



**PROJETO MECÂNICO
DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO
DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO**

ELIZA MIEKA SAKAZAKI

**PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO MECÂNICO
DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO
DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO**

ELIZA MIEKA SAKAZAKI

**Orientador: PROF. DR. THIAGO DE CARVALHO RODRIGUES DOCA,
ENM/UNB**

PROJETO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**PUBLICAÇÃO ENM.PG - XXX/AAAA
BRASÍLIA-DF, 12 DE MAIO DE 2022.**

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**PROJETO MECÂNICO
DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO
DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO**

ELIZA MIEKA SAKAZAKI

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

APROVADA POR:

Prof. Dr. Thiago de Carvalho Rodrigues Doca, ENM/UnB
Orientador

Prof. Dr. Aida Alves Fadel, ENM/UnB
Examinador interno

Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira, ENM/UnB
Examinador interno

BRASÍLIA, 12 DE MAIO DE 2022.

FICHA CATALOGRÁFICA

ELIZA MIEKA SAKAZAKI

PROJETO MECÂNICO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO

2022xv, 147p., 201x297 mm

(ENM/FT/UnB, Engenheiro Mecânico, Engenharia Mecânica, 2022)

Projeto de Graduação - Universidade de Brasília

Faculdade de Tecnologia - Departamento de Engenharia Mecânica

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

ELIZA MIEKA SAKAZAKI (2022) PROJETO MECÂNICO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO. Projeto de Graduação em Engenharia Mecânica, Publicação xxx/AAAA, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 147p.

CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: ELIZA MIEKA SAKAZAKI

TÍTULO: PROJETO MECÂNICO DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO.

GRAU: Engenheiro Mecânico ANO: 2022

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias deste projeto de graduação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor se reserva a outros direitos de publicação e nenhuma parte deste projeto de graduação pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

ELIZA MIEKA SAKAZAKI

miekazaki@gmail.com

Agradecimentos

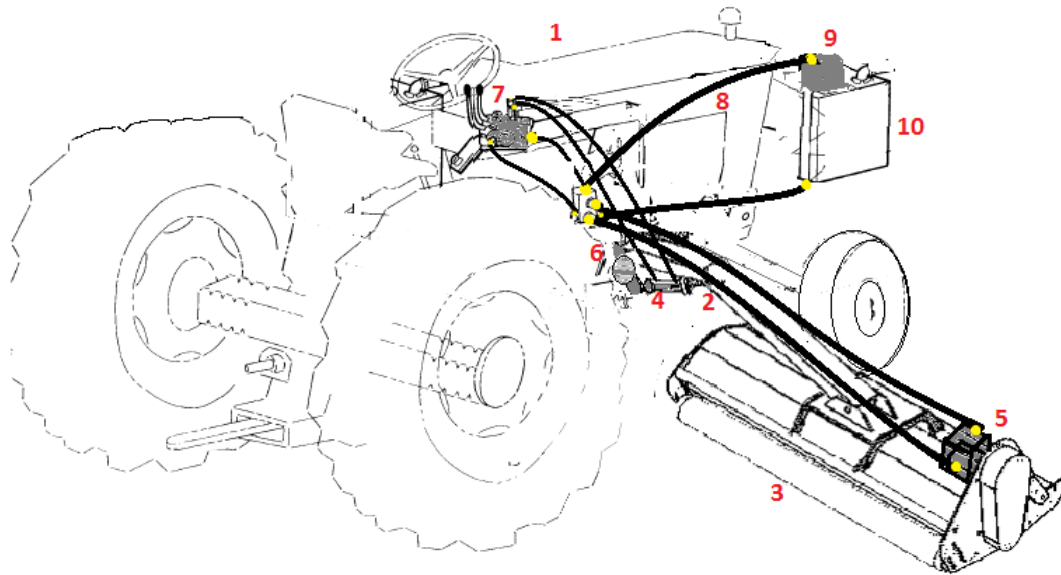
Gostaria de agradecer a minha família por todo o apoio durante esse tempo, mesmo a distancia. Agradeço principalmente a minha mãe Erica e ao meu pai Yooji por sempre acreditarem e apoiarem minhas escolhas, e por possibilitarem tudo isso através de todo o trabalho diário do qual me orgulho e me espelho. Agradeço aos meus irmãos Yurie, Mitoshi e Kaori, por toda a amizade, companheirismo e conselhos. Agradeço também a minha avó Luiza e ao meu falecido avô Mituo que, assim como pais me ensinaram tudo o que aprenderam com a vida.

Agradeço ao Guilherme que sempre esteve ao meu lado, me apoiando, me ensinando e me encorajando a buscar meus sonhos.

Agradeço aos meus professores e professoras por todo o conhecimento passado, pelo apoio nas dificuldades ao longo do curso e por serem exemplos de profissionais e pessoas em minha vida. Agradeço em especial ao meu orientador Thiago Doca pela oportunidade de desenvolvimento deste trabalho e pela disponibilidade e solicitude para me ensinar e ajudar ao longo do trabalho.

Agradeço também aos amigos, meus amigos "de casa", de curso, de projetos, e tantos outros que fiz ao longo da minha vivência na UnB, por dividirem comigo não apenas alegrias, mas também as dificuldades, me proporcionando grandes lembranças.

PROJETO MECÂNICO
DE SISTEMA HIDRÁULICO PARA ACIONAMENTO
DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO



1. Trator;
2. Braço Mecânico;
3. Roçadeira;
4. Cilindro hidráulico;
5. Motor hidráulico;
6. Acumulador hidráulico;
7. Válvulas;
8. Tubulação;
9. Bomba hidráulica;
10. Reservatório hidráulico;

Resumo

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de sistema hidráulico responsável pelo acionamento de uma roçadeira hidráulica fixada e pela movimentação do braço mecânico articulado encarregado do acoplamento de tal roçadeira. O projeto surgiu a partir do desenvolvimento de um projeto de braços mecânicos articulados, desenvolvido por [Xavier 2021], capaz de acoplar duas roçadeiras nas laterais de um trator, podendo posicioná-las em qualquer altura necessária, com o intuito de se aumentar o desempenho no processo de corte de áreas verdes. Um referencial teórico foi construído com a intenção de criar embasamento para se entender os parâmetros do projeto, os efeitos de causalidade entre as variáveis e se definir uma metodologia compatível para solução do problema. Para o dimensionamento do sistema, foi implementado no programa computacional MATLAB uma rotina de cálculo que, ao receber as variáveis de entrada, retornariam os valores característicos de cada componente hidráulico. Para a simulação e validação do circuito, foi utilizado programa computacional Automation Studio. Concluído o dimensionamento do sistema, obteve-se um sistema com um cilindro hidráulico com um diâmetro de 101mm de diâmetro interno e pressão de trabalho de $6,45\text{MPa}$, uma bomba hidráulica de 37kW de potência e um reservatório de $105,5\text{L}$ de capacidade volumétrica. Algumas diferenças quanto ao dimensionamento de um sistema industrial e um sistema mobil também foram observadas ao longo do projeto. Por fim, obteve-se um sistema simples com características semelhantes aos de produtos já existentes no mercado.

