPIRO et al, 2011). O crescente aumento do uso de simulações pelo método de elementos finitos se dá, atualmente pela facilidade do uso desses sistemas e sofisticação dos ambientes e desenvolvimento de modelos computacionais mais precisos.

A análise de qualquer simulação, de acordo com Maitelli (2010), passa inicialmente por critérios conceituais que auxiliam na definição do melhor tipo de modelo de simulação a ser utilizado para um produto em questão. Dentre as diferentes classificações para os modelos de simulação existentes, destacam-se o determinístico, estocástico, estático e dinâmico. O modelo determinístico se baseia em um conjunto de entradas já conhecido, permitindo a aplicação de fórmulas matemáticas das quais resultará em um único conjunto de saídas. Tekin e Sabuncuoglu (2004) apontam que em um modelo determinístico, as relações matemáticas e lógicas entre as variáveis são fixas, o que por sua vez determinará um resultado não sujeito a incertezas do sistema. Uma das principais desvantagens desse tipo de simulação é que, para valores médios, não é possível considerar o impacto individual que cada valor individual (do dado) tem no sistema como um todo. O modelo estocástico, diferentemente do determinístico, possui uma ou mais variáveis aleatórias na entrada, que por sua vez geram saídas aleatórias, sendo nele utilizada quando pelo menos uma das características operacionais é dada por uma função de probabilidade (NELSON, 2004). Por sua vez, as saídas da simulação estocástica devem ser tratadas como estimativas estatísticas das características reais de um sistema, o que as torna naturalmente mais complexas que os modelos determinísticos.

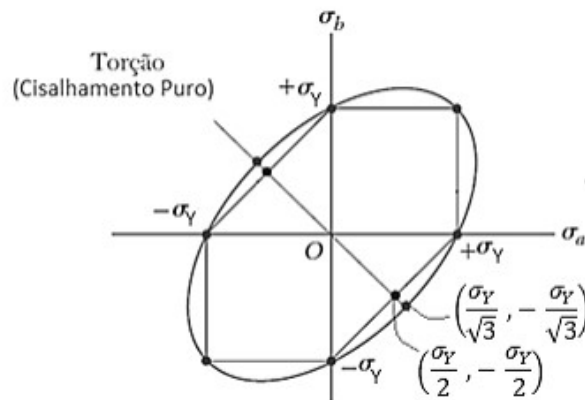
Os modelos de simulação estática e dinâmica, por sua vez, apresentam comportamento distintos no que tange à aplicação. O modelo estático, como sugerido pelo nome, trata de simulações individuais que não apresentam qualquer relação com outras do mesmo conjunto, além de representarem o sistema em um instante pré-determinado, ou seja, não possui qualquer variável relacionada ao tempo. O modelo de simulação dinâmica, em contrapartida, apresenta suas simulações ocorrendo ao longo do tempo e considerando a análise de outros elementos de entrada na mesma simulação. Esse tipo de simulação incorpora restrições e preceitos do mundo real, seja através da consideração da gravidade, atrito entre peças e outros.

A utilização do Critério de Máxima Energia de Distorção (Von Mises) para simulações estruturais, se justifica a partir de seu conceito base, o qual de acordo com

Hibbeler (2017) e Beer et al. (2015) estabelece que o componente estrutural se encontra em segurança desde que a energia de distorção por unidade de volume no material seja menor que a energia de distorção por unidade de volume necessária para provocar escoamento em um corpo de prova do mesmo material submetido a um ensaio de tração.

Quando comparados, o Critério de Máxima Energia de Distorção (Von Mises) e o Critério da Máxima Tensão de Cisalhamento (Tresca) apresentam os mesmos resultados para estados de tensão definidos e para a aplicação em materiais dúcteis, mas apresentam discordâncias entre si quando para suas tensões máximas de cisalhamento puro. Analisados os gráficos para os dois critérios, percebe-se que o critério de máxima tensão de cisalhamento se mostra como mais conservador, apresentando valores relativamente menores. A representação gráfica para os dois critérios, sendo o critério de Von Mises em formato elíptico e o de Tresca hexagonal, é apresentada conforme Figura 12.

Figura 12 - Gráfico de representação de critérios de tensão



Fonte: Hibbeler (2017)

A energia de deformação armazenada num elemento de volume da estrutura é composta por duas parcelas: a primeira tem como efeito a mudança do volume do elemento sem alterar seu formato, e a segunda, denominada energia de distorção, produzindo alterações na forma do elemento e mantendo o volume inalterado. Essas energias são apresentadas conforme equações 20 e 21, respectivamente.

$$W_{\Delta v} = \frac{(1-2\nu)}{6E} (\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z)^2 \quad (20)$$

$$W_{\Delta f} = \frac{(1-\nu)}{6E} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2] + \frac{1}{2G} (\tau_{xy}^2 + \tau_{xz}^2 + \tau_{yz}^2) \quad (21)$$

Como a energia aplicada independe do sistema de eixos, para eixos paralelos às direções principais, tem-se as equações 22 e 23.

$$W_{\Delta v} = \frac{(1-2\nu)}{6E} (\sigma_1 + \sigma_2 + \sigma_3)^2 \quad (22)$$

$$W_{\Delta f} = \frac{(1-\nu)}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \quad (23)$$

O material suporta até que a energia de distorção $W_{\Delta f}$ atinge um valor limite (constante para cada material). De acordo com o critério, existe uma grandeza $W_{\Delta f}^{lim}$ que independe do estado de tensão e difere para cada material. Para um ensaio de tração simples, onde $\sigma_1 = \sigma_t$ e $\sigma_2 = \sigma_3$, tem-se a Equação 24.

$$W_{\Delta f}^{lim} = \frac{1+\nu}{6E} (\sigma_t^2 + \sigma_t^2) = \frac{1+\nu}{3e} \sigma_t^2 \quad (24)$$

Para um ensaio de compressão simples, $\sigma_1 = \sigma_2 = \mathbf{0}$ e $\sigma_3 = -\sigma_c$, tem-se a Equação 25.

$$W_{\Delta f}^{lim} = \frac{1+\nu}{6E} (\sigma_c^2 + \sigma_c^2) = \frac{1+\nu}{3e} \sigma_c^2 \quad (25)$$

Para um ensaio de cisalhamento simples, $\sigma_1 = -\sigma_3 = \tau_R$ e $\sigma_2 = \mathbf{0}$, tem-se a Equação 26.

$$W_{\Delta f}^{lim} = \frac{1+\nu}{6E} (\tau_R^2 + 4\tau_R^2 + \tau_R^2) = \frac{1+\nu}{3} \tau_R^2 \quad (26)$$

O critério de Von Mises se aplica aos materiais para os quais,

$$\sigma_t^2 = \sigma_c^2 = 3\tau_R^2$$

$$\sigma_T = \sigma_c$$

$$\tau_R = \frac{\sigma_T}{\sqrt{3}}$$

Para que $W_{\Delta f} \leq W_{\Delta f}^{lim}$, da Equação 26, resulta a Equação 27.

$$\frac{(1-\nu)}{6E} [(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2] \leq \frac{1+\nu}{3E} \sigma_T^2 \quad (27)$$

Simplificando, obtém-se a equação para a tensão equivalente de Von Mises, na Equação 28.

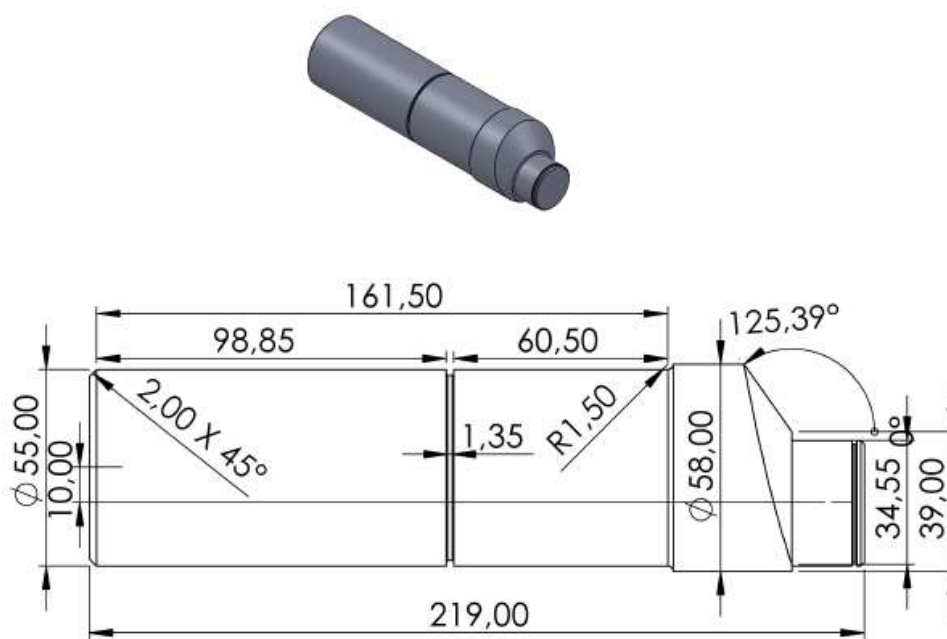
$$\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \leq \sigma_T^2$$

$$\sigma_{eq} = \sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \quad (28)$$

3 PROTÓTIPO DA BOMBA

A bomba de deslocamento positivo em análise apresenta um conjunto de elementos construtivos interdependentes, tais como eixo principal, estrutura de suporte, carcaça, entre outros. O eixo principal, responsável pela transferência do movimento rotativo do motor para alternativo do pistão, exibe corpo em aço SAE 1045 usinado e deslocamento de 10 mm entre os centros das extremidades e atua de forma a proporcionar um deslocamento vertical do pistão, para cima e para baixo, ao longo da câmara principal conforme Figura 13.

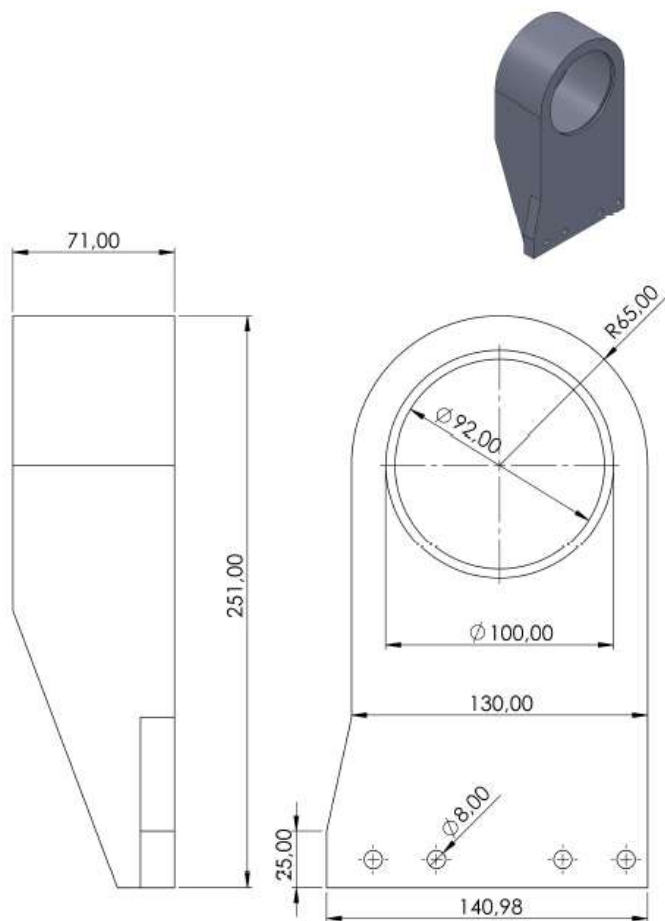
Figura 13 - Eixo principal da bomba



Fonte: Elaboração própria

A fixação da carcaça da bomba e do eixo principal é dada a partir de uma estrutura fabricada em aço SAE 1045 que atua também como mancal para o eixo principal, com um furo passante de $\varnothing 100$ mm em sua parte superior e dois rolamentos SKF 6211 de esferas radiais de carreira única e um espaçador de aço entre eles. Na parte inferior, são localizados quatro furos passantes de $\varnothing 8$ mm para fixação da carcaça da bomba por parafusos do tipo allen. A seção inferior da estrutura e a parte traseira da carcaça são fabricadas de forma a se encaixar perfeitamente, proporcionando alinhamento vertical entre a haste de acionamento do pistão e do eixo principal, conforme Figura 14.

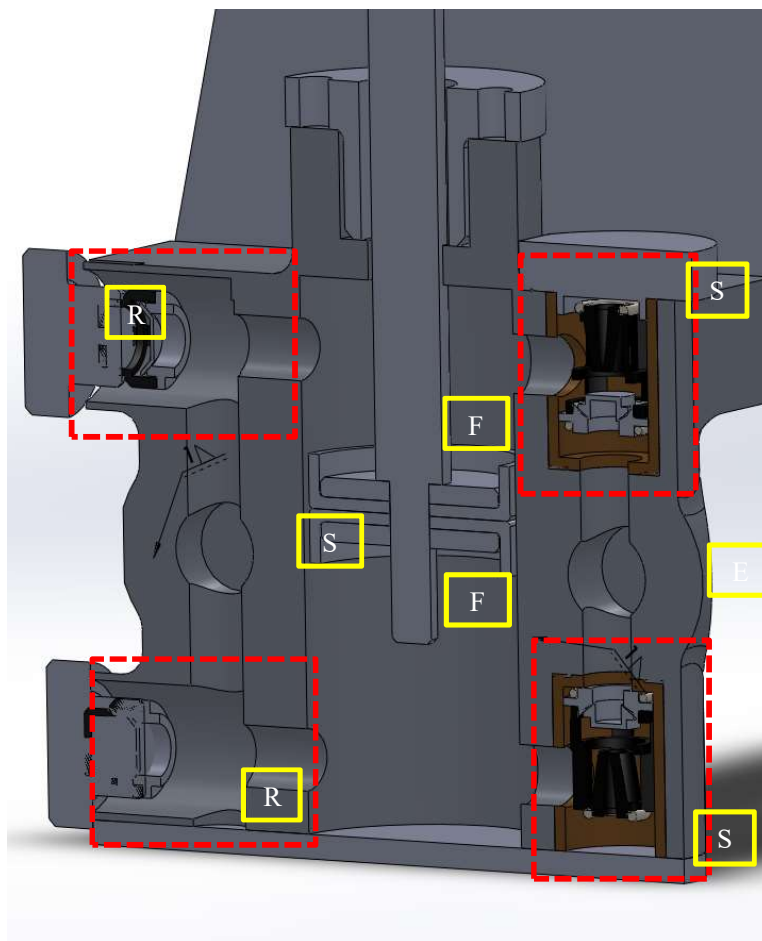
Figura 14 - Mancal principal



Fonte: Elaboração própria

O fluido de trabalho entra e sai da câmara principal pelas válvulas de retenção (unidirecionais) posicionadas nas laterais da câmara, sendo duas delas perpendiculares e duas paralelas ao cilindro, localizadas nas galerias internas da carcaça por onde o fluido é conduzido. Essas válvulas atuam permitindo a passagem do fluido em um só sentido, de modo que durante a sucção e recalque não haja qualquer retorno ou vazamento do mesmo em sentido contrário ao desejado. A ordem de acionamento das válvulas ocorre de forma cruzada e alternada, permitindo que o fluido seja succionado em uma face do pistão enquanto recalcado na outra. O acionamento cruzado (na diagonal) das válvulas obedece ao movimento de cada face do pistão, sendo um par de válvulas (sucção e recalque) para cada face. A Figura 15 exibe a seção frontal do equipamento em corte longitudinal, com destaque para as válvulas de sucção (S) e recalque (R) de cada fase em relação a face (F) do pistão, assim como os acessos de entrada (E) e saída (S) do fluido.