Palavras chaves: Sistema-hidráulico; Braço mecânico; Roçadeira hidráulica; Acionamento hidráulico;

Abstract

This work presents the development of a hydraulic system responsible for driving a fixed hydraulic brushcutter and the movement of the articulated mechanical arm responsible for the coupling of said brushcutter. The project arose from the previous design of articulated mechanical arms by [Xavier 2021] which were able to couple two brushcutters to the sides of a tractor and position them at any given height to enhance productivity when cutting green areas. Theoretical references were built to provide the foundations of the project, predict causality between variables and define the best method for solving the problem presented. The software MATLAB was implemented for sizing the system through a script of calculations that was able to receive entry variables and return characteristic values for each hydraulic component. Simulations were performed in the Automation Studio software package with the objective of validating the circuit. The sizing of the system resulted in a hydraulic cylinder of measuring 101mm in internal diameter and working pressure of 6.45 MPa , a hydraulic pump with potency of 37kW and a 105.5L reservoir. Some differences between the sizing of an industrial system and a mobile one were reported in this project. In concluding this project, a simple system which could be compared to market products was obtained.

Keywords: Hydraulic system; Mechanical arm; Hydraulic brush cutter; Hydraulic drive;

SUMÁRIO

RESUMO.....	III
ABSTRACT	IV
1 INTRODUÇÃO	1
1.1 HIDRÁULICA COMO FONTE DE POTÊNCIA	1
1.1.1 MOTIVAÇÃO	3
1.1.2 BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO	4
1.2 OBJETIVOS.....	4
1.3 ORGANIZAÇÃO TEXTUAL	5
2 REFERENCIAL TEÓRICO	6
2.1 HIDRÁULICA	6
2.2 SISTEMAS HIDRÁULICOS	8
2.3 FLUIDO HIDRÁULICO	9
2.4 ATUADORES	10
2.4.1 ATUADORES LINEARES	11
2.4.2 ATUADORES ROTATIVOS - MOTORES	16
2.5 BOMBA HIDRÁULICA	16
2.6 RESERVATÓRIO	21
2.7 ACUMULADORES	24
2.7.1 DIMENSIONAMENTO.....	24
2.8 SISTEMA DE TUBULAÇÃO	26
2.9 VÁLVULAS DE COMANDO	32
2.10 PERDA DE CARGA	33
2.11 PERDAS TÉRMICAS	35
2.12 FILTRO	35
3 METODOLOGIA	37
3.1 PROJETO INFORMACIONAL	38
3.1.1 BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO	38
3.1.2 IDENTIFICAÇÃO DOS SISTEMAS	40
3.2 PROJETO CONCEITUAL	41

3.2.1	MODELAGEM DO CONCEITO	41
3.2.2	CONFIGURAÇÕES	42
3.3	PROJETO DETALHADO	42
3.3.1	PRESSÃO NOMINAL	43
3.3.2	ATUADOR	44
3.3.3	FLUIDO HIDRÁULICO	45
3.3.4	ACUMULADOR	45
3.3.5	TUBULAÇÃO E CONEXÕES	46
3.3.6	VÁLVULAS	47
3.3.7	BOMBA HIDRÁULICA	48
3.3.8	RESERVATÓRIO	48
3.4	PERDA DE CARGA.....	49
3.5	TEMPERATURA DE SERVIÇO	50
3.6	SELEÇÃO DE COMPONENTES E ACESSÓRIOS	50
4	RESULTADOS	51
4.1	CONFIGURAÇÃO ADOTADA	51
4.2	PLANTA FLUIDA	52
4.3	DIAGRAMA TRAJETO-PASSO.....	53
4.4	FLUXOGRAMA DE PROJETO	55
4.5	DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO	55
4.6	SELEÇÃO DE COMPONENTES	65
5	CONCLUSÃO	71
	BIBLIOGRAFIA	73

LISTA DE FIGURAS

1.1	Representação do sistema hidráulico de três pontos [SENAR 2016]	2
1.2	roçadeira hidráulica acoplada a um trator. [Group Inc 2012].	3
1.3	Posicionamento dos atuadores no braço articulado [Xavier 2021]	4
2.1	Representação da aplicação de uma força em um determinado ponto do líquido.[Ind 2001]	7
2.2	Exemplificação da conservação de energia em uma prensa hidráulica [Fialho 2004].	7
2.3	Esquematização do funcionamento do sistema hidráulico [Autor2021].	9
2.4	Diagrama trajeto x passo [Fialho 2004].	9
2.5	Determinação do Comprimento livre de flambagem [Fialho 2019]	12
2.6	Representação das vazões induzidas de avanço e de retorno respectivamente [Fialho 2004]	15
2.7	Bomba de engrenagem de dentes externos	17
2.8	Bomba de engrenagem de dentes internos	17
2.9	Bomba de engrenagem do tipo lóbulos	18
2.10	Bomba de engrenagem do tipo gerotor	18
2.11	Bomba de palhetas	19
2.12	Bomba de pistão radial	19
2.13	Bomba de pistão axial	20
2.14	Representação do reservatório hidráulico [Ind 2001]	22
2.15	Posicionamento das linhas de fluxo no reservatório [Ind 2001]	22
2.16	Trocador de calor a ar e a água [Fialho 2004]	23
2.17	Estados de operação do acumulador. Fonte: [Fialho 2019]	25
2.18	Estrutura interna da mangueira hidráulica ([Hannifin 2000b]).	26
2.19	Medição do comprimento de mangueiras com terminais [Hennings 2021]	29
2.20	recomendações de montagem [Hennings 2021]	29
2.21	Exemplificação de uma válvula 4/2	32
2.22	Esquema microscopico da parede interna de um duto Fonte: [Fialho 2019].....	34
3.1	Vista superior dos braços mecânicos [Xavier 2021]	38
3.2	Vista frontal dos braços mecânicos [Xavier 2021]	39
3.3	Dimensões do Trator John Deere 5078E [Deere&Company 2019]	39
3.4	Fluxograma do dimensionamento	43

4.1	Ilustração esquemática da solução proposta	52
4.2	Ilustração esquemática do sistema proposto	53
4.3	Diagrama trajeto-passo: situações 1 e 2 de operação. (Autor,2022)	54
4.4	Fluxograma de desenvolvimento do dimensionamento	55
4.5	Sequência de dimensionamento-Atuador	57
4.6	Sequência de dimensionamento-Acumulador	59
4.7	Sequência de dimensionamento-Tubulação	60
4.8	Sequência de dimensionamento-Tubulação	61
4.9	Sequência de dimensionamento-Perda de carga	62
4.10	Sequência de dimensionamento-Bomba hidráulica	63
4.11	Sequência de dimensionamento-Reservatório	64
4.12	Cilindro Parker 4.00SBRDHBG424M10.000	66
4.13	Mangueira 100R2	67
4.14	Válvula de controle serie V10	67
4.15	Válvula de controle serie 20V	68
4.16	Bomba hidráulica Parker PGP315	69
4.17	Acumulador hidráulico DA-1.40L-210BAR-10996601125	69
4.18	Reservatório Hidracomp RST-120	70
5.1	Configuração 1 [Autor2021]	76
5.2	Configuração 2 [Autor2021]	77
5.3	Configuração 3 [Autor2021]	77
5.4	Configuração 4 [Autor2021]	78
5.5	Configuração 5[Autor2021]	78
5.6	Configuração 6 [Autor2021]	79
5.7	Diagrama para determinação do volume do acumulador. Fonte: [Fialho 2019]	85