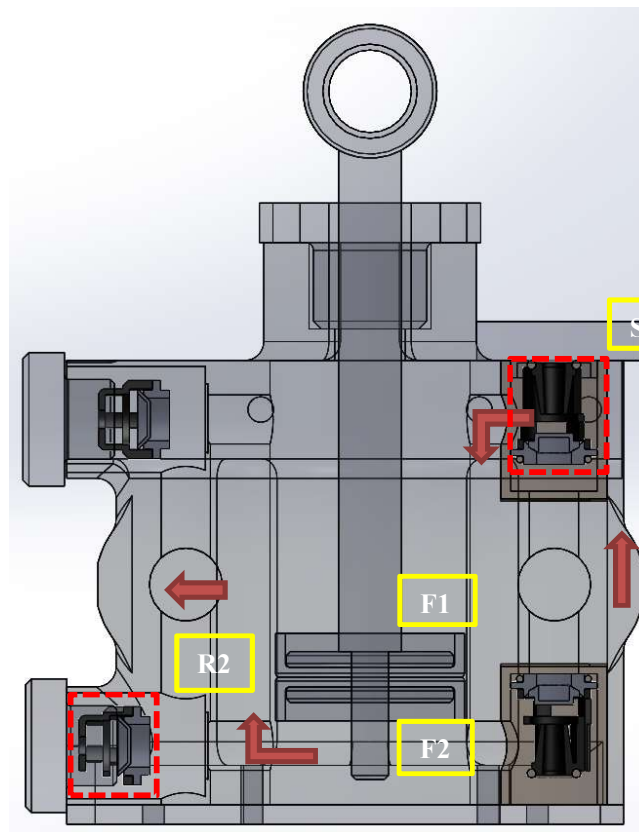
Figura 15 - Seção frontal



Fonte: Elaboração própria

Considerando o equipamento em sua operação normal, com rotação constante do eixo principal e desconsiderando perdas mecânicas, a movimentação do pistão, até o fim de seu curso, proporciona uma queda de pressão gradual (vácuo) na seção superior da câmara referente a face (F1). A queda de pressão interna na seção superior da câmara possibilita a abertura da válvula de sucção (S1), uma vez que permite que a pressão atmosférica do reservatório force o fluido de trabalho, à pressão atmosférica, a ocupar a parte superior do cilindro. Em paralelo a essa operação, com o pistão se deslocando sentido a seção inferior da câmara, a face (F2) comprime o fluido presente na seção inferior, gerando pressão suficiente para acionar a válvula de recalque (R2) e assim permitir o fluido que escoe pela galeria até o ponto de saída (recalque). O corpo da bomba em transparência e seus elementos internos, em corte longitudinal, indicam o fluxo do líquido dentro do equipamento conforme a Figura 16.

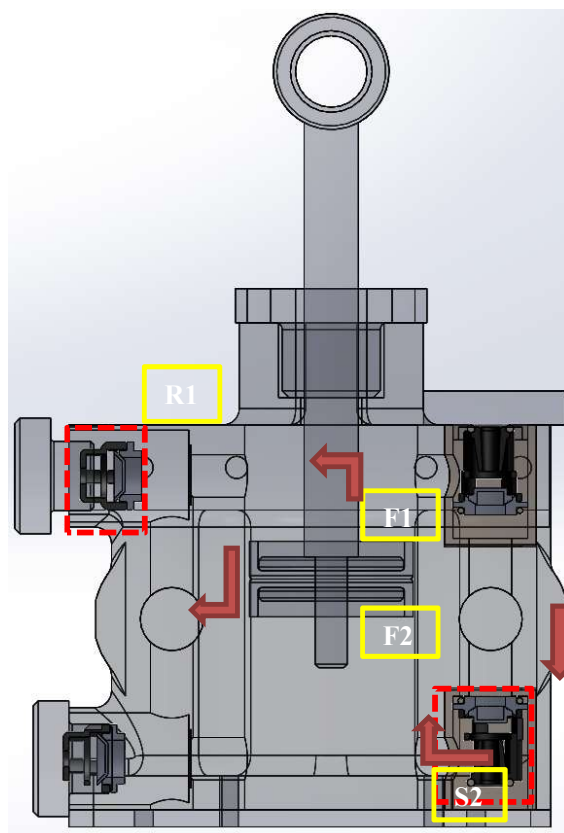
Figura 16 - Destaque para as válvulas



Fonte: Elaboração própria

A movimentação da face (F2) tem início com a válvula de sucção (S2) fechada, ainda com o pistão em início do curso de sucção. À medida que o pistão começa se deslocar para a seção superior do cilindro o volume inferior começa a aumentar, resultando na diminuição gradual da pressão interna que, por sua vez, desequilibra hidráulicamente a válvula de sucção (S2) que permite a entrada parcial do fluido na câmara. A abertura da válvula de sucção proporciona a entrada do fluido no cilindro de forma proporcional, diretamente relacionado ao curso do pistão, enquanto que a válvula de recalque (R2) se fecha pela ação de sua mola, quando do início da queda de pressão interna do cilindro. A face (F1) comprime o fluido na parte superior do cilindro, provocando o aumento de pressão que abre a válvula de recalque (R1) e permite o fluido escoar para fora da câmara, conforme Figura 17.

Figura 17 - Destaque para as válvulas

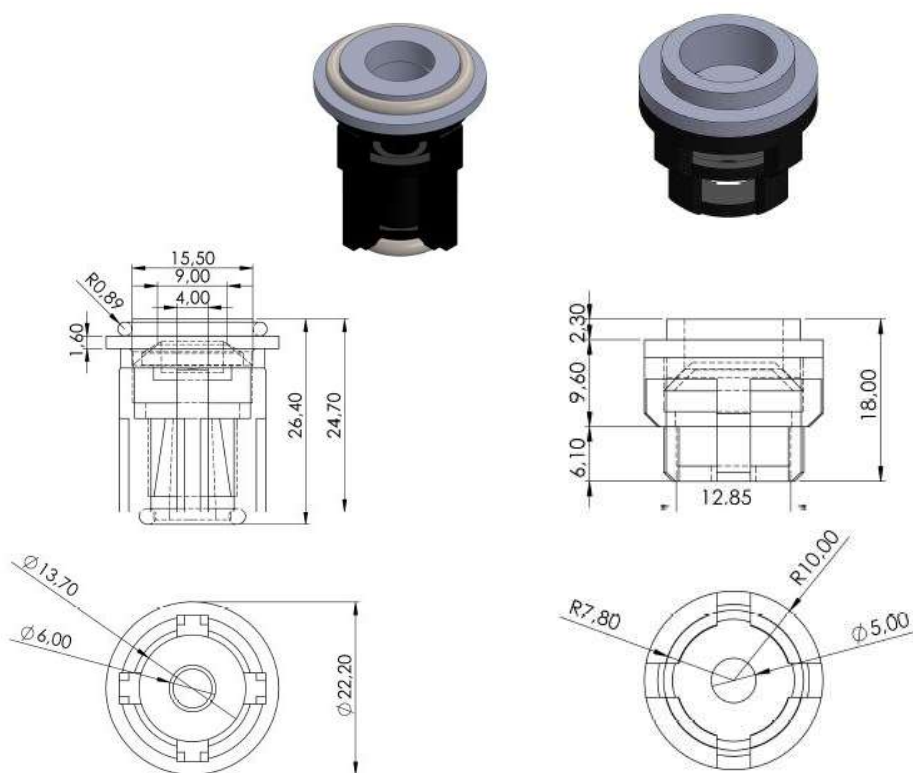


Fonte: Elaboração própria

Os elementos internos do equipamento tais como válvulas, anéis o-ring e juntas de vedação foram especificados em catálogos do fabricante, baseado na dimensão da carcaça da bomba. As válvulas utilizadas na bomba são do tipo prato e apresentam uma mola helicoidal em sua parte interna, tensionado o prato de vedação e mantendo a válvula fechada. Essas válvulas são utilizadas para pressões baixas e moderadas (até 150 bar), podendo operar com fluidos com pequenos sólidos em suspensão. A estrutura superior para ambas as válvulas (sucção e recalque) é a mesma, sendo composta de uma seção circular em aço inox AISI 304 com furo central passante e rebaixo nas laterais para vedação da válvula no corpo do equipamento. Na seção interna da válvula, é posicionado o prato de vedação cujo ressalto na superfície atua como guia para vedação entre a base da seção circular externa e prato. Os o-rings posicionados no topo e base de cada válvula seguem as dimensões de suas respectivas superfícies de contato e atuam como elemento de vedação quando em contato com a sede das válvulas na parte interna da carcaça da bomba.

As válvulas de sucção e recalque apresentam diferenças geométricas entre si, com as de sucção exibindo corpo mais robusto e ampla geometria, permitindo um maior fluxo de líquido de trabalho na câmara principal. As restrições dimensionais se justificam pela intenção de aumentar a velocidade de escoamento do fluido no momento do recalque, conforme Figura 18.

Figura 18 - Válvulas de recalque e sucção

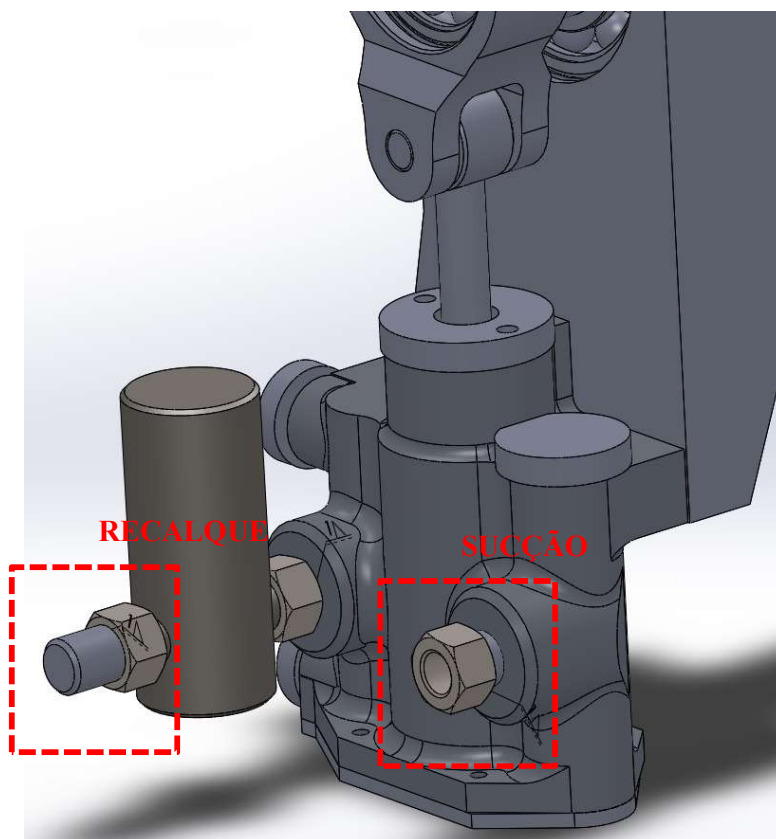


Fonte: Elaboração própria

As entradas de sucção e recalque do fluido são dispostas na parte frontal do protótipo, com diâmetros distintos para cada qual. Para a sucção da bomba é considerado um diâmetro maior visando máxima vazão de sucção do fluido para dentro do cilindro. Na parte externa, na mangueira de sucção submersa no reservatório, está posicionada uma válvula de retenção para impedir o retorno do fluido quando succionado caso alguma válvula interna a bomba apresente qualquer falha. Para o recalque da bomba é utilizado uma saída de menor diâmetro em relação a sucção, seguido de um pequeno cilindro que atua como câmara de amortecimento de pulsações. Durante o bombeamento, a câmara de amortecimento de pulsações se enche parcialmente com o fluido de trabalho e ar, usando a própria compressibilidade deste último para amenizar/absorver as pulsações do acionamento

alternativo da bomba. A absorção dessas pulsações tem por objetivo reduzir a intermitência do fluxo recalcado, assim restringir a vibração no próprio equipamento e, conseqüentemente, eliminar custos de manutenção. As conexões de sucção e recalque da bomba são dispostas conforme Figura 19.