LISTA DE TABELAS

2.1	Classificação dos sistemas hidráulicos conforme a NFPA.....	8
2.2	Viscosidade Cinemática de Operação do Óleo em função do tipo de Bomba ...	10
2.3	Materiais para tubos internos de mangueiras	27
2.4	Tipos de reforços de mangueiras	27
2.5	Principais materiais para coberturas de mangueiras	27
2.6	Limites de escoamento	30
2.7	Velocidade recomendadas para cada linha	31
2.8	Cálculo do Fator de Atrito.....	34
3.1	Variáveis de entrada para o dimensionamento do atuador segundo [Xavier 2021].....	39
3.2	Dimensões macros do trator John Deere 5078E	40
3.3	Especificações do sistema hidráulico do trator John Deere 5078E	40
3.4	Especificações do sistema hidráulico da roçadeira hidráulica Alamo	40
3.5	Fluido hidráulico	45
3.6	Velocidades recomendadas para as linhas de escoamento	46
4.1	Determinação da Vazão e da Pressão de acordo com o Diagrama Trajeto-Passo	54
4.2	Dados de entrada	56
4.3	Dimensões macros do trator John Deere 5078E	56
4.4	Sistema hidráulico do trator [Deere&Company 2019]	56
4.5	Especificações do sistema hidráulico da roçadeira hidráulica - ALAMO	57
4.6	Atuador / cilindro hidráulico.....	58
4.7	Especificações para o motor da roçadeira	58
4.8	Acumulador Hidráulico	59
4.9	Válvulas do sistema	60
4.10	Comprimentos das linhas	61
4.11	Parâmetros para cada trecho da tubulação.....	61
4.12	Perda de carga	62
4.13	Bomba hidráulica.....	63
4.14	Reservatório	64
4.15	Perdas térmicas	65
4.16	Tabela comparativa- roçadeira hidráulica ALAMO - sistema projetado	65
4.17	Seleção do cilindro.....	66

4.18 Tubulação selecionada	66
4.19 Válvula de controle direcional	67
4.20 Válvula de controle direcional	68
4.21 bomba hidráulica	68
4.22 Acumulador hidráulico.....	69
4.23 Reservatório hidráulico Selecionado.....	70
5.1 Estimativa de custo dos principais componentes	75

LISTA DE SÍMBOLOS

P_n	Pressão nominal
P_{tb}	Pressão de trabalho
F_a	Força de avanço
η	Rendimento mecânico
L_h	Curso do cilindro
c	Fator de curso
λ	Comprimento livre de flambagem
S	Fator de segurança
K	Carga de flambagem
E	Modulo de elasticidade
J	Momento de inercia
D_h	Diâmetro da haste
D_p	Diâmetro do pistão
A_h	Área da haste
A_p	Área do pistão
V_a	Velocidade de avanço
Q_a	Vazão de avanço
Q_r	Vazão de retorno
Q_{ia}	Vazão induzida de avanço
Q_{ir}	Vazão induzida de retorno
P_{ia}	Pressão induzida de avanço
P_{ir}	Pressão induzida de retorno
Vol_{at}	Volume do cilindro
P_1	Pressão de pré-carga
Z	Relação Pré-carga
V_1	Volume do acumulador
PdC_d	Perda de carga distribuída
PdC_v	Perda de carga localizada
ΔP_{tub}	Perda de carga Total
q_1	Dissipação térmica por perda de carga
P_B	Pressão da bomba
Q_B	Vazão da bomba
Vol_{abs}	Volume de absorção
M_t	Momento de torção absorvido
N	Potência absorvida
Vol_{res}	Volume do reservatório
M_{fluido}	Massa do fluido
q_2	Taxa de dissipação térmica

Capítulo 1

Introdução

1.1 Hidráulica como fonte de potência

A utilização do trator como veículo e fonte de energia para o transporte e utilização de máquinas e implementos agrícolas teve grande avanço com a implementação do sistema hidráulico, uma vez que este apresenta uma relevante fonte de energia e possibilita uma resposta rápida e precisa, não necessitando de muito espaço.

O sistema hidráulico do trator é dividido em dois sistemas distintos, o sistema hidráulico de três pontos e o sistema hidráulico de controle remoto, ambos utilizando o mesmo reservatório.

O sistema hidráulico de engate de três pontos é responsável pela movimentação e posicionamento do implemento agrícola, permitindo que este trabalhe acima do solo ou penetrando-o. Recebe tal denominação devido aos três pontos de engate do implemento e é constituído basicamente pelo braço superior, braço intermediário, barras inferiores, viga de controle e pelo terceiro ponto, como ilustrado na figura 1.1. A movimentação é feita através dos braços, que correspondem aos atuadores lineares.

O sistema hidráulico de controle remoto é responsável pelo acionamento dos atuadores lineares e rotativos localizados no implemento agrícola e que são conectados ao trator por meio de mangueiras hidráulicas com engates rápidos.

Capacidade de vazão disponível e requerida pelo trator e pelo implemento

A vazão disponível pelo trator pode variar conforme o modelo e o tamanho do mesmo, assim como a vazão exigida pelo implemento varia de acordo com a sua finalidade. Tendo isso em mente, o operador deve estar atento às informações dos manuais de uso e dos catálogos referentes aos equipamentos, uma vez que a incompatibilidade da vazão pode ocasionar em falhas operacionais ou em danos aos equipamentos. A regulagem da vazão pode ser feita diretamente na válvula como mencionado anteriormente bem como, em modelos mais modernos de trator, através de comandos eletrônicos no monitor do veículo.

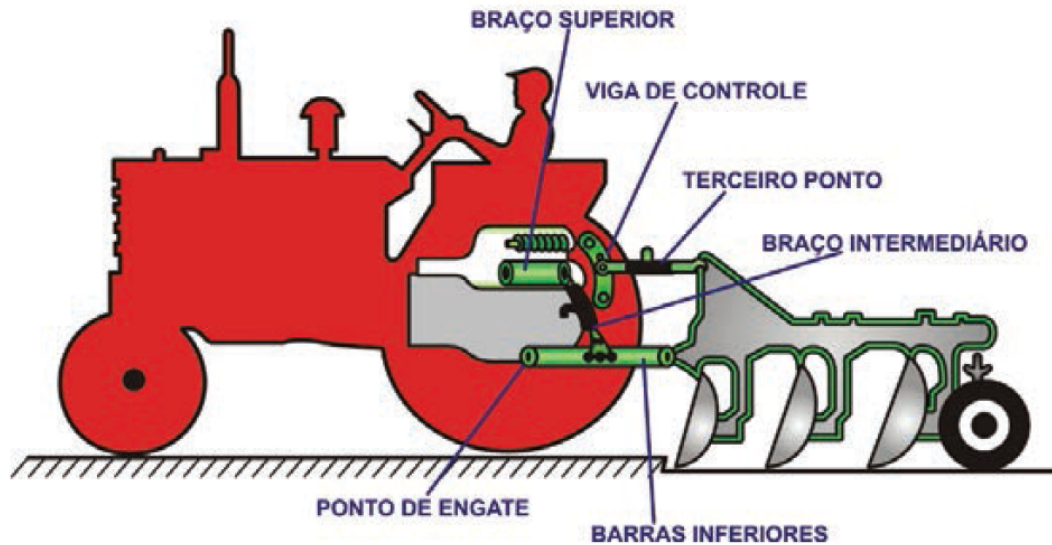


Figura 1.1: Representação do sistema hidráulico de três pontos [SENAR 2016]

As escavadeiras são caracterizadas por possibilitarem operações de carregamento intenso de maneira rápida e sem demandar muito esforço, não necessitando de equipamentos auxiliares para escavação. Isso é possível devido a um conjunto de fatores como a força e precisão através de um sistema hidráulico e por apresentarem uma relação de peso entre os braços mecânicos e o corpo da escavadeira que permite o equilíbrio.