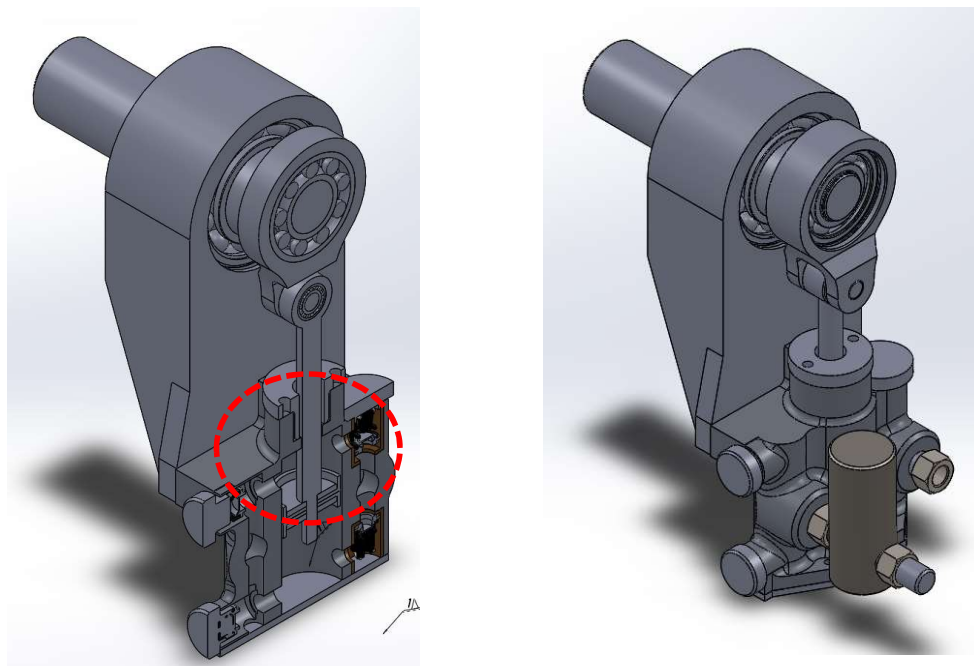
Figura 19 - Conexões de sucção e recalque



Fonte: Elaboração própria

O deslocamento do pistão (conectado à base da haste vertical) é diretamente relacionado à rotação do eixo principal acoplado à tomada de força do trator. Cada rotação completa leva ao deslocamento vertical alternado do pistão em ciclos de 20 mm, realizando a sucção e exaustão do fluido de trabalho na câmara de acordo com a posição do pistão. O pistão da bomba é em liga de alumínio 6061 usinado, com dimensão final em \varnothing 50 mm e furo passante com rosca entre suas faces para conexão da haste de acionamento. Na lateral da carcaça, dois canais comportam anéis de vedação (tipo gaxeta) posicionados em ambos os sentidos de deslocamento (para cima e para baixo), o que garante a vedação do sistema quando em contato com as paredes do cilindro. O pistão em corte frontal longitudinal e a bomba completamente montada são apresentados conforme Figura 20.

Figura 20 - Destaque para o pistão e bomba montada



Fonte: Elaboração própria

4 SIMULAÇÃO E ANÁLISE ESTRUTURAL DO PROTÓTIPO

Para esse projeto, utilizou-se de um modelo de simulação estática para analisar a resistência da estrutura da carcaça do protótipo da bomba a pressões internas de trabalho. Considerou-se para a simulação o corpo principal da bomba (carcaça) livre de qualquer um de seus elementos internos (pistão, válvulas, retenções, etc) e completamente fechado, para determinar eventuais falhas ou pontos concentradores de tensão na estrutura do equipamento. As propriedades da carcaça da bomba são apresentadas conforme Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades físico-químicas do alumínio 6061

ALUMÍNIO LIGA 6061	
COMPOSIÇÃO QUÍMICA (% em massa)	
Silício	0,40/0,80
Ferro	0,7
Cobre	0,15/0,4
Manganês	0,15
Magnésio	0,80/1,2
Cromo	0,04/0,35
Zinco	0,25
Titânio	0,15
Outros	0,05
PROPRIEDADES FÍSICAS	
Densidade	2.7E-06 kg / mm ³
Módulo de Young	68900 MPa
Coefficiente de Poisson	0.33
Força de Escoamento	275 MPa
Resistência à Tração	310 MPa
Condutividade Térmica	0.167 W/(mm°C)
Coefficiente de Expansão Térmica	2.36E-05/°C
Calor Específico	897 J/(kg °C)

Fonte: SHOCKMETAIS (2020)

Para a simulação estrutural da carcaça da bomba, utilizou-se de parâmetros definidos para o refinamento da malha de elementos finitos, os quais consideraram as condições de trabalho e condições de contorno do equipamento. Para essas condições, prevaleceu a pressão em toda a face interna do equipamento (onde o fluido de trabalho interage com a carcaça) e a face traseira da carcaça onde o equipamento é fixado, respectivamente.

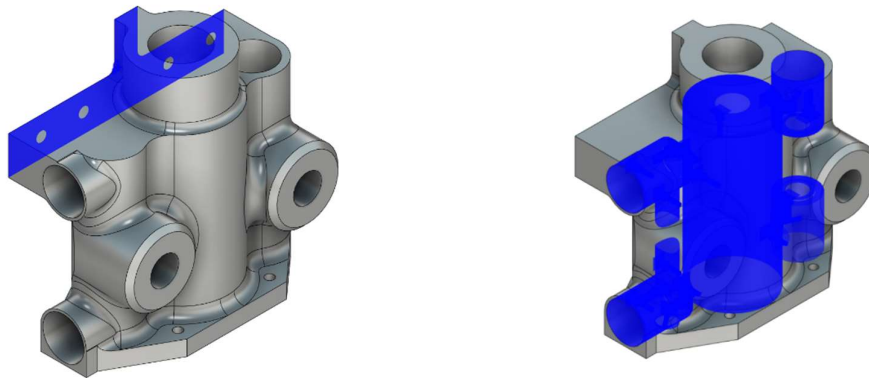
A definição da malha para a análise de tensões foi estabelecida a partir de um percentual para tolerância de convergência dos resultados utilizando o critério de Von Mises, para valores menores ou iguais a 2%. A partir desse valor, o software utilizou de iterações para definir o melhor resultado de refinamento de malha para todas as seções do sólido analisado.

Mesmo refinando e alterando o tamanho dos elementos da malha em algumas seções, os pontos de acúmulo de tensão no sólido se mostraram delimitados e restritos as mesmas regiões.

Para a malha apresentada, foram utilizados ao todo 1.467.224 elementos (tetraedros regulares) distribuídos ao longo da estrutura e conectados entre si por 2.132.506 nós (pontos nodais) que são os pontos/vértices entre os elementos tetraédricos da malha.

Utilizando do software Autodesk Fusion 360 2020, foi definida a simulação estrutural pelo método de elementos finitos considerando parâmetros pré-definidos como a pressão máxima gerada no interior do protótipo, pontos de fixação do equipamento durante o teste e entidade a ser simulada. Definiu-se como pressão interna máxima de testes o valor inicial de 100 bar e para os pontos de fixação da bomba durante simulação, optou-se por manter os pontos de fixação originais localizados na parte traseira da carcaça onde é parafusada sua estrutura, permitindo assim uma simulação mais fidedigna quando da operação desta. A seção considerada para a simulação estrutural compõe toda a área interna da carcaça da bomba, desde a câmara principal até a sede das válvulas. Os pontos de fixação da bomba durante a simulação e a área interna submetida a pressão de testes são dispostos conforme Figura 21.

Figura 21 - Ponto de fixação e área interna delimitada



Fonte: Elaboração própria

Os parâmetros de análise utilizados na simulação são definidos a partir de preferências relacionadas ao tipo de material analisado, geometria e natureza da simulação. Esses parâmetros são exibidos na Tabela 2.

Tabela 2 - Parâmetros e software

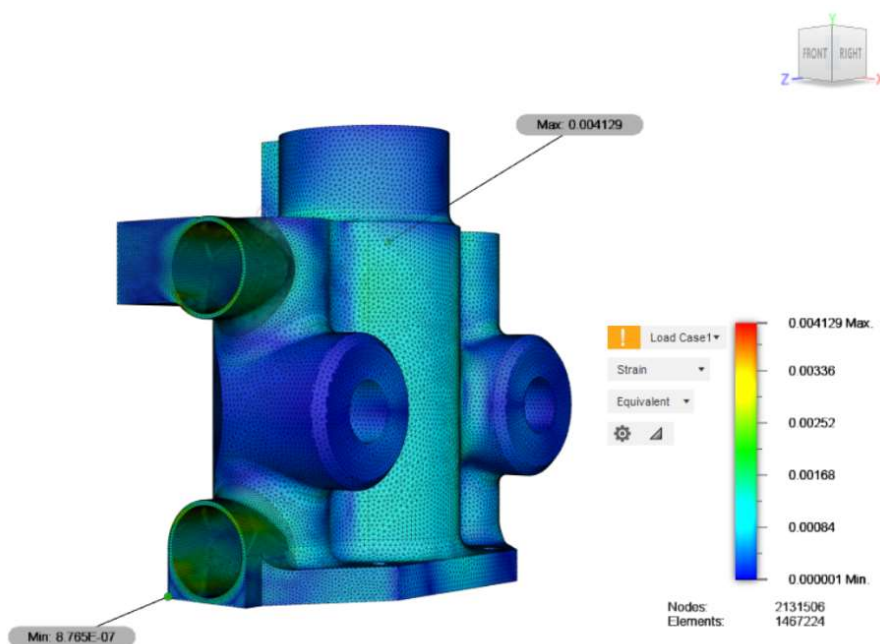
MALHA	
TAMANHO MÉDIO DO ELEMENTO (% DO TAMANHO DO MODELO)	
Sólidos	1
Dimensão da Malha por Seção	Não
Ordem do Elemento	Parabólica
Elementos de Malha Curvada	Não
Giro Máximo de Ângulo nas Curvas	60
Relação Máxima de Tamanho de Malha Adjacente	1.5
Proporção de Aspecto Máximo	10
Tamanho Mínimo de Elemento (% do Tamanho do Modelo)	20
REFINAMENTO DE MALHA ADAPTÁVEL	
Número de Passos de Refinamento	6
Tolerância à Convergência de Resultados	2
Parte dos Elementos a Serem Refinados	40
Resultados Para Precisão da Linha de Base	Von Mises Stress

Fonte: Autodesk Fusion 360 2020

4.1 Análise de tensões

Foram obtidos valores de tensão mínimos e máximos que, quando aplicados a carcaça da bomba, criaram pontos de concentração de tensões que variam de acordo com a geometria da seção analisada e o tipo de força aplicada. De forma análoga, a resposta do sólido às tensões aplicadas resulta em deformações ao longo de toda sua estrutura, variando de acordo com a geometria. Sob tensões normais a estrutura indicou pontos de deformação, sendo o maior deles localizado no topo da seção frontal da carcaça e o menor na extremidade esquerda próxima à sede da válvula de recalque, conforme Figura 22.

Figura 22 - Deformação da estrutura sob tensão



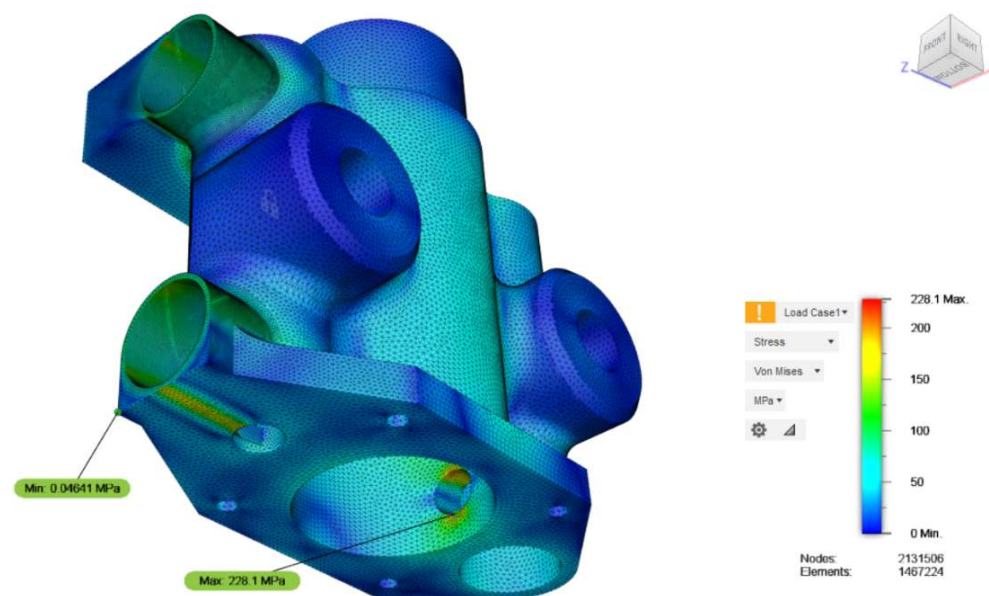
Fonte: Elaboração própria

A geometria da carcaça analisada teve papel importante na forma com que as tensões se portaram durante a simulação, sendo possível perceber pontos na estrutura da carcaça apresentaram tons (representando valores de tensões) distintos, indicando concentrações de tensão equivalentes às geometrias dos mesmos. Para as sedes das válvulas de recalque (lateral esquerda da bomba), foi observada uma concentração de tensão aproximada da ordem de 160 MPa, com a sede inferior esquerda apresentando em sua seção inferior, próximo à base, e a sede superior esquerda em sua seção superior próxima a estrutura que abriga os retentores superiores do eixo do pistão. Esse aumento significativo no valor das tensões em relação aos demais pontos da bomba é creditado ao fato dessas áreas apresentarem seções transversais mais estreitas (aproximadamente 5,0 mm), com pouco material em suas paredes internas devido ao diâmetro necessário para acomodar as válvulas de recalque. Outro ponto que contribui para esse resultado são os furos dos parafusos de fixação das tampas de vedação de ambas as válvulas, realizados na parede dessa seção.

A utilização dessas tampas tem o objetivo de reter o fluido dentro do equipamento durante o momento de abertura das válvulas para recalque dos fluidos, além de mantê-las posicionadas em suas respectivas sedes. Essas tampas precisam ser parafusadas nas paredes estreitas das sedes das válvulas, sendo necessário a retirada de material da carcaça durante a furação.

O ponto de maior concentração de tensão apresentada nessa simulação foi na abertura inferior direita da sucção, responsável pelo preenchimento do cilindro quando o pistão se encontra em seu ponto neutro superior. Esse aumento de concentração de tensão ocorre ao apresentar descontinuidade geométrica, denominada “canto vivo”, onde as tensões atuantes podem ser maiores do que as tensões normais calculadas por expressões habituais, em pontos curvos ou planos, não podendo se desprezar esses efeitos. Acrescido ao fator geométrico mencionado, deve-se considerar também o aumento significativo de pressão que ocorre durante o recalque da seção inferior da câmara principal (pistão saindo do ponto neutro superior e descendo para o inferior expulsando o fluido), visto que a abertura em questão se encontra com a válvula de sucção fechada e recebe um aumento de tensão considerável. Os pontos de maior e menor valor de concentração encontrados nessa simulação estão conforme a Figura 23.

Figura 23 - Pontos de concentração de tensão

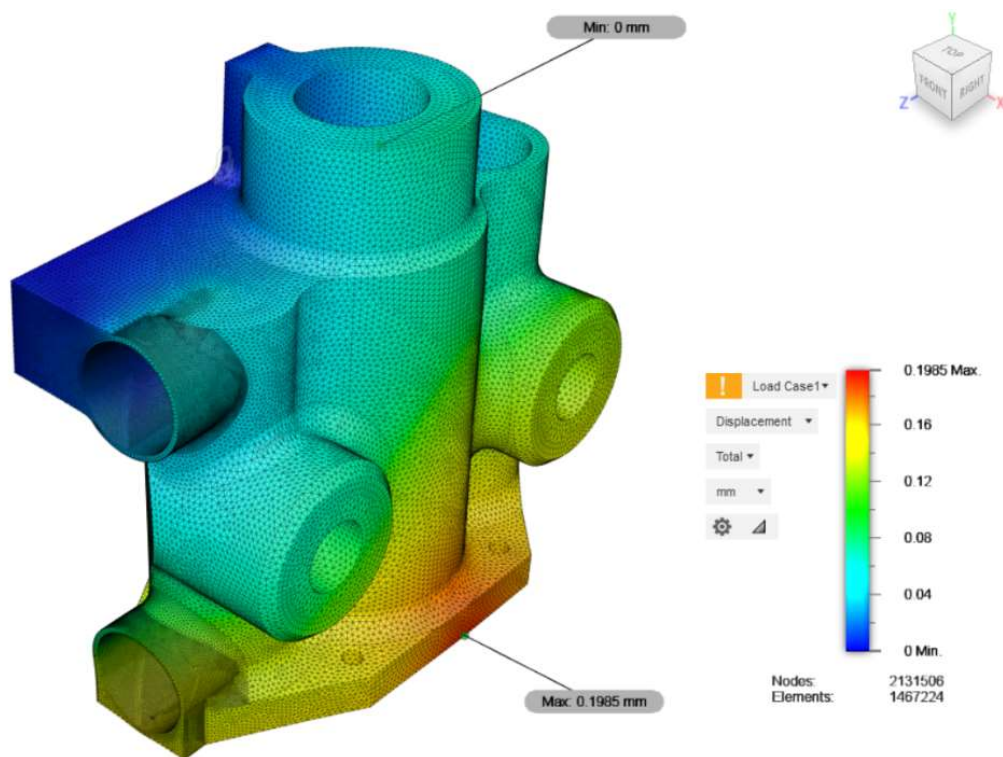


Fonte: Elaboração própria

4.2 Análise de deslocamento e forças de reação

Para essa simulação, a movimentação da carcaça do protótipo nos eixos X, Y e Z durante a operação de bombeamento foi levada em cômputo ao considerar que a mesma apresenta pontos de fixação durante o funcionamento. O resultado da simulação, indicando a área da estrutura que sofreu maior deslocamento, é apresentado conforme Figura 24.

Figura 24 - Pontos de deslocamento da carcaça



Fonte: Elaboração própria

O deslocamento apresentado pela estrutura durante a simulação foi analisado a partir de seus eixos principais, cujos valores são apresentados conforme Tabela 3.

Tabela 3 - Deslocamentos

DESLOCAMENTO (mm)			
EIXO X		EIXO Y	
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
-	0,03514	-	0,04478
0,1692		0,1026	
EIXO Z		TOTAL	
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
-	0,06919	0	0,1985
0,01075			

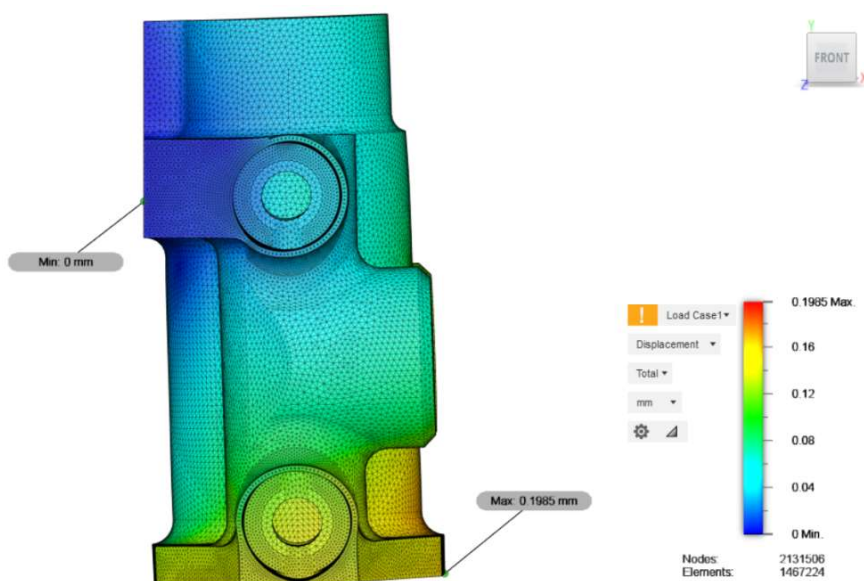
Fonte: Elaboração própria

Os valores máximos de deslocamento exibidos na simulação para os eixos X, Y e Z foram de 0,1692 mm, 0,1026 mm e 0,01075 mm respectivamente e ocorreram na parte inferior da estrutura, onde a fixação na parte traseira superior replica o posicionamento do equipamento durante a operação. O “efeito alavanca” observado na simulação, não somente

destaca a robustez da estrutura perante as forças submetidas, como também pode indicar a necessidade de eventuais modificações estruturais no projeto. Com o valor máximo de deslocamento da estrutura sendo na ordem de 0,1985 mm, essa variação pode, ao longo do tempo e frequência de uso, ocasionar em desgastes internos e mesmo falhas na estrutura. A movimentação indesejada da estrutura causa uma carga não esperada na haste principal que movimenta o pistão verticalmente, causando uma ligeira flexão nesta que por sua vez transmite a carga “desalinhada” ao pistão e suas gaxetas de vedação. Projetado para se movimentar paralelamente ao centro da câmara o pistão (conectado à base da haste), desalinhado pelo deslocamento da estrutura, tende a se desgastar de forma desigual o que permite, ao longo de sua operação, uma perda de rendimento do equipamento possível quebra.

O deslocamento frequente da estrutura em operação, quando analisado sob uma perspectiva de frequência, tende a gerar esforços perpendiculares intermitentes entre o ponto de fixação da estrutura e o corpo do equipamento per si. Esses esforços, quando não orientados, causam microfissuras na estrutura de junção que, por sua vez, se propagam em trincas. A carcaça da bomba em uma disposição lateral e de proporções exacerbadas, indica o deslocamento realizado pela estrutura durante a simulação, conforme Figura 25.

Figura 25 - Deslocamento lateral da estrutura

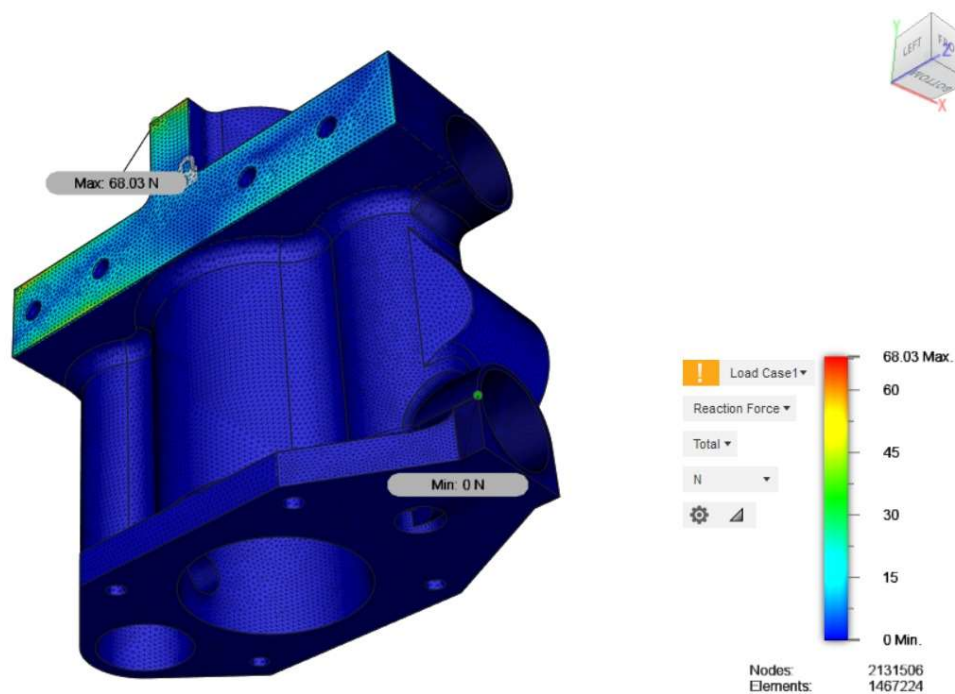


Fonte: Elaboração própria

À simulação de deslocamento da estrutura, tendo como causa principal os pontos que estão fixados, é gerada uma força de reação ao movimento de mesma magnitude, porém em sentido oposto àquela do deslocamento. Ao observar a flexão realizada pelo equipamento em

determinada direção, estando este fixado em um (ou mais) ponto (s), é de se esperar uma contrapartida na face fixa deste. Essa força de reação, por sua vez, é distribuída de forma quase homogênea na face onde a estrutura da bomba é fixada, conforme Figura 26.

Figura 26 - Força de reação na seção posterior da carcaça



Fonte: Elaboração própria

Da mesma forma com que o deslocamento da estrutura durante a simulação apresentou valores distintos para diferentes eixos, as forças de reação que atuam na face fixa da carcaça também o fazem no sentido contrário. Conforme indicado, o maior valor alcançado para o deslocamento da estrutura durante a simulação se deu na base do protótipo, criando o efeito alavanca mencionado. A contrapartida a esse efeito é comprovada na simulação de forças de reação onde a maior delas foi dada no topo da face fixa da estrutura, com valor na ordem de 68,03 N. Os valores de reação para os eixos estão dispostos conforme Tabela 4.

Tabela 4 - Forças de reação da carcaça

FORÇAS DE REAÇÃO (N)			
EIXO X		EIXO Y	
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
-46,25	65,26	-22,45	3,927
EIXO Z		TOTAL	
Mínimo	Máximo	Mínimo	Máximo
-16,21	16,78	0	68,03

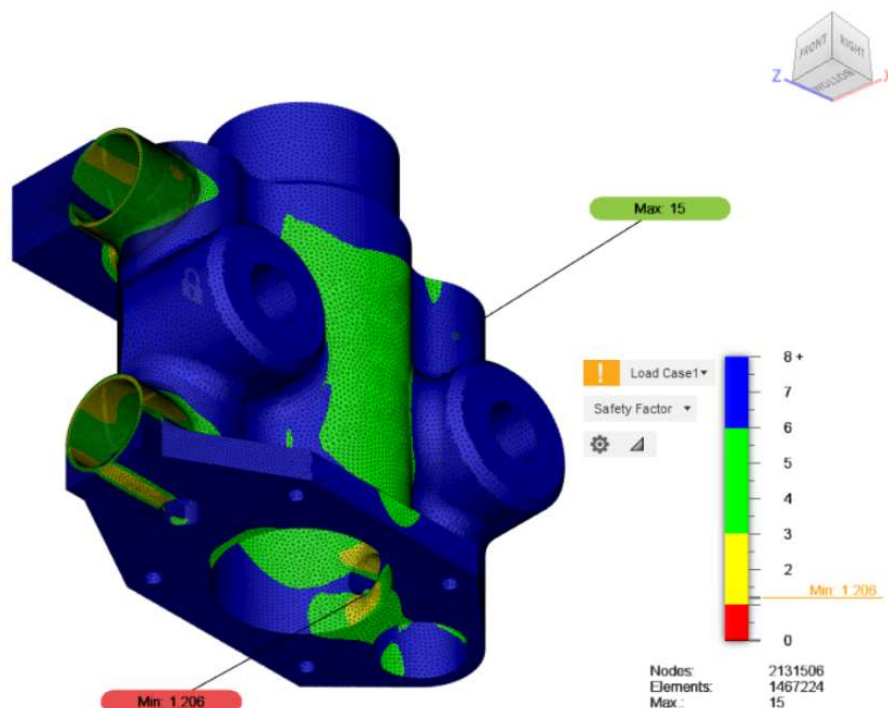
Fonte: Elaboração própria

4.3 Fator de segurança

Nas simulações de deslocamento e tensões, pode ser observado a análise relacionada ao coeficiente (ou fator) de segurança estrutural da carcaça. Esse tipo de coeficiente, de acordo com Rutheravan (2016), é utilizado na prevenção de incertezas quanto a propriedades dos materiais utilizados, esforços aplicados ao elemento em questão, assim como demais variáveis (não quantificáveis) de operação. A definição do coeficiente de segurança é realizada com base em normas e cálculos a partir do elemento analisado.

A determinação do coeficiente de segurança para aplicações em projetos mecânicos tem seu espectro de grandeza valores mínimos e máximos que devem ser analisados de acordo com referências de operação do equipamento. A utilização de valores extremos desse coeficiente tende a onerar significativamente o projeto de maneiras distintas, visto que coeficientes de baixa grandeza apresentam a possibilidade de ruptura/quebra/falha do equipamento de acordo com a solicitação de carga submetida, enquanto que coeficientes de alta grandeza tendem a tornar o projeto economicamente insustentável. Para a simulação em questão, conforme observado, foi apresentado um valor de 275 Mpa referente a força de escoamento (limite de escoamento) da liga de alumínio 6061 (tabela 1), com uma tensão máxima encontrada da ordem de 228,02 Mpa. Esses valores, quando utilizados para cálculo do coeficiente de segurança, apresentam um valor de 1,206, o que significa que a estrutura do equipamento possui uma margem de segurança de aproximadamente de 20%. A carcaça do protótipo com os pontos críticos de fatores de segurança, conforme Figura 27.

Figura 27 - Coeficiente de segurança da carcaça



Fonte: Elaboração própria

Os locais de menor valor do coeficiente de segurança (pontos críticos) da carcaça, indicadas nas sedes das válvulas de recalque, corroboram com a análise discutida, que apresenta uma concentração de tensão significativamente maior nessa região se comparado com as demais seções da carcaça. O valor de 1,206 encontrado para o coeficiente de segurança mínimo condiz com a análise apresentada anteriormente, uma vez que se relaciona diretamente com a tensão aplicada à seção das válvulas de recalque. O baixo coeficiente de segurança apresentado para essa seção pode ser explicado pela falta de material na parede da sede das válvulas, o que configura uma parede fina e mais suscetível a deformação do material e rompimento da carcaça.

5 TESTE DO PROTÓTIPO

Após a montagem final do protótipo da bomba, alguns procedimentos de inspeção foram conduzidos de modo a avaliar a integridade, montagem e funcionamento. Foi realizada uma inspeção visual com objetivo de identificar o estado de conservação de todos os elementos utilizados e possíveis falhas nas seções críticas de vedação, tais como a base do pistão, tampas das válvulas e gaxetas de vedação da haste, com nenhuma delas apresentando qualquer discordância. A inspeção manual, necessária para checar se os mecanismos da bomba estão funcionando normalmente, verificou folgas e tolerâncias dimensionais de todos os componentes utilizados na montagem, assim como de todos os elementos de fixação utilizados. Foram inspecionadas principalmente as folgas dos rolamentos do eixo principal e da haste do pistão (folgas nos eixos vertical e horizontal), a verticalidade da haste do pistão em relação ao seu eixo projetado e o torque aplicado a todos os parafusos da bomba.