Segundo Coelho [Coelho 2015], as escavadeiras possuem três cilindros hidráulicos básicos, um responsável pela elevação do braço, outro pela penetração e um pelo retro, equipamento responsável pelo carregamento frontal.

Em uma publicação feita na Revista M & T - Mercado e Tecnologia [Camilo 2020], o engenheiro de vendas da empresa Komatsu, Mateus Zerbinati, explica que em serviços pesados, com forças de escavação em torno de $741kN$, a elevada força de uma escavadeira também pode ser proveniente da configuração do sistema hidráulico como um todo, como a existência de dois cilindros ao longo do braço, um cilindro para a caçamba e um circuito hidráulico de retorno rápido, permitindo ciclos também mais rápidos.

Para a manutenção de grandes áreas, a utilização de roçadeiras implementadas a tratores se torna a opção mais viável, uma vez que esta garante uma maior produtividade e um menor tempo de serviço, necessitando de menos mão de obra. São mais indicadas também para serviços que necessitam de grande potência de corte. As roçadeiras implementadas a tratores, podem ter seu acionamento de forma hidráulica ou tracionadas pelo trator.

As roçadeiras hidráulicas podem ser acopladas ao sistema hidráulico de três pontos do trator ou podem possuir um comando hidráulico independente, sendo acopladas ao trator por meio de braços mecânicos articulados. As roçadeiras adaptadas por braços articulados, como, por exemplo:

- Corte em terrenos de difícil acesso;
- Cortes áreas acinadas;
- Podas simples de arvores;

A figura 1.2 apresenta um modelo comercial de uma roçadeira acoplada a um trator por um sistema mecânico de levantamento.



Figura 1.2: roçadeira hidráulica acoplada a um trator. [Group Inc 2012].

1.1.1 Motivação

Tendo conhecimento da sua aplicabilidade e vantagens, a empresa EBF - Indústria, Comércio e Serviços LTDA, viu na utilização da hidráulica uma possibilidade para a sua demanda no que se refere a eficiência e ao aumento de produtividade.

A EBF é uma empresa que atua no ramo de manutenção e conservação de áreas verdes, podas de arvores e manutenção predial, responsável atualmente pelos serviços prestados na área à NOVACAP (Companhia Urbanizadora da Nova Capital), no Distrito Federal.

Por operar em grandes áreas, suas atividades são em geral realizadas por equipamentos implementados a tratores. No processo de corte de grama, por exemplo, são utilizadas roçadeiras implementadas na parte traseira do trator, cobrindo uma determinada área por percurso, de acordo com as dimensões do implemento.

Com o intuito de ampliar a área de corte por percurso, aumentando a produtividade e reduzindo o tempo demandado, a utilização de mais de uma roçadeira simultaneamente, tornou-se uma alternativa vantajosa. Com isso, a utilização de duas roçadeiras acopladas lateralmente, foi considerada como uma solução, o que poderia ser obtida com o auxílio da hidráulica.

1.1.2 Braço mecânico articulado

Visando solucionar a demanda da empresa de manutenção, foi desenvolvido por Matheus Xavier, um projeto mecânico de braços mecânicos articulados, cujo objetivo era a junção e movimentação de implementos acoplados a tratores [Xavier 2021]. A princípio o braço mecânico realizaria apenas movimentos verticais, com apenas um ponto de articulação, como apresentado na figura 1.3 . Para o acionamento do braço, foi considerado o desenvolvimento de um sistema hidráulico constituído de um atuador linear para a movimentação do mesmo.

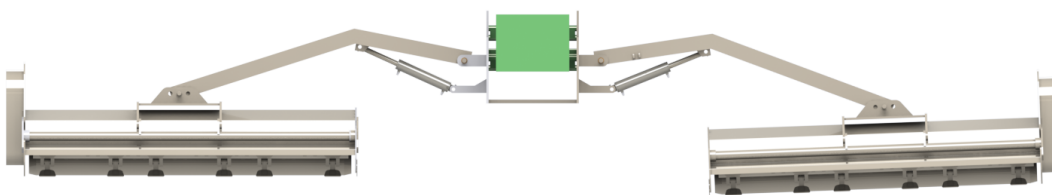


Figura 1.3: Posicionamento dos atuadores no braço articulado [Xavier 2021]

1.2 Objetivos

Com base nas necessidades apresentadas, o objetivo do presente projeto é dimensionamento do sistema hidráulico para um braço mecânico articulado que será utilizado em tratores para o acoplamento de implementos agrícolas. A implementação de um braço mecânico articulado além de permitir a utilização de mais de um implemento por vez, também possibilitará a realização de manobras com os mesmos de maneira diferenciada, de acordo com as necessidades de operação.

O objetivo final do projeto é o dimensionamento completo de uma unidade hidráulica capaz de sustentar e possibilitar a movimentação e posicionamento do braço mecânico. Além da identificação dos componentes necessários, será apresentada uma análise dos pontos de maiores esforços, uma análise da temperatura de operação e um levantamento de custo de maneira a viabilizar o projeto.

1.3 Organização textual

Este documento é composto por sete capítulos. No segundo capítulo serão abordados os principais referenciais teóricos utilizados para o desenvolvimento do projeto. No primeiro tópico, são apresentadas diferentes aplicações do sistema hidráulico em tratores, escavadeiras e implementos agrícolas. Já no segundo tópico são apresentados os princípios que tangem a hidráulica e a partir do terceiro tópico são descritos cada elemento do sistema hidráulico, sendo eles o fluido, os atuadores, as bombas, os reservatórios, a tubulação, os acessórios e a perda de carga envolvida no sistema.

Toda a metodologia desenvolvida ao longo do trabalho é descrita no terceiro capítulo. Primeiramente é elucidada a forma como foi dividido o projeto, a origem dos parâmetros iniciais de entrada e as ferramentas utilizadas para o desenvolvimento do projeto. No segundo tópico foram explicadas a realização do dimensionamento hidráulico, as variáveis utilizadas e as considerações feitas. No terceiro, quarto e quinto tópico, é apresentado o modo como foram definidas as perdas de carga, a pressão nominal e a temperatura de serviço do projeto. E, por fim, no último tópico, é apresentada a maneira e os critérios utilizados para a seleção dos componentes e acessórios.