Em conjunto as inspeções, foi realizado o teste manual do protótipo para aferição de travamentos, bloqueios ou mesmo interferências internas entre os elementos. Por ser uma bomba compacta, o acionamento do eixo principal pode ser realizado manualmente, em ambos os sentidos de rotação e sem a presença do fluido de trabalho. O equipamento exibiu movimentação suave e contínua do pistão dentro da câmara ao longo de todo o seu curso sem requerer muito esforço, além de alinhamento adequado de seus componentes, indicando a montagem correta. O protótipo da bomba de deslocamento positivo em sua versão final, antes dos testes, é exibido conforme Figura 28.

Figura 28 - Protótipo montado



Fonte: Elaboração própria

O teste do equipamento foi realizado nas instalações da empresa parceira Mecânica Barros Ltda., em Divinópolis-MG, onde um torno mecânico Romi de 2.500 mm de barramento, placa de Ø 300 mm e motor de acionamento de 10 cv foi utilizado como motor acionador da bomba. A decisão de se utilizar o torno foi dada a partir da possibilidade de ajuste de velocidade de rotação de sua placa, podendo simular perfeitamente o aumento ou redução das rotações do eixo da bomba, tal qual um motor de trator. Outro ponto considerado foi a simplicidade ao se acoplar o eixo principal da bomba na placa do torno, de modo a prover segurança durante o teste.

Para o teste inicial, a mangueira de sucção da bomba foi conectada a um reservatório de 10L de água, posicionado a um nível acima da bomba para auxiliar a sucção da água por gravidade. A mangueira de recalque, dotada de um bico restritor de Ø 1,5 mm, foi mantida no mesmo nível da saída da bomba e teve seu manômetro observado durante o primeiro teste.

O primeiro teste foi realizado com rotação de eixo definida em 150 rpm e duração estimada de dois minutos, com o objetivo de verificar a pressão desenvolvida durante baixas rotações e possíveis vazamentos decorrentes do aumento de pressão interna do equipamento. Durante a operação o equipamento não apresentou qualquer fluxo recalcado apesar de exibir comportamento normal de seus elementos móveis tais como eixo, haste e rolamentos. Foi

identificado um aquecimento na área externa da carcaça na região frontal referente a câmara principal, o que levou a interrupção do teste antes do tempo proposto pois o aquecimento indicava que o pistão estava trabalhando a seco, sem qualquer fluido de trabalho ocupando a câmara, podendo causar danos às gaxetas de vedação deste. A Bomba foi desmontada e teve todas suas válvulas inspecionadas, sendo constatado mal funcionamento de ambas as válvulas de sucção devido a inconsistência da mola de acionamento em uma e travamento do prato de vedação em outra. Ambas foram substituídas por outras novas, de mesmo modelo, conforme Figura 29.

Figura 29 - Válvula de sucção



Fonte: Elaboração própria

Além da substituição das válvulas, foram inspecionadas as demais seções internas da bomba e decidiu-se por substituir os dois anéis de vedação do pistão (tipo gaxeta), por apresentarem desgastes consideráveis em suas extremidades. Os desgastes dos anéis foram provenientes da operação do equipamento sem o fluido de trabalho, que nesse protótipo atua também como arrefecedor e lubrificante do sistema interno. O desgaste nos anéis de vedação é apresentado em destaque conforme Figura 30.

Figura 30 - Anéis de vedação desgastados



Fonte: Elaboração própria

Após a substituição dos anéis de vedação do pistão e das válvulas de sucção, foi realizado o segundo teste com rotação do eixo principal em 300 rpm e duração estimada de dois minutos. O teste tinha objetivo de verificar a pressão de trabalho do equipamento mediante condições normais de operação, além de quantificar a vazão bombeada para comparação com a curva de operação estimada em projeto. No primeiro momento de operação a bomba demonstrou funcionamento apropriado, exibindo vazão constante e alta pressão de trabalho em um jato de água forte o suficiente para pulverizar o fluido. Segundos após, a uma pressão aproximada de 87 bar, conforme Figura 31, o fluxo recalçado cessou abruptamente e vazamentos surgiram na carcaça da bomba através de rachaduras, indicando que a carcaça não havia suportado a pressão e se rompeu. O teste foi interrompido no mesmo instante, não sendo possível quantificar a vazão recalçada real do equipamento.

Figura 31 - Manômetro da mangueira de recalque



Fonte: Elaboração própria

Cessada a operação, o protótipo foi inspecionado visualmente para determinar as falhas e pontos que apresentaram vazamento. A maior rachadura gerada pelo aumento da pressão interna na carcaça apresentou comprimento longitudinal de aproximadamente 28 mm no topo da parte externa da sede da válvula de recalque superior esquerda, propagando-se em ambas as direções. Quando analisada, notou-se que a rachadura teve início a partir do rompimento do material da carcaça na parte central do topo da válvula o qual, com o aumento abrupto da pressão de trabalho, foi projetado para fora do corpo da bomba. A porção de material, de dimensão aproximada de 5,0 x 4,0 mm, exibiu um fenda a qual foi possível observar um dos parafusos de fixação da tampa da válvula de recalque, conforme Figura 32.

Figura 32 - Dimensão da rachadura no topo da sede de válvula



Fonte: Elaboração própria

Dentre as hipóteses levantadas para a falha estrutural nessa seção da bomba, aquela de maior relevância diz respeito a espessura da parede da sede da válvula. Com uma dimensão aproximada de 5,5 mm de espessura, a parede recebe quatro parafusos do tipo allen M6 x 30 dispostos a 90° entre si, os quais são utilizados para fixar a tampa de vedação da válvula e mantê-la pressionada para evitar vazamentos. O material retirado da parede para acomodar os parafusos deixou a espessura da seção ainda mais reduzida, comprometendo a integridade estrutural da carcaça naquele ponto quando do aumento de tensões internas. Além da espessura reduzida, o torque aplicado no parafuso da tampa pode ter auxiliado na rachadura ao gerar um efeito de expansão do material na base do parafuso, precisamente onde a trinca se propaga.

Além da rachadura no topo da sede da válvula, um segundo ponto de vazamento foi identificado na carcaça após sua desmontagem e inspeção. Este foi encontrado na seção frontal da válvula de recalque superior, próximo a rachadura de topo, obedecendo a mesma propagação da rachadura de topo e exibindo dimensão aproximada de 22 mm a partir de seu ponto inicial. Foi possível observar que a rachadura se propagou no mesmo alinhamento do parafuso de fixação da tampa, corroborando com a hipótese considerada quanto a diminuição

da espessura da parede devido aos furos dos parafusos. Além desta, o torque inadequado dos parafusos pode também ter contribuído para o ocorrido. A Figura 33 apresenta a rachadura na face da carcaça, próximo a tampa da válvula de recalque superior.

Figura 33 - Dimensão da rachadura na face frontal da sede de válvula



Fonte: Elaboração própria

Após o segundo teste, o equipamento foi inteiramente desmontado e todos os componentes foram analisados de maneira individual a procura de desgastes aparentes, com o pistão sendo o único a apresentar danos substanciais mesmo após pouco uso. Foi observado um desgaste considerável no corpo do pistão de forma unilateral, com abrasão pronunciada em sentido vertical nos anéis de vedação (gaxetas) e no elemento usinado em alumínio, conforme destacado na Figura 34.

Figura 34 - Desgaste do pistão



Fonte: Elaboração própria

Quando analisado o conjunto de acionamento (pistão, haste, virabrequim, eixo principal e rolamentos) foi notada uma discrepância na verticalidade da haste do pistão em relação ao eixo central da câmara, de aproximadamente 3,0 mm, a partir de uma folga de mesmo valor encontrada na conexão da haste/virabrequim. A base do virabrequim possui abertura com furo passante de \varnothing 17 mm onde o topo da haste do pistão é conectado através de um pino transversal de aço SAE 1045 usinado e um pino de fixação elástico. Quando em rotação, o topo da haste tende a se movimentar lateralmente e deslizar pelo pino de aço originando a folga de 3,0 mm, afetando diretamente a verticalidade da haste e, como consequência, forçando o pistão a trabalhar desalinhado dentro da câmara. O paralelismo de trabalho projetado para a face lateral do pistão, em relação a parede da câmara, aceita uma torção transversal de \pm 0,5 mm que pode ser compensada pela elasticidade dos anéis de vedação sem, no entanto, danificar o corpo do pistão e/ou a parede interna da câmara. A área que apresenta a folga em questão é exibida na Figura 35.

Figura 35 - Folga na conexão haste-virabrequim

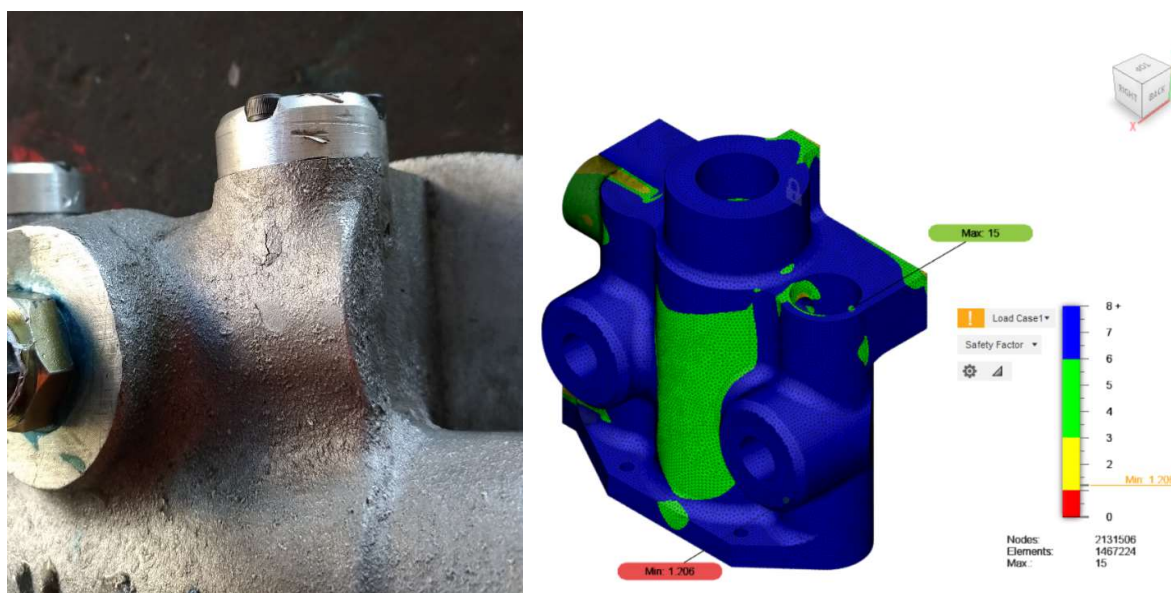


Fonte: Elaboração própria

As falhas no projeto inicial da bomba foram consideradas com base no subdimensionamento estrutural da carcaça e o superdimensionamento de alguns elementos tais como haste do pistão, eixo de acionamento e mancal principal. O projeto inicial não contemplava tampas externas para as válvulas de recalque, uma vez que se utilizaria de válvulas menores e estreitas, posicionadas cada qual em sua sede por um parafuso allen M20 (tipo bujão). Com a carcaça já fabricada e a necessidade de substituir o modelo inicial das válvulas por um mais robusto, foi necessário também implementar o sistema de vedação utilizando tampas externas com vedação por anel o-ring, as quais seriam fixadas na lateral da carcaça a partir de quatro parafusos equidistantes. As novas válvulas, de maior diâmetro, demandaram maior retirada de material de suas sedes para que pudessem ser alocadas, deixando uma parede com material insuficiente para suportar as tensões internas durante o funcionamento da bomba.

A qualidade da fundição da carcaça foi outro ponto notado no decorrer da montagem do protótipo, sendo observado que o acabamento externo da fundição apresentava irregularidade, com pequenas cavidades visíveis e pontos onde a porosidade do material se mostrava mais concentrada. Além destes, pequenos pontos defeituosos considerados como “rechupe” foram encontrados nas partes superior (próximo à válvula de recalque superior) e inferior (próximo à entrada da válvula de sucção inferior), indicando falhas no processo de fundição mais especificamente na solidificação do material. Essa solidificação tem início junto às paredes do molde, onde a transferência de calor é mais relevante, progredindo para o centro da peça em que seções de menor espessura se solidificam primeiro. A mudança para o estado sólido é acompanhada de contração que pode originar cavidades e poros se não for devidamente compensada. As regiões que solidificam em último lugar, comumente designadas por pontos quentes, são os locais onde existe maior probabilidade de ocorrência desse tipo de defeitos. A análise do fator de segurança da carcaça, em paralelo ao protótipo testado (com suas rachaduras em destaque), são exibidos na Figura 36.

Figura 36 - Comparação das seções de concentração de tensão protótipo x simulação



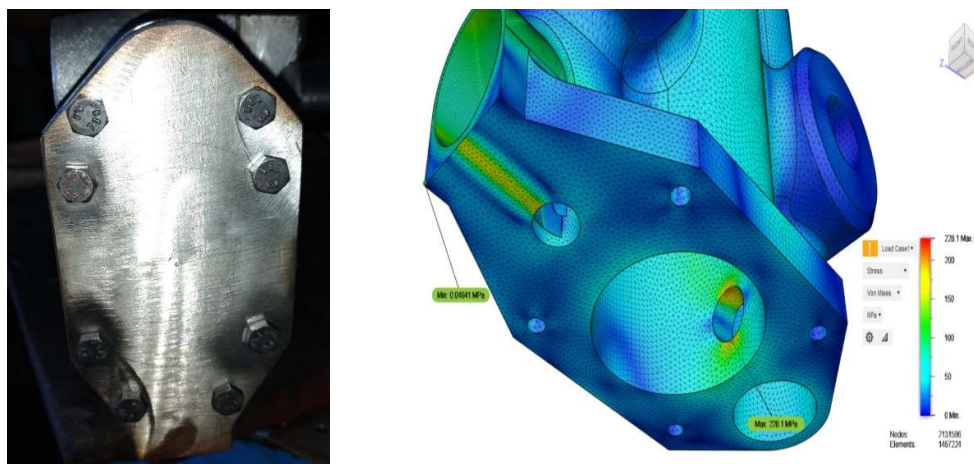
Fonte: Elaboração própria

Quando comparados os resultados da simulação estrutural da carcaça com aqueles verificados durante os testes do protótipo, foi possível identificar pontos de convergência para as falhas que ocorreram. Para um determinado valor de pressão interna de trabalho, a simulação estrutural apresentou pontos de concentração de tensão localizados nas faces das sedes das válvulas de recalque superior e inferior, pontos esses corroborados pelos resultados

da análise do fator de segurança da carcaça a qual apresentou fator mínimo nessas regiões. A carcaça utilizada na análise realizada pelo software não apresentava os furos referentes aos parafusos de fixação das tampas das válvulas de recalque, tendo a área em questão sido analisada com as paredes das sedes das válvulas completamente maciças e sem retirada de material. Essa mesma região foi indicada pelo software como mais suscetível a concentração de tensões do que as demais, precisamente devido a espessura de sua parede.