O quarto capítulo é composto pelo projeto informacional, em que são apresentadas as informações iniciais para o desenvolvimento do trabalho, juntamente com a origem dos parâmetros de entrada.

O quinto capítulo se trata do projeto conceitual. No primeiro tópico é apresentada a modelagem do conceito, seguida pelas definições de cada elemento e as ponderações que deverão ser atendidas em cada um.

Já no capítulo seis, tem-se o projeto detalhado, em que estarão as definições finais, e o dimensionamento de cada elemento. São apresentados também o memorial de cálculo e a precificação do projeto.

Por fim, no sétimo capítulo estão as considerações finais do projeto. Neste capítulo serão apresentadas as pretensões futuras para o projeto.

Capítulo 2

Referencial Teórico

2.1 Hidráulica

O estudo da hidráulica parte dos princípios da conservação da massa, do movimento e de energia, aplicada sobre as variáveis envolvidas no escoamento como temperatura, viscosidade, pressão, vazão, perda de carga, etc. Assim, o entendimento do funcionamento dos sistemas hidráulicos depende do conhecimento de tais variáveis.

A pressão é definida como a razão da força aplicada sobre a área, conforme a equação 2.1.

$$P = \frac{F}{A}. \quad (2.1)$$

Quando em um sistema fluido em equilíbrio, aplica-se o princípio de Pascal, em que a aplicação de uma força em um ponto qualquer do fluido resulta em uma pressão propagada com a mesma intensidade para todas as direções, exercendo forças iguais em áreas iguais. Assim, é possível a partir da pressão em um ponto, determinar qual é a força aplicada a uma área ou a força necessária para manter um sistema em equilíbrio.

A transmissibilidade de energia se dá pela conversão da energia mecânica gerada pela força F_1 em energia hidráulica, que se propaga e retorna a energia mecânica em F_2 , como ilustrado na figura 2.2 Com uma pressão constante em todo o sistema, determina-se uma relação de proporcionalidade entre as áreas.

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2}. \quad (2.2)$$

A característica de incompressibilidade do fluido hidráulico permite realizar, de maneira análoga, uma mesma relação entre a altura h_1 e h_2 , uma vez que o volume descolado será o mesmo. Dessa forma, tem-se que:

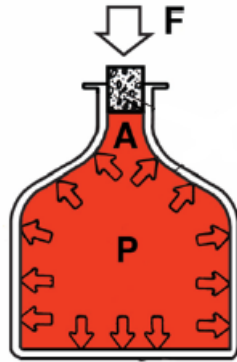


Figura 2.1: Representação da aplicação de uma força em um determinado ponto do líquido.[Ind 2001]

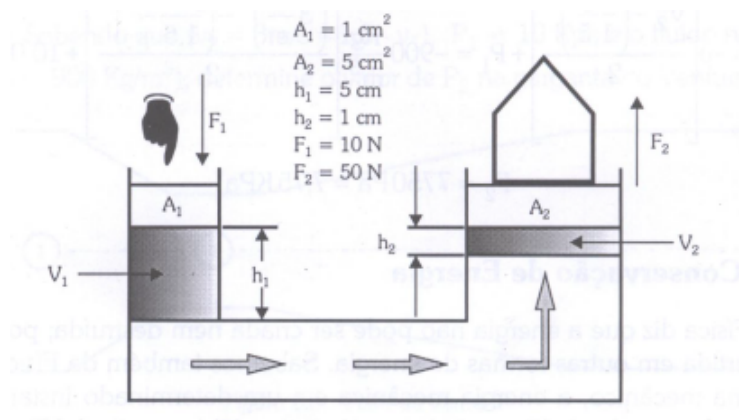


Figura 2.2: Exemplificação da conservação de energia em uma prensa hidráulica [Fialho 2004].

$$V_1 = V_2$$

$$A_1 h_1 = A_2 h_2 \quad (2.3)$$

Assim de maneira exemplificada como a ilustrada na figura 2.2, se um pistão de área igual a 1 cm^2 , com uma força de 10 N realiza um deslocamento de 5 cm , este pode gerar uma força de 50 N em outro pistão de área igual 5 cm^2 , entretanto o deslocamento realizado será apenas de 1 cm , garantindo a conservação de energia.

Já vazão volumétrica é definida pelo volume deslocado de fluido por unidade de tempo, equação , ou pelo produto da velocidade média do escoamento com a área de seção transversal, por onde passa. Para fluidos incompressíveis a vazão será sempre a mesma em dois pontos distintos, conforma a equação da continuidade.

$$Q = \frac{V}{t} = \frac{Ah}{t}. \quad (2.4)$$

$$Q = vA. \quad (2.5)$$

2.2 Sistemas hidráulicos

Sistemas hidráulicos estão associados a processos cuja a geração, controle e transmissão de potência é realizada a partir de princípios aplicados da hidráulica. São caracterizados principalmente pela baixa relação peso/potência, por respostas rápidas e precisas de movimento e pela possibilidade de multiplicação de força.

Os sistemas hidráulicos podem ser classificados quanto à pressão, ao tipo de aplicação, ao tipo de bomba e ao controle de direção. A classificação quanto à pressão nominal é realizada, segundo Fialho [Fialho 2004], de acordo com a NFPA (National Fluid Power Association) conforme apresentado na tabela 2.1.

Tabela 2.1: Classificação dos sistemas hidráulicos conforme a NFPA

<i>bar</i>	Pressão psi	Classificação
0 a 14	0 a 203	Sistema de baixa pressão
14 a 35	203 a 507	Sistema de média pressão
35 a 84	507 a 1218	Sistema de média-alta pressão
84 a 210	1218 a 3046	Sistema de alta pressão
Acima de 210	Acima de 3046	Sistema de extra-alta pressão

O ciclo de funcionamento básico do sistema hidráulico é constituído pelo Sistema de Geração, Sistema de Distribuição e Controle e pelo Sistema de Aplicação de Energia.

O Sistema de Geração, é responsável pela transformação em que a potência mecânica é transformada em potência hidráulica. Fazem parte do sistema elementos como reservatório, filtros, bombas, motores, acumuladores. Os elementos como as válvulas direcionais, controladoras e de segurança, e os sensores e indicadores como manômetros e pressostatos, constituem o segundo sistema, responsável pelo direcionamento, controle e monitoramento do sistema fluido. Será no Sistema de Aplicação de energia que ocorrerá a transformação da potência hidráulica em potência mecânica novamente. Os elementos responsáveis pelo processo são os atuadores, linear ou rotativo. A figura 2.3 apresenta esquematicamente a sequência do sistema hidráulico. O sistema de tubulação e o fluido são os elementos responsáveis pela transmissão de energia por todo o sistema.

Na realização de um projeto hidráulico, é necessário primeiramente analisar as operações realizadas no processo. O diagrama trajeto passo apresenta graficamente a sequência de movimentos, o momento e a duração de execução. A figura 2.4 apresenta um exemplo de aplicação de um sistema hidráulico e seu respectivo diagrama trajeto passo.