Dentre as regiões indicadas pela simulação como concentradoras de tensão, uma delas se refere a entrada inferior de sucção do cilindro e foi desconsiderada durante a análise da simulação por não apresentar risco de ruptura da carcaça ou falha qualquer que prejudique o funcionamento do equipamento uma vez que se trata de uma quina viva. A sede da válvula de recalque inferior, localizada próxima a base da carcaça, apresentou durante a simulação pontos de concentração ao longo de sua base de forma semelhante a sede superior que se rompeu. Durante os testes, no entanto, não foram notadas quaisquer alterações estruturais para aquela seção, o que pode ser explicado pela quantidade sensivelmente maior de material na parede inferior da sede de válvula em questão, assim como pela presença da tampa de vedação inferior que serviu de suporte àquela área. Por estar parafusada à base da carcaça de forma a manter uma tensão considerável ao ponto de suprimir qualquer vazamento, a tampa de vedação mantém contato direto com a seção inferior da sede de recalque, atuando como um suporte externo e mantendo a mesma incapaz de sofrer dilatação e/ou expansão de qualquer tipo. A simulação de tensão na base da carcaça (em destaque) e o posicionamento da tampa de vedação são apresentadas na Figura 37.

Figura 37 - Concentração de tensão na sede inferior



Fonte: Elaboração própria

6 RESULTADOS E DISCUSSÃO

6.1 Vazão média

Para os cálculos da vazão, adotou-se a rotação do eixo principal de acionamento da bomba em 300 rpm, com o objetivo de replicar a baixa rotação de um motor a diesel de tratores convencionais. O valor adotado de 20 mm para curso do pistão (L) leva em consideração sua natureza de dupla ação, em que se desloca 10 mm verticalmente para cima e 10 mm para baixo, em relação ao eixo central do equipamento.

Com a rotação de operação normal do equipamento estabelecida a 300 rpm, pressão de recalque (confirmada em testes iniciais) de 88,71 kgf e uma viscosidade do fluido de 32 SSU, determinou-se pelo gráfico um rendimento volumétrico (η_v) e rendimento total (λ) de aproximadamente 75%, onde:

$$Q = \left[\frac{(\pi D^2)}{4} \cdot 2 - \frac{(\pi d^2)}{4} \right] \cdot L \cdot \frac{n}{60} \cdot \eta_v$$

$$Q = \left[\frac{(\pi 0,051^2)}{4} \cdot 2 - \frac{(\pi 0,016^2)}{4} \right] \cdot 0,02 \cdot \frac{300}{60} \cdot 0,75$$

$$Q = [0,00408 - 2,01062 \times 10^{-4}] \cdot 0,02 \cdot \frac{300}{60} \cdot 0,75$$

$$Q = 0,00029134 \text{ m}^3/\text{s}$$

Onde:

- Q: Vazão média (m³/s);
- D²: Diâmetro interno do cilindro (m);
- d²: Diâmetro da haste do pistão (m);
- n: Rotação do eixo principal (rpm);
- η_v : Rendimento volumétrico (adimensional);
- L: Curso do pistão (m).

6.2 Energia específica para sucção

A equação da energia específica necessária para acelerar o líquido na linha de sucção é apresentada em metros de coluna d'água (mca), sendo:

$$H_a = \frac{\pi^2 \cdot n^2 \cdot L_s \cdot D^2 \cdot L}{1800 \cdot g \cdot D_s^2}$$

$$H_a = \frac{3,1416^2 \cdot 300^2 \cdot 1,0051^2 \cdot 0,020}{1800 \cdot 9,8 \cdot 0,013^2}$$

$$H_a = \frac{9,8696 \cdot 90000 \cdot 1,00026 \cdot 0,020}{1800 \cdot 9,8 \cdot 0,0002}$$

$$H_a = 15,4840 \text{ mca}$$

Onde:

H_a : Altura ou energia específica de aceleração (mca);

n : Rotação do eixo principal (rpm);

L_s : Comprimento da canalização de sucção (m);

ρ : Massa específica do fluido bombeado (kg/m^3);

D : Diâmetro interno do cilindro (m);

D_s : Diâmetro da canalização de sucção (m);

g : Aceleração da gravidade (m/s^2).

6.3 Energia específica fornecida ao líquido

Foi considerado a pressão de descarga de 87 bar ($8.700.000 \text{ N/m}^2$), sendo este o valor máximo encontrado durante testes iniciais do equipamento. Para a variável de pressão de admissão (P_a), foi considerado o valor da equação para energia específica para sucção (H_a), porém transformando o valor encontrado de metros de coluna d'água (mca) para pascal (Pa). As variáveis referentes a velocidade do líquido na admissão e descarga foram calculadas considerando um balanço de massa ideal para o sistema, ou seja, a quantidade succionada é a mesma recalçada. Além destas, foi utilizada a pressão de descarga máxima encontrada em testes e a vazão média de projeto, sendo:

$$Y = \frac{P_d - P_a}{\rho} + \frac{1}{2}(C_d^2 - C_a^2) + g(z_d - z_a)$$

$$Y = \frac{8700000 - 151842}{1000} + \frac{1}{2}(164,8667^2 - 2,19450^2) + 9,8(1 - -1)$$

$$Y = \frac{8548157,5845}{1000} + \frac{1}{2}(27176,1999) + 9,8(2)$$

$$Y = 22155,878 \text{ J/kg}$$

Onde:

Y : Energia fornecida ao líquido ao passar pela bomba (J/kg);

P_d : Pressão de descarga da bomba (N/m^2);

P_a : Pressão de admissão da bomba (N/m^2);

ρ : Massa específica do fluido bombeado (kg/m^3);

C_d : Velocidade do líquido na descarga da bomba (m/s);

C_a : Velocidade do líquido na admissão da bomba (m/s);

Z_d : Cota ou nível de referência da descarga da bomba (m);

Z_a : Cota ou nível de referência da admissão da bomba (m).

6.4 Perda de carga na válvula

Para a variável referente a velocidade do fluido na sede das válvulas (C_{va}), foi considerada a mesma velocidade de admissão do fluido calculada a partir dos valores do diâmetro da tubulação e da vazão média de projeto, sendo:

$$H_{va} = \lambda_{va} \frac{C_{va}^2}{2g}$$

$$H_{va} = 4 \frac{2,1950^2}{2.9,8}$$

$$H_{va} = 4 \frac{4,8179}{2.9,8}$$

$$H_{va} = 0,9822 \text{ mca}$$

Onde:

H_{va} : Perda de carga na válvula (mca);

C_{va} : Velocidade de escoamento na sede da válvula (m/s);

λ_{va} : Coeficiente de resistência na válvula (tabelado);

g : Aceleração da gravidade (m/s²).

6.5 Característica do sistema de canalização

A obtenção de um ponto ótimo de funcionamento do equipamento é dada na interseção da curva característica da bomba no ponto de sobreposição com a curva característica da tubulação do sistema na qual essa faz parte. A primeira consideração dessa equação se dá pelo coeficiente de Reynolds no qual o valor encontrado (28449,27) indica um escoamento turbulento. Para casos onde não haja diferença de pressão entre os reservatórios de sucção e recalque, utiliza de uma equação própria que considera o desnível geométrico entre esses reservatórios e uma variável característica para o sistema de tubulação envolvido (K'). O coeficiente de atrito (f) considerado para a equação foi determinado a partir do ábaco de Moody, em função do número de Reynolds e da rugosidade relativa da tubulação, sendo:

$$f = \frac{\varepsilon}{D}$$

$$f = \frac{0,01}{13}$$

$$f = 0,00076923$$

Onde:

f : Rugosidade relativa (adimensional);

ε : Rugosidade da tubulação (mm);

D : Diâmetro interno da tubulação (mm).

O fator adimensional encontrado refere-se à rugosidade relativa da tubulação a qual, junto ao número de Reynolds, indica o fator de atrito no ábaco de Moody, no valor aproximado de 0,028. Esse valor, por sua vez, é utilizado nas equações a seguir:

$$K' = \frac{16}{g \cdot \pi^2 \cdot D^4} + f \cdot \frac{8 \cdot L}{\pi^2 \cdot D^5}$$

$$K' = \frac{16}{9,8 \cdot \pi^2 \cdot 0,013^4} + 0,028 \cdot \frac{8 \cdot 2}{\pi^2 \cdot 0,013^5}$$

$$K' = 5791895,9644 + 0,028 \cdot 4366198496,27492$$

$$K' = 128039549,8$$

Onde:

K' : Característica do sistema de tubulação (adimensional);

f : Fator de atrito (adimensional);

D : Diâmetro interno da mangueira de sucção (m);

L : Comprimento da tubulação (m);

g : Aceleração da gravidade (m/s²).

Encontrado o valor para K' , aplica-se a equação característica do sistema, utilizando a vazão média real, sendo:

$$H = H_g + K' \cdot Q^2$$

$$H = 2 + 128039549,8 \cdot 0,00029134^2$$

$$H = 12,8681 \text{ mca}$$

Onde:

H : Altura de elevação manométrica (m);

H_g : Desnível geométrico entre reservatórios de recalque e sucção (m);

K' : Característica do sistema de tubulação (adimensional);

Q^2 : Vazão de líquido que escoar pela tubulação (m³/s).

6.6 Velocidade de operação do pistão

A velocidade de operação do pistão, de acordo com a equação de velocidade e considerada uma rotação constante de 300 rpm:

$$Sp = s \cdot \frac{n}{30000}$$

$$Sp = 10 \cdot \frac{300}{30000}$$

$$Sp = 10.0,01$$

$$Sp = 0,1 \text{ m/s}$$

Onde:

Sp: Velocidade do pistão (m/s);

s: Curso do pistão (mm);

n: Rotação do eixo principal de acionamento (rpm).

6.7 Curva Características Da Bomba

A diferença mais expressiva entre as bombas de deslocamento positivo e as de fluxo é dado a partir da verificação de suas curvas características, que representam a variação da vazão em função da variação de pressão na descarga ou da altura de elevação manométrica, para uma velocidade de rotação constante do motor de acionamento. Independentemente do tipo de bomba e da circunstância de operação dessas, quando definidas suas variáveis de projeto, todas obedecem a curvas gráficas de comportamento que podem ser divididas entre curvas de projeto e curvas reais. Um exame dessas curvas revela que a característica teórica de uma bomba de deslocamento positivo, em um sistema de coordenadas $Q = F(H)$, para operação com rotação constante, é representada por uma reta paralela ao eixo (H) das abscissas. Por sua vez isso mostra que, teoricamente, para velocidade de rotação constante, bombas de deslocamento positivo fornecem uma vazão constante, não importando o valor da pressão a ser vencida.

De forma proporcional, ainda que no início da curva (gráfico), o rendimento de uma bomba qualquer cresce conforme o aumento da altura manométrica de trabalho, atingindo rapidamente seu valor máximo para logo após apresentar uma reta constante e quase paralela ao eixo (H). Ultrapassado esse ponto de estabilização de rendimento, a curva de operação começa a declinar devido a um aumento considerável da altura manométrica ou mesmo devido a pressões de descargas mais elevadas. As curvas características para uma bomba de deslocamento positivo são calculadas considerando uma velocidade de operação (rotação) constante, exibindo curva teórica (Q_t), curva real (Q), rendimento total (η_t) e Potência no eixo da máquina (P_e).

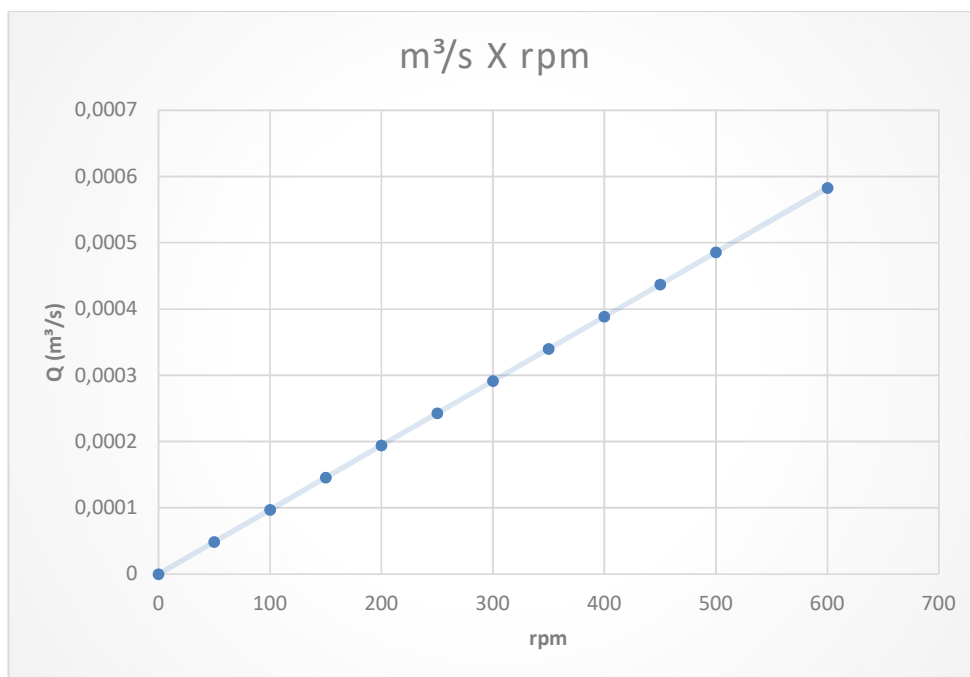
O limite de pressão de trabalho das bombas de deslocamento positivo é limitado pela

resistência mecânica de seus componentes internos e do motor de acionamento do equipamento, o que explica o crescimento proporcional no consumo de potência quando do aumento da diferença de pressão entre a descarga e a admissão ou altura de elevação manométrica desenvolvida pela bomba.

6.7.1 Curva Vazão volumétrica x Rotação

Em uma bomba de pistão, ainda que consideradas as perdas mecânicas, volumétricas e hidráulicas o volume deslocado total é majoritariamente constante e passível de controle, uma vez que corresponde ao volume útil do cilindro onde o pistão/êmbolo atua. Considerado um aumento gradativo na rotação de operação, uma eficiência total apresentada de 75% e um curso de deslocamento total do pistão de 0,02 m, a bomba de deslocamento positivo em estudo apresenta em seu gráfico de vazão x rotação uma reta proporcional crescente, conforme Figura 38.