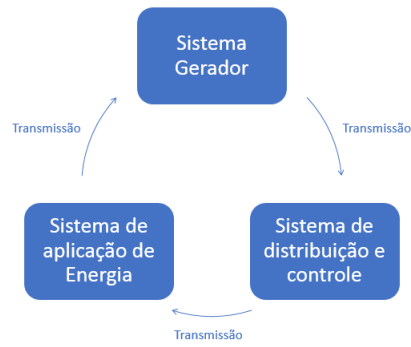


Figura 2.3: Esquematização do funcionamento do sistema hidráulico [Autor2021].

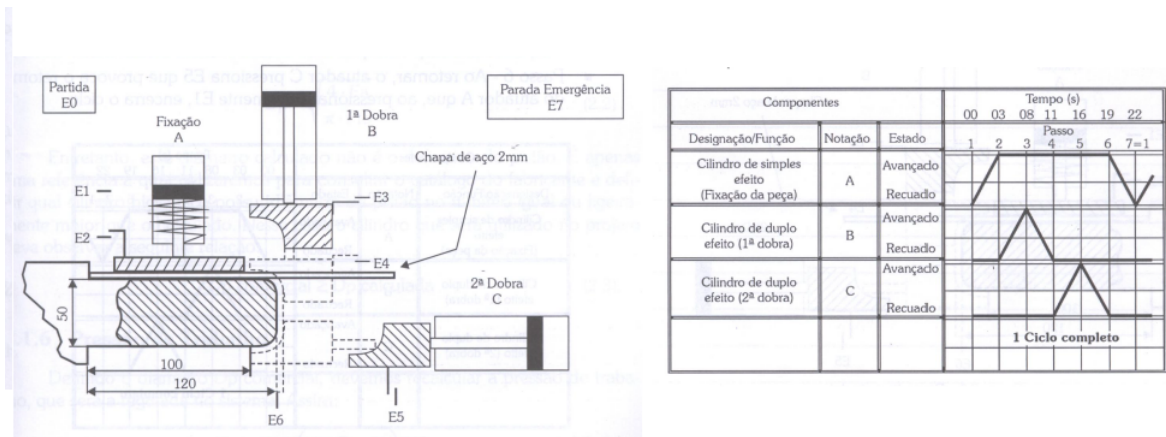


Figura 2.4: Diagrama trajeto x passo [Fialho 2004].

2.3 Fluido Hidráulico

Os fluidos hidráulicos são responsáveis por três funções: transmitir potência hidráulica, lubrificar e vedar o sistema e como refrigerador.

É importante que os fluidos hidráulicos apresentem determinadas características que os tornam mais apropriados ao sistema e otimizam o seu desempenho, podendo estas serem adquiridas pelo acréscimo de aditivos. É esperado que os fluidos:

- Evitem a oxidação dos componentes internos;
- Evitem formação de sedimentos;
- Reduzam a produção de ar no fluido;
- Possuam longo tempo de vida útil;
- Não sofram reações químicas;
- Possuam resistência a variações de fluxo e temperatura;

- Sejam imiscíveis com a água.

Existem três tipos básicos de fluidos: à base de petróleo, fluido de água-glicol e o fluido sintético, sendo os fluidos à base de petróleo os mais comuns nos sistemas hidráulicos.

Para que seja feita a escolha do fluido, é importante que se leve em consideração a sua viscosidade, a vazão ao qual será submetida, a velocidade demandada pelo sistema e o comportamento do fluido no processo (laminar ou turbulento).

A determinação da viscosidade é feita de acordo como as especificações das bombas fornecidas pelos fabricantes. Para casos onde não há as recomendações do fabricante, pode ser utilizada, de acordo com [Fialho 2004], uma indicação geral apresentada pela tabela 2.2.

Tabela 2.2: Viscosidade Cinemática de Operação do Óleo em função do tipo de Bomba

Tipo de Bomba		Viscosidade ISO (<i>cSt</i>)	
		Temperatura de Operação	
		5C a 40C	40C a 85C
De paleta - Pressão de operação:	Abaixo de 6,86 MPa	32 – 68	46 – 100
	Acima de 6,86 MPa	68 – 100	68 – 100
De engrenagem (todos os tipos)		32 – 68	100 – 150
De pistão (dependente do projeto)		32 – 68	100 – 150

Uma adversidade que deve ser levada em consideração no projeto é a ocorrência do processo de cavitação, ou seja, o surgimento de uma zona de depressão ou pressão negativa, que faz com que o fluido inicie um processo de vaporização, formando bolhas de ar. Tal fato além de comprometer a eficiência da operação, pode danificar os elementos do sistema hidráulico. Alguns dos motivos que podem gerar essas zonas são:

- Saturação do filtro da linha de sucção;
- Respiro do reservatório fechado ou entupido;
- Linhas de tubulação excessivamente longas;
- Excesso de curvas na tubulação;
- Estrangulamento na tubulação;
- Altura estática da tubulação.

2.4 Atuadores

Os atuadores hidráulicos são os elementos responsáveis por converter a potência hidráulica novamente em potência mecânica, mais especificamente, no trabalho útil. Estes podem ser do tipo lineares, rotatórios ou oscilantes.

2.4.1 Atuadores Lineares

Os atuadores lineares possibilitam o deslocamento de objetos ou estruturas por uma trajetória específica, possibilitando uma movimentação linear ou angular com o controle de velocidade, precisão e força proporcionada por sistemas hidráulicos. Alguns exemplos de aplicação mais comumente utilizados são os macacos hidráulicos e os cilindros hidráulicos.

Os atuadores lineares podem ser classificados quanto à sua forma de ação, simples ou duplo, e ao seu tipo construtivo e ao modo de fixação, rígido ou articulado.

Dimensionamento

O dimensionamento dos atuadores é feito de acordo com a força de avanço necessária para a realização do trabalho a qual foi desenvolvido. A força de avanço F_a proporcionada pelo atuador é uma variável estimada em função da área do pistão A_p referente à seção interna da camisa do atuador e da pressão de trabalho P_{tb} , determinado a partir da pressão nominal P_n do sistema e do seu rendimento mecânico η .

$$P_{tb} = \eta P_n. \quad (2.6)$$

Para o cálculo

O dimensionamento do atuador hidráulico linear é iniciado pelo diâmetro da haste. A partir do critério de Euler, define-se o diâmetro mínimo necessário da haste de acordo com o tipo de aplicação e o tipo de montagem do atuador, uma vez que estes são projetados para suportar unicamente cargas de tração e de compressão.

A carga de flambagem é dada por:

$$k = \frac{\pi^2 E J}{\lambda^2}. \quad (2.7)$$

em que λ [cm] é o comprimento livre de flambagem, E [N/cm^2] é o módulo de elasticidade do aço (Módulo de Young) e J [cm^4] é o momento de inercia para a seção circular dada pela equação

$$J = \frac{d_h^4 \pi}{64}. \quad (2.8)$$

O comprimento livre de flambagem é obtido a partir da multiplicação do fator de curso pelo comprimento do cilindro. Esse fator de curso varia de acordo com a montagem do cilindro conforme apresentado pela figura 2.5 retirado do livro de Fialho [Fialho 2004]

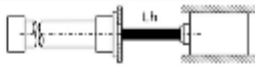
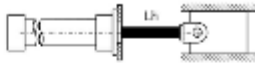
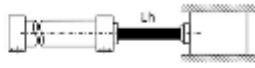
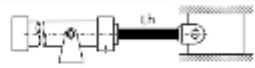
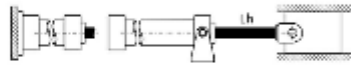
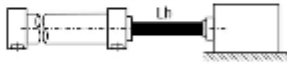
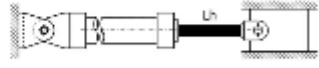
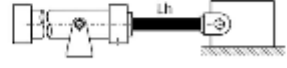
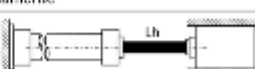

	Representação da condição funcional da haste	Comprimento livre de flambagem λ
Cargas de Euler	 Caso 1 – Conexão rígida e carga guiada rigidamente	$\lambda = \frac{Lh}{2}$
	 Caso 2 – Conexão articulada e carga guiada rigidamente	$\lambda = 0,707 \cdot Lh$
	 Caso 3 – Conexão rígida e carga guiada rigidamente	$\lambda = Lh$
	 Caso 4 – Conexão articulada e carga guiada rigidamente	
	 Caso 5 – Conexão articulada e guiada rigidamente	$\lambda = 1,5 \cdot Lh$
	 Caso 6 – Conexão suportada, mas não guiada rigidamente	$\lambda = 2 \cdot Lh$
	 Caso 7 – Carga farticulada e guiada rigidamente	
	 Caso 8 – Conexão articulada e suportada, mas não guiada rigidamente	$\lambda = 3 \cdot Lh$
	 Caso 9 – Conexão fixa, mas não guiada rigidamente	$\lambda = 4 \cdot Lh$
	 Caso 10 – Conexão articulada, mas não guiada rigidamente	

Figura 2.5: Determinação do Comprimento livre de flambagem [Fialho 2019] .

A carga de flambagem obtida pela Eq. 2.7 , determina a carga necessária para que ocorra a flambagem da haste. Logo, a Força Máxima F_a de trabalho admissível, considerando um fator de segurança S será dada por

$$F_a = \frac{K}{S}. \quad (2.9)$$

Substituindo a Eq. 2.8 na Eq. 2.7 e realizando manipulações matemáticas, obtêm-se a seguinte expressão para o cálculo do Diâmetro da Haste D_h segundo o critério de Euler.

$$Dh = \sqrt[4]{\frac{64S\lambda^2 F_a}{\pi^3 E}}. \quad (2.10)$$

Após a determinação do diâmetro da haste por meio de cálculos, pode-se realizar a seleção do tamanho do diâmetro comercial da haste. Este tamanho é tabelado conforme o fabricante, entretanto, para a seleção é necessário que se obedeça a seguinte relação

$$Dh_{comercial} \geq Dh_{calculado}. \quad (2.11)$$

O diâmetro do pistão é obtido em função da Força de avanço F_a e da Pressão de trabalho P_{tb} , segundo a seguinte equação

$$D_p = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi P_{tb}}}. \quad (2.12)$$

Da mesma forma que foi realizado para o diâmetro da haste, o valor determinado pela Eq. 2.12, é apenas uma referência para a escolha do diâmetro comercial de acordo com os catálogos dos fabricantes. Para o diâmetro do pistão, também deve-se seguir a seguinte relação

$$Dp_{comercial} \geq Dp_{calculado}. \quad (2.13)$$

Definido o diâmetro, obtém-se a pressão de trabalho exercida pelo atuador.

$$P_{tb_{at}} = \left(\frac{F_a}{\pi \frac{D_p^2}{4}} \right). \quad (2.14)$$

No dimensionamento do atuador, é necessário que se faça também a verificação da força de retorno aplicável ao atuador, determinada pela pressão exercida sobre a área da coroa.

$$Fr = P_{tb}Ac. \quad (2.15)$$

Velocidade e Vazão dos atuadores

A velocidade dos atuadores está relacionada ao deslocamento Δs , ao tempo Δt , à vazão Q e à área A do pistão em contato com o fluido. A definição da finalidade do processo e a função exercida pelo atuador já permite de início a determinação da sua velocidade, uma vez que o comprimento da haste do cilindro Lh será o seu deslocamento. Assim para a Velocidade de Avanço V_a e de Retorno V_r tem-se

$$V = \frac{\Delta s}{\Delta t} = \frac{Lh}{\Delta t}. \quad (2.16)$$

$$V_a = \frac{Lh}{\Delta t_a}. \quad (2.17)$$

$$V_r = \frac{Lh}{\Delta t_r}. \quad (2.18)$$

A vazão necessária de fluido hidráulico é determinada a partir da velocidade estabelecida ao sistema.

A Vazão de Avanço Q_a é aquela necessária para a realização do avanço do cilindro, dependente então da velocidade de avanço e da área do pistão. Sabendo que a área do pistão é dada por

$$A_p = \pi \frac{D_p^2}{4}. \quad (2.19)$$

E que a vazão é o produto entre a velocidade e a área, esta pode ser determinada das seguintes maneiras

$$Q_a = V_a A_p. \quad (2.20)$$

$$Q_a = \frac{Lh}{\Delta t_a} \pi \frac{D_p^2}{4}. \quad (2.21)$$

De maneira análoga, tem-se para a vazão de retorno, considerando a área da coroa A_c , a seguinte equação

$$Q_r = V_r A_c. \quad (2.22)$$

Sabendo que a área da coroa é dado por

$$A_c = \frac{\pi(D_p^2 - D_h^2)}{4}, \quad (2.23)$$

obtêm-se também a seguinte expressão

$$Q_r = \frac{Lh}{\Delta t_r} \frac{\pi(D_p^2 - D_h^2)}{4}. \quad (2.24)$$

Para cilindros de dupla ação, quando se fornece uma vazão para o movimento, seja no avanço ou no retorno, ocorre o surgimento de uma vazão na câmara oposta, que pode ser maior ou menor que a vazão de entrada, a vazão induzida. Esse fenômeno é representado pela figura 2.6.

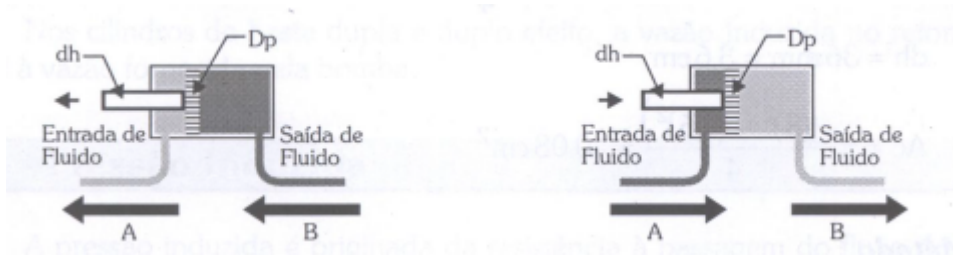


Figura 2.6: Representação das vazões induzidas de avanço e de retorno respectivamente [Fialho 2004] .

É necessário que se faça uma análise em relação às vazões induzidas resultantes do movimento. O cálculo da vazão é realizado a partir das velocidade de avanço e retorno, ou pela relação de áreas do pistão e da coroa.