Figura 38 - Curva vazão x rotação



Fonte: Elaboração própria

7 ANÁLISE DE VIABILIDADE TÉCNICA

A viabilidade técnica do protótipo foi analisada a partir da comparação de pontos estruturais e de operação entre equipamentos de mesmo fim, em situações de operação semelhantes. A utilização de bombas de alta pressão em tratores impõe ao operador dificuldades logísticas relacionadas a quantidade de equipamentos a serem utilizados e seus periféricos, tais como gerador de energia, combustível para o gerador, bomba de alta pressão e seus componentes, reservatório de fluido e a mobilização de todos esses equipamentos em campo, quando da não existência de um modelo de bomba de alta pressão adequado para essa utilização.

7.1 Comparativo

A análise de utilização de uma bomba equivalente em vazão e pressão ao protótipo objeto desse trabalho deve partir de uma bomba de pistão axial convencional, acionada por energia elétrica, com pressão de trabalho estimada na ordem 87 bar. Para essa classe de pressão, o mercado oferece bombas de pistão a partir de dois cilindros (duplex), sendo três (tríplice) o mais utilizado comercialmente devido a maior vazão disponível e pressão equivalente de operação. Esses equipamentos requerem um motor elétrico para seu acionamento, não sendo incomum a necessidade de um gerador de energia quando em situações onde não há energia elétrica disponível. Para essas situações, o gasto energético é verificado a partir de seu respectivo gerador de energia e seu consumo de combustível por hora de funcionamento.

Por ser um equipamento cuja natureza de operação beneficia altas pressões e baixas vazões, a equivalência de operação é realizada a partir de bombas com pressões de trabalho semelhantes ainda que o mesmo não se aplique as vazões. A comparação entre vazões requer que os equipamentos tenham o mesmo número de cilindros de operação e que haja minimamente uma similaridade no volume destes, algo que ocorre em sistemas de mesmo fabricante. A bomba hidráulica de classe de pressão semelhante ao protótipo analisado e seu respectivo gerador são apresentados na Tabela 5.

Tabela 5 - Características da bomba convencional

BOMBA DE PISTÃO CONVENCIONAL	
BOMBA	
Vazão (m ³ /s)	6,67x10 ⁻⁵
Pressão máxima (BAR)	89,6
Número de cilindros	3
ACIONAMENTO	
Motor	Monofásico
Potência (kW)	1,4
Tensão (V)	220
Frequência (Hz)	60
GERADOR DE ENERGIA	
Tipo	Monofásico
Potência máx. (kVA)	3
Tensão de saída (V)	220
Corrente (A)	11
Motor	Combustão interna 1 cilindro
Combustível	Gasolina
Consumo (L/H)	1,4

Fonte: Elaboração própria

Em um regime de operação caracterizado como intermitente, a utilização de uma bomba convencional se mostra inviável por fatores de praticidade. Além da dificuldade logística ocasionada pela necessidade de um reboque para transporte da bomba, gerador de energia e reservatório de água ao local, outros pontos não menos importantes devem ser considerados, tais como combustível para o gerador, inutilização do sistema de tomada de força do trator e a impossibilidade de se usar água de cursos d'água locais. Para o combustível empregado no funcionamento de uma bomba convencional, além do consumo estimado e a necessidade de levar consigo um pequeno reservatório, é necessário que o operador ligue e desligue o gerador manualmente quando de sua utilização, o que pode gerar contratempos se considerado um regime de funcionamento não contínuo. A não utilização de uma bomba otimizada inviabiliza também aspectos relacionados a funcionalidade de um trator, uma vez que impede que este utilize de roçadeiras e discos de arado. Com o reboque acoplado ao trator, demais acessórios necessários para as atividades de plantio ficam impossibilitados de serem utilizados não só pela opção do reboque, mas também pelo bloqueio da tomada de força utilizada como força motriz. Para situações em que se faz necessária a limpeza de um equipamento qualquer ou mesmo pulverização de pesticidas, a qualidade da água utilizada

deve ser observada a fim de evitar inconvenientes. Quanto a utilização de cursos d'água como recurso de bombeamento, as bombas convencionais apresentam o impeditivo de não operarem adequadamente com fluidos contendo particulados em suspensão, uma vez que esses provocam degradação acelerada do equipamento e entupimentos ao longo do sistema.

7.2 Análise mecânica

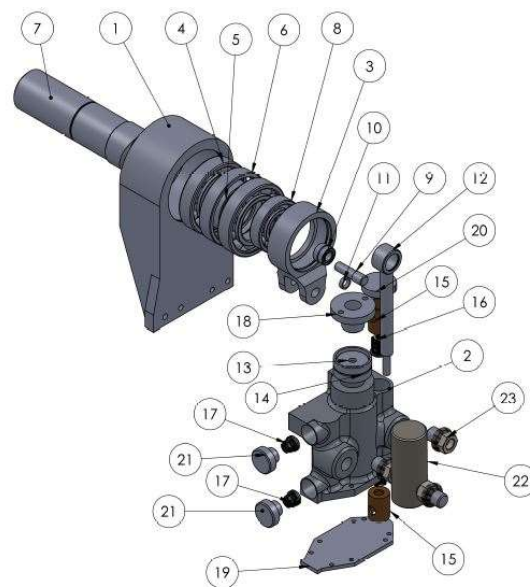
O protótipo em análise se propõe a solucionar uma gama de problemas encontrados em situações de bombeamento em áreas remotas, tais como limpeza de equipamentos industriais, pulverização de pesticidas e irrigação de pequenas áreas, a partir da utilização de um sistema de acionamento inteiramente mecânico e de um equipamento composto por elementos de baixa complexidade e fácil manutenção. A eliminação de subsistemas (quando do uso do protótipo) tais como gerador, reservatório de água e reboque promove economia de tempo e simplicidade durante a operação em campo ao operador, uma vez que a ativação/desativação do protótipo é feita por uma alavanca no painel do trator que permite o acoplamento da tomada de força ao eixo virabrequim interno ao motor do veículo.

Em uma bomba convencional de pressão equivalente ao protótipo, a manutenção preventiva/corretiva requer intervenção do fabricante ou de um técnico capacitado devido à complexidade do equipamento e de seus componentes, não sendo incomum não haver peças de reposição de pronta entrega. Além de requerer uma manutenção mais criteriosa, alguns modelos de bombas de alto desempenho apresentam um sistema de arrefecimento a óleo muito semelhante aos motores a combustão interna, o que se por um lado aumenta consideravelmente a vida do equipamento ao possibilitar longos períodos de operação ininterrupta, por outro tende a onerar drasticamente valores referentes a reparos e manutenção caso esta opere com pouco (ou sem) óleo.

Quando em operação, o atrito causado pelo conjunto anel/pistão e a parede do cilindro causa um aumento significativo de temperatura, a qual pode ser reduzida pelo uso de fluidos de arrefecimento em seu sistema como água e/ou óleo, variando de acordo com o tipo de bomba. Em modelos mais simples, sem um sistema dedicado de arrefecimento e lubrificação, o fluido bombeado atua ao mesmo tempo como arrefecedor e lubrificante do próprio cilindro de operação, não correndo o risco de superaquecer desde que haja fluido sendo bombeado nas linhas. Além de mais simples, esse tipo de sistema conta com um menor custo de manutenção e se mostra mais acessível para substituição de componentes por qualquer pessoa. O protótipo apresentado nesse trabalho exhibe um sistema simples, de arrefecimento e lubrificação pelo fluido de trabalho e utiliza de componentes acessíveis, conforme Figura 39.

Figura 39 - Vista explodida do protótipo

Nº DO ITEM	Nº DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	MANCAL PRINCIPAL	SAE 1045	1
2	CORPO PRINCIPAL	ALUMÍNIO 6061 (FUNDIDO)	1
3	BIELA	ALUMÍNIO 6061 (FUNDIDO)	1
4	ROLAMENTO 6211	D 100,0 x d 55,0	2
5	ESPAÇADOR MENOR	SAE 1045	1
6	ESPAÇADOR MAIOR	SAE 1045	1
7	EIXO VIRABREQUIM	SAE 1045 TEMPERADO Ø 58,0 x 219,0	1
8	ROLAMENTO 6207	D 60,7 x d 47,2	1
9	PINO BIELA	SAE 1045 Ø 14,0 x 48,0	1
10	ROLAMENTO NKI 12 24 16	D 24,0 x d 12,0	1
11	ESPAÇADOR BIELA	SAE 1045	1
12	HASTE DO EMBOLO	SAE 1045 TEMPERADO Ø 16,0 x 175,0	1
13	PISTÃO	ALUMÍNIO 6061 Ø 49,50	2
14	VEDAÇÃO	GAXETA GRAFITADA Ø 48,0 x 11,10	2
15	BUCHA DE ASSENTO DE VÁLVULA	BRONZE D 27,0 X d 12,6	2
16	VÁLVULA SUÇÇÃO	AISI 304	2
17	VÁLVULA RECALQUE	AISI 304	2
18	TAMPA VEDAÇÃO SUP.	ALUMÍNIO 6061	1
19	TAMPA VEDAÇÃO INFERIOR	SAE 1045	1
20	TAMPA VÁLVULA SUÇÇÃO	ALUMÍNIO 6061	1
21	TAMPA VÁLVULA RECALQUE	ALUMÍNIO 6061	2
22	CÂMARA DE EXPANSÃO	SAE 1045	1
23	ENGATE MAGUEIRA SUÇÇÃO	ESPIGA I ATÃO Ø 1/2"	1



Fonte: Elaboração própria

Para cumprir com a proposta de operação em áreas remotas e sem auxílio de energia elétrica, todos os elementos considerados para a montagem e fabricação do protótipo foram analisados sob o critério de robustez e fácil aquisição, podendo as peças serem encontradas em oficinas e lojas não especializadas. O intuito de se utilizar de um equipamento de simples constituição parte do princípio voltado à eliminação de problemas que possam vir a interromper a operação em um local com pouca (ou nenhuma) assistência. Numa eventual falha, o protótipo pode ser desmontado com ferramenta simples e ter seus elementos desgastados substituídos por qualquer pessoa, o que difere de bombas convencionais que por sua vez requerem peças e mão de obra especializada.

O acesso às válvulas e ao pistão é feito a partir de tampas localizadas nas extremidades laterais da carcaça e em sua base respectivamente, o que permite acesso rápido às válvulas e pistão em uma eventual inspeção ou mesmo falha. Por se tratar de um equipamento capaz de bombear fluidos com particulados em suspensão, constituindo por vezes um fluido abrasivo, o fácil acesso e substituição dos elementos de desgaste é apresentado como uma melhoria desejada em situações de produção contínua. Apesar da robustez, as dimensões e peso do protótipo não foram pontos negativos quando comparado com aquelas de bombas convencionais, exibindo peso na ordem de 11kg quando completamente montada. O

comparativo entre uma bomba convencional de mesma classe de pressão e o protótipo é representado na Tabela 6.

Tabela 6 - Comparativo entre bombas

COMPARATIVO				
Descritivo	Protótipo		Convencional	
	Sim	Não	Sim	Não
Acionamento elétrico		X	X	
Gerador		X	X	
Reservatório de água		X	X	
Reboque para transporte		X	X	
Bombeia fluidos com particulados em suspensão	X			X
Manutenção simples	X			X
Portátil	X			X
Componentes simples	X			X

Fonte: Elaboração própria

8 CONCLUSÕES

A contribuição acadêmica desse projeto se deu a partir da viabilidade técnica do equipamento, com a pesquisa voltada para uma análise quantitativa envolvendo simulação por método de elementos finitos e testes reais. Foi apresentado o projeto completo do equipamento, com os desenhos e detalhes construtivos e dimensionais de todos os componentes de forma individual, além da representação do sistema montado e fluxo de operação deste. Utilizou-se do MEF para analisar somente a carcaça a partir de um valor pré-determinado de pressão interna, visando encontrar pontos críticos concentradores de tensões e prever possíveis falhas na carcaça durante a operação. Para tanto, foi utilizado o software Auto Desk Fusion 360 2020, com dados de entrada referentes a carcaça da bomba tais como material e dados dimensionais.

Diante das informações fornecidas pelos projetos e simulações, foi realizado o teste real do protótipo a fim de quantificar valores da pressão de trabalho e vazão real para comparação com a curva de projeto. Foram realizados dois testes em condições de operação semelhantes, sendo o primeiro para 150 rpm e o segundo para 300 rpm, resultando em falhas no equipamento ao exibir rachaduras na carcaça em pontos semelhantes àqueles apontados pela simulação, levando a interrupção da operação e análise das falhas. Para as falhas apresentadas, percebeu-se a influência direta do subdimensionamento de algumas seções da carcaça, em especial as sedes das válvulas, assim como a má qualidade de fabricação dos elementos em alumínio fundido (carcaça e virabrequim).

Com base nos dimensionais apresentados nos desenhos e na bibliografia referente a esse tipo de equipamento, foram calculados os valores de operação estimados para o protótipo tais como vazão média de projeto, energia específica para sucção, perda de carga nas válvulas e outros, assim como determinada a curva característica de operação teórica da bomba. De posse dos quantitativos encontrados e da característica do protótipo em questão, foi realizada a análise de viabilidade do equipamento tendo como base de comparação uma bomba de deslocamento positivo de mesma classe de pressão, a partir do qual foi explicitado os ganhos de operação quando do uso do protótipo em detrimento de uma bomba de alta pressão convencional.

A partir dos objetivos enumerados, podem ser estabelecidas as seguintes conclusões:

1. A análise estrutural do equipamento, obtida a partir do método de elementos finitos, permitiu identificar pontos de concentração de tensão na carcaça os quais, durante os testes reais, resultaram em falhas. Dentre as áreas da carcaça que

apresentaram maiores concentrações de tensão, aquelas referentes as sedes das válvulas de recalque apresentaram valores significativos quando comparadas às demais seções. A simulação apresentou fatores de segurança que foram respeitados na etapa de projeto e se mostraram condizentes durante os testes reais com o protótipo, além de uma análise referente a deslocamento da carcaça quando submetida a uma pressão de trabalho interna. As análises apresentadas pelo software AUTO DESK FUSION 360 2020 provaram ser fidedignas quando submetidas ao teste real do protótipo.

2. Os testes reais do protótipo se mostraram satisfatórios apesar do elemento principal (carcaça) ter se rompido no decorrer do segundo teste a uma rotação constante de 300 rpm. Durante seu breve funcionamento, foi possível observar o acionamento adequado das válvulas de sucção e recalque, assim como dos demais elementos que compõem a bomba, tais como as vedações das tampas de válvulas e os anéis de vedação do pistão. Uma posterior análise de falhas do equipamento revelou a convergência dos resultados apresentados na etapa de simulação, os quais indicaram uma maior concentração de tensão nas regiões das sedes das válvulas de recalque, localizadas na lateral esquerda da carcaça. Durante o segundo teste a sede da válvula de recalque superior se rompeu, exibindo rachaduras em seu topo e face frontal, da ordem de 28 e 22 mm respectivamente, indicando como causa do rompimento não só a espessura insuficiente das paredes da sede, mas também a má qualidade da fundição da carcaça. O manômetro instalado na mangueira de recalque da bomba indicou uma pressão máxima de operação de aproximadamente 87 bar, pouco antes da carcaça se romper. A análise de falha do equipamento identificou também um desgaste acentuado nas paredes do pistão e dos anéis de vedação, sendo identificado um desalinhamento de aproximadamente 3 mm entre a conexão da haste do pistão e o virabrequim do eixo de acionamento principal, causando um esforço lateral entre pistão e parede interna do cilindro.

3. A seleção das equações que regem o funcionamento do tipo de bomba em estudo possibilitou a determinação de valores teóricos de operação sendo possível, a partir desses, construir a curva característica de funcionamento da bomba. O equipamento apresentou um valor para vazão média de projeto da ordem de $0,00029134 \text{ m}^3/\text{s}$, considerando um rendimento total de 75% em função da pressão encontrada em teste e viscosidade do fluido de trabalho. Para as válvulas de sucção e recalque foram encontrados valores de perda de carga de

aproximadamente 0,9822 mca. Para a velocidade de operação do pistão, a partir de uma rotação definida de 300 rpm, foi encontrado o valor de 0,1 m/s o qual configura uma velocidade de operação aceitável para uma bomba de deslocamento positivo de um cilindro. Considerando a pressão de descarga encontrada em testes e a vazão média de projeto, foi determinado o valor de energia específica fornecida ao líquido para uma rotação de operação de 300 rpm, de 22155,88 J/kg.

4. Os dados dimensionais fornecidos pelos desenhos e a análise do funcionamento do protótipo a partir da demonstração do fluxo de operação, forneceram informações que viabilizam a utilização da bomba quando em situações de operação em locais remotos. Fatores como a facilidade/praticidade de acionamento e a não necessidade de utilização de energia elétrica para seu funcionamento são pontos que corroboram com a escolha do protótipo em detrimento de outras bombas convencionais. Quando comparados os sistemas tradicionais com o protótipo desenvolvido, é perceptível a vantagem deste último nos quesitos de fabricação e operação, sendo um equipamento de estrutura mecânica simples, que utiliza de elementos mecânicos de fácil acesso e que apresenta capacidade de operação correspondente às exigências do setor agrícola.

8.1 Sugestões para estudos futuros

Os questionamentos levantados e as alternativas observadas no decorrer dessa pesquisa oferecem possibilidades para a continuação desse trabalho a partir de melhorias e implementações no projeto inicial, a partir de:

- Redimensionamento e fabricação de uma nova carcaça utilizando aço AISI 304;
- Estudo do efeito de *slipping* para uso de anéis de vedação do tipo gaxeta;
- Análise da influência do tempo de abertura das válvulas de sucção e recalque;
- Estudo de cavitação e seus efeitos no protótipo.

9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABREU, FABIO VIANA DE. Análise de viabilidade técnica e econômica da geração de energia através do biogás de lixo em aterros sanitários / Fabio Viana de Abreu. - 2009. 177 f.: il.
- ANCIGER, D., SCHILLING, R., OPITZ, K., SCHLÜCKER, E., 2009, “Numerical prediction of the piston driven valve motion in positive displacement pumps (PDPS)”, Proceedings of the 14th International Conference on Fluid Flow Technologies, Budapest, Hungary.
- AZEVEDO NETTO, J.M.; ALVAREZ, G. A. Manual de hidráulica. 7.ed. São Paulo: E. Blücher, 1991. v.1, 335p.
- AZEVEDO, ÁLVARO F. M. Método dos elementos finitos. 1. ed. Porto, 2003. 248 p.
- AZEVEDO, G. G. R. Projeto E Construção De Uma Bomba De Pistões Axiais Tipo Swashplate De Vazão Variável. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) – UNESP. Guaratinguetá, p. 189. 2009.
- BATEMAN, ROBERT; HARREL, CHARLES. Simulação Otimizando os Sistemas. 1 ed São Paulo: IMAM e Belge Simulação, 2005. 142 p.
- BAZZO, WALTER ANTÔNIO; PEREIRA, LUIZ T. DO VALE. Introdução à engenharia: conceitos, ferramentas e comportamentos – Florianópolis: Ed. Da UFSC, 2013
- BEER, FERDINAND P.; E. JOHNSTON, RUSSELL JR., DEWOLF, JOHN T.; MAZUREK, DAVID. F. Mecânica dos materiais. 7ª ed. McGraw-Hill, 2015.
- BRASIL, A.N. Máquinas termo hidráulicas de fluxo. Itaúna: Universidade de Itaúna, 2010.
- CARVALHO, ROBSON FLORES DE. Projeto e construção de um motor de pistões axiais de vazão fixa. Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2006.
- FARZANEH-GORD, M. KHOSHNAZAR, H., 2016. Vale fault detection for single-stage reciprocating compressor. J. Nat. Gas Sci. Eng. 35 A (9), 1239-1248.
- FINNERTY, JOHN D; TRIESCHMANN, Carlos Henrique (Tradução de). Project Finance: Engenharia Financeira Baseada em Ativos. Rio de Janeiro: Qualitymark, 1999.
- GERE, JAMES M. Mecânica dos Materiais. Tradução Luiz Fernando de Castro Paiva; revisão técnica Marco Lucio Bittencourt. São Paulo: Pioneira Thomson Learning, 2003
- GODE, G. Positive displacement pump drive selection and operation. World Pumps, 2000(411), 36–37. doi:10.1016/s0262-1762(00)90193-7
- HARADHAN, MOHAJAN. “The first industrial revolution: Creation of a new global human

era”. *Journal of Social Sciences and Humanities*, Vol. 5, No. 4, 2019, pp. 377-387.

HENN, E. A. L. Máquinas de fluido. 2ª edição. Santa Maria. UFSM, 2006. 474 p.

HENSHAW, T. L., 1987, *Reciprocating Pumps*, New York, New York: Van Nostrand Reinhold Company.

HIBBELER, R.C. Estática: mecânica para engenharia, vol. 1. Tradução Everi Antonio Carrara, Joaquim Nunes Pinheiro; revisão técnica Wilson Carlos da Silva Junior – São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2017.

IVANTYSYNOVA M, HUANG C. Investigation of the flow in displacement machines considering elasto-hydrodynamic effect. *Proceedings of the fifth JFPS international symposium on fluid power*, Japan (Nara); November 13, 2002 vol. 1. p. 219–29.

PETERSEN, J. R. JACOBY, Selecting a positive displacement pump, *Chem. Eng.* 114 (8) (August, 2007) 42.

JONES, R. V. “The ‘Plam Story’ of James Watt: The Wilkins Lecture 1969”. *Notes and Records of the Royal Society of London*, 24 (2, Abr. 1970): 194-220

JOSIFOVIC, ALEKSANDAR & CORNEY, JONATHAN & DAVIES, BRUCE. (2014). Modeling a variable speed drive for positive displacement pump. 1218-1223. 10.1109/AIM.2014.6878248.

KARASSIK, I., MESSINA, J.M COOPER, P., AND HEALD, C., 2001, *Pump Handbook*, Third edition, New York, New York: McGraw Hill.

LAZOS, C.D. *Hydraulic Equipment and Mechanism*; Aeolus: Athens, Greece, 1999. (In Greek)

LEVADA, L. C., MISSIATO, O., MACETI, H., LAUTENSCHLEGUER, I.J. Considerations on the Reynolds’ Transport Theorem. *International Journal of Advanced Engineering Research and Science (IJAERS)*. Vol. 5, Issue 2, Feb. (2018)

LIMA, EPAMINONDAS PIO CORREIA. *Mecânica das Bombas*. Interciência, 2003

LINSINGEN, I. V. *Fundamentos de sistemas hidráulicos*. Florianópolis, SC: Editora UFSC, 2003. p. 17 – 24, p. 40 - 174.

M. W. FU , M. S. YONG , K. K. TONG & T. MURAMATSU (2006): A methodology for evaluation of metal forming system design and performance via CAE simulation, *International Journal of Production Research*, 44:6, 1075-1092.

MA, Y., HE, Z., PENG, X., XING, Z., 2012. Experimental investigation of the discharge valve dynamics in a reciprocating compressor for trans-critical CO2 refrigeration cycle. *Appl. Therm. Eng.* 32 (1), 13-21.

MACLEOD, C. *Heroes of Invention. Technology, Liberalism and British Identity, 1750-1914*. Cambridge, Cambridge University Press, 2007.

MAITELLI, CARLA WILZA SOUZA DE PAULA. *Simulação do escoamento monofásico em um estágio de uma bomba centrífuga utilizando técnicas de fluidodinâmica computacional* / Carla Wilza Souza de Paula Maitelli – Natal, RN, 2010. 182 f. : il.

MAJDIC, FRANC; BOMBAC, ANDREJ. “Piston-Type Accumulator for Water Power-Control Hydraulics”. *The 9th International Fluid Power Conference*, 9. IFK, March 24-26, 2014, Aachen, Germany.

MANRING, NOAH D., 2000. The discharge flow ripple of an axial-piston swash-plate type hydrostatic pump, *journal of dynamic systems, measurement, and control*, ASME, Vol.122, pp. 263-268.

MARZO, GIUSSEPE R. DI. *Aplicação do método dos elementos finitos na análise de tensões induzidas em cabos umbilicais*. 2010. 106 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

MATTOS, E. E.; DE FALCO, R. *Bombas Industriais 2 ed*. Rio de Janeiro: Interciencia, 1998.

MAYS, L.W. *Water technology in ancient Egypt*. In *Ancient Water Technologies*; Mays, L.W., Ed.; Springer Science and Business Media. B.V.: Dordrecht, The Netherlands, 2010, Chapter 3, pp. 53–66.

MCALLISTER, E.W.. (2013). *Pipeline Rules of Thumb Handbook: A Manual of Quick, Accurate Solutions to Everyday Pipeline Engineering Problems*. Pipeline Rules of Thumb Handbook: A Manual of Quick, Accurate Solutions to Everyday Pipeline Engineering Problems. 1-791.

MILLER, J.E., *The Reciprocating pump Theory, Design and Use*. 2nd edition, Malabar, Florida: Krieger Publishing Company (1995).

MORA, M.A.M.; DOMINGUEZ; E R., IBARRA, A.A.; REYNAGA,N. S.; DELGADILLO, S. A. M. A methodological improvement for assessing petrochemical projects through life cycle assessment and eco-costs. *International Journal of Life Cycle Assessment*, mar. 2014, vol. 19, pp. 517-531.

NELSON, B. L. (2004). 50th Anniversary Article: Stochastic Simulation Research in Management Science. *Management Science*, 50(7), 855–868.

PARKER, DAVID B. *Positive Displacement Pumps: Performance and Application*. Proceedings of 11th International Pump Users Symposium. Texas A&M University, College Station, Texas, 1994.

ROBINSON, E. “James Watt, Engineer and Man of Science”. *Notes and records of Royal Society of London*. 24 (2 abr. 1970): 221 – 232.

RONCUZZI. Archimedean Water Screw Pumps. 2009. Italy: Roncuzzi®. Disponível em www.roncuzzi.com/products.asp?prod=archimedean_screw_pumps_pa-sp&cl=1. Acesso em: 15/11/2020.

ROSA, E. Análise de Resistência Mecânica: Mecânica da fratura e fadiga. Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

SHAPIRO. V, TSUKANOV. I, GRISHIN. A. Geometric Issues in Computer Aided Design/Computer Aided Engineering Integration. Journal of Computing and Information Science in Engineering, Vol 11. 2011.

SHOCKMETAIS. Catálogo de produtos. 2020. Disponível em: <https://shockmetais.com.br/catalogo>. Acesso em 15/11/2020.

SHU, J. J., BURROWS, C.R. AND EDGE, K.A. Pressure Pulsations In Reciprocating Pump Piping Systems. Part 1: modelling. Proc. Instn Mech. Engrs, Part I, 1997, 211(13), 229-237.

SOUZA, Z.; BRAN, R. Máquinas de Fluxo: turbinas, bombas e ventiladores. Rio de Janeiro: ed. LTC, 1969.

TACKETT JR., HERBERT H.; CRIPE, JAMES A.; DYSON, GARY. Positive Displacement Reciprocating Pump Fundamentals – Power and Direct Acting Types. Proceedings of the Twenty-Fourth International Pump Users Symposium, 2008.

TAVARES, LUIZ ALBERTO. James Watt: A trajetória que levou ao desenvolvimento da máquina a vapor vista por seus biógrafos e homens de ciências/ Luiz Alberto Tavares – São Paulo: [s.n.], 2008.

TEKIN, E. AND SABUNCUOGLU, I. (2004). Simulation optimization: A comprehensive review on theory and applications. IIE Transactions, 36(11):1067–1081.

URQUHART, C. D., WORDLEY, MARK. A Comparison of the application of centrifugal and positive displacement pumps. Proceedings of 17th International Pump Users Symposium. Texas A&M University, College Station, Texas, 2000. Viollet, P.L. Water Management in the Early Bronze Age Civilization. In Proceedings of the La

WADE, N. S., & SHORT, T. D. (2007). The performance of a new positive displacement pump targeted to improve rural water supplies. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy, 221(8), 1163–1171. doi:10.1243/09576509jpe414

WANG G, ZHONG L, HE X, LEI Z, HU G, LI R, ET AL. (2015) Dynamic Behavior of Reciprocating Plunger Pump Discharge Valve Based on Fluid Structure Interaction and Experimental Analysis. PLoS ONE 10(10): e0140396. doi:10.1371/journal.pone.0140396

WOILER, S.; MATHIAS, W.F. Projetos: planejamento, elaboração, análise. São Paulo: Atlas, 2008.

ZANGRANDI, J. F. Um método para o projeto de máquinas de pistões axiais tipo swashplate. Tese (Doutorado) – Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista - UNESP, 1993.

ZLOTO, TADEUSZ. “Simulation of the Hydrostatic Load of the Valve Plate-Cylinder Block System in an Axial Piston Pump”. XXI International Polish-Slovak Conference “Machine and Modeling and Simulations”. Czestochowa, Poland. 2017.