Pelo primeiro método obtêm-se as vazões induzidas da seguinte forma

- Vazão induzida de avanço

$$Q_{ia} = V_a A_c \quad (2.25)$$

- Vazão induzida de retorno

$$Q_{ir} = V_r A_p \quad (2.26)$$

Pelo segundo método, leva-se em consideração a vazão da bomba hidráulica do sistema e da relação r entre as áreas dada por

$$r = \frac{A_p}{A_c} = \frac{\frac{\pi(D_p^2)}{4}}{\frac{\pi(D_p^2 - D_h^2)}{4}} = \frac{D_p^2}{(D_p^2 - D_h^2)}. \quad (2.27)$$

Assim, a vazão induzida de avanço e de retorno é dada respectivamente por

$$Q_{ia} = \frac{Q_B}{r} \quad Q_{ir} = Q_B r. \quad (2.28)$$

Para o correto funcionamento do sistema, as vazões induzidas devem estar dentro das seguintes condições de operação

$$Q_{ia} < Q_B \quad \text{e} \quad Q_{ir} \geq Q_B. \quad (2.29)$$

Além de uma vazão induzida, ocorre também o surgimento de uma pressão induzida, correspondente à resistência à passagem do fluxo do fluido, que pode ser causada por um elemento mal dimensionado ou por resistências estruturais. As Pressões Induzidas P_i são determinadas considerando as forças de avanço e retorno e a relação das áreas do pistão e da coroa, juntamente com a pressão da bomba. Assim

- Vazão induzida de avanço

$$P_{ia} = \frac{F_a}{A_c} \quad \text{e} \quad P_{ia} = PB r. \quad (2.30)$$

- Vazão induzida de retorno

$$P_{ir} = \frac{F_r}{A_p} \quad \text{e} \quad P_{ir} = \frac{PB}{r} \quad (2.31)$$

A condição a ser respeitada é

$$P_{ia} > PB \quad \text{e} \quad P_{ir} < PB. \quad (2.32)$$

Por fim, o ultimo parâmetro a ser definido é a capacidade fluida do cilindro hidráulico, determinado por

$$Vol_{at} = ApLh. \quad (2.33)$$

2.4.2 Atuadores Rotativos - Motores

Os atuadores rotativos e oscilantes transformam a energia hidráulica em energia mecânica rotativa, sendo com rotações completas ou sob um ângulo e um campo giratório predefinido. São comumente utilizados no levantamento ou rotação de objetos pesados e na indexação ferramental de máquinas como motores hidráulicos.

2.5 Bomba hidráulica

As bombas são responsáveis pela conversão da potência mecânica fornecida pelo motor em potência hidráulica para os atuadores. Estas são classificadas em bombas hidrostáticas e bombas hidrodinâmicas, também conhecidas como turbobombas ou máquinas de fluxo.

Para o dimensionamento de um sistema hidráulico são consideradas as bombas hidrostáticas. Elas possuem deslocamento positivo de fluxo pulsante, entretanto não apresentam variação da pressão no sistema. Os principais tipos de bombas hidrostáticas são as de engrenagem, de palheta e de pistão.

O princípio de funcionamento das bombas de engrenagem é o transporte do fluido através dos dentes de engrenagens devido ao movimento rotativo. São normalmente constituídas de duas engrenagens, uma motora e uma movida, dentro de uma carcaça. O fluido é sugado por um lado (linha de sucção) e direcionado pelas engrenagens até a descarga da bomba. Podem

ser do tipo engrenagens externas, engrenagens internas, de lóbulos e gerotor, como ilustrado nas figuras 2.7, 2.8, 2.9 e 2.10.

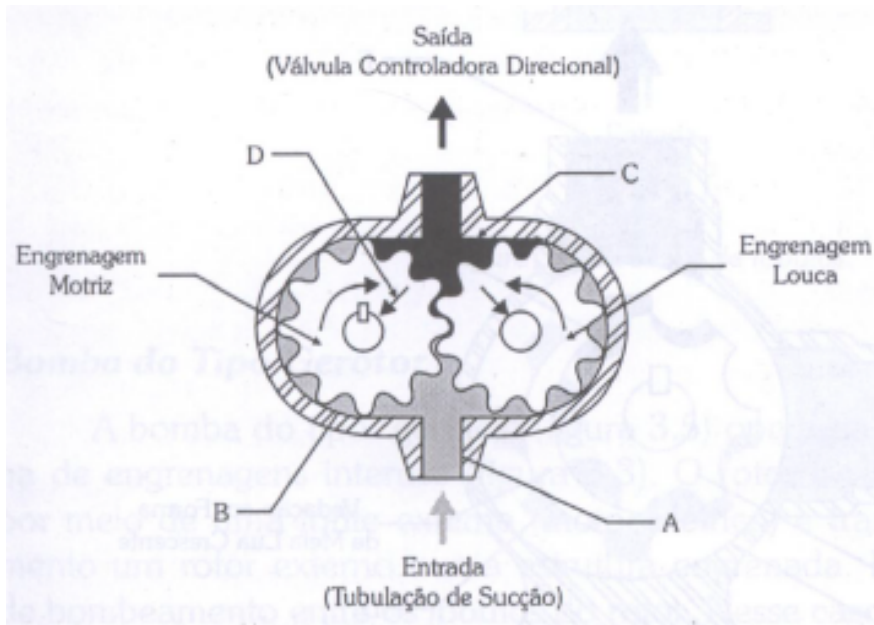


Figura 2.7: Bomba de engrenagem de dentes externos

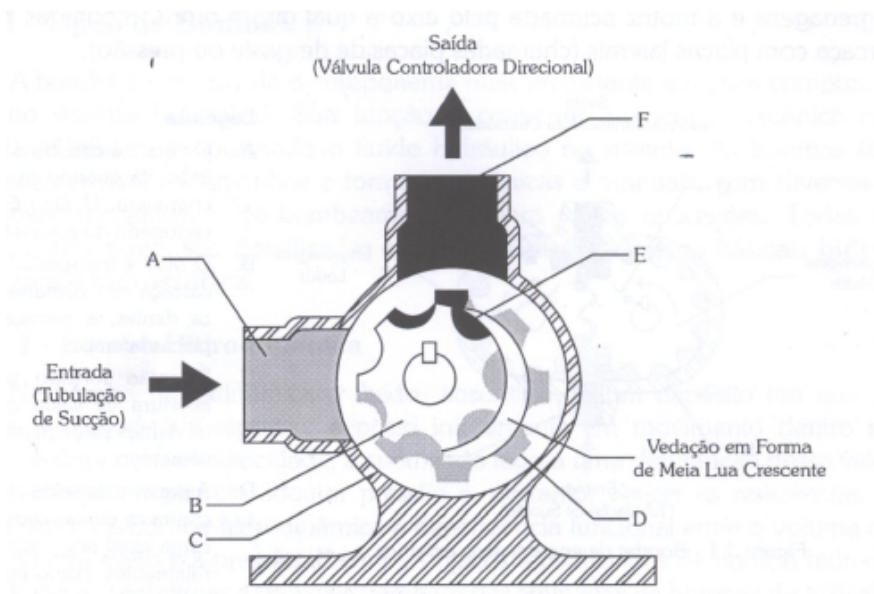


Figura 2.8: Bomba de engrenagem de dentes internos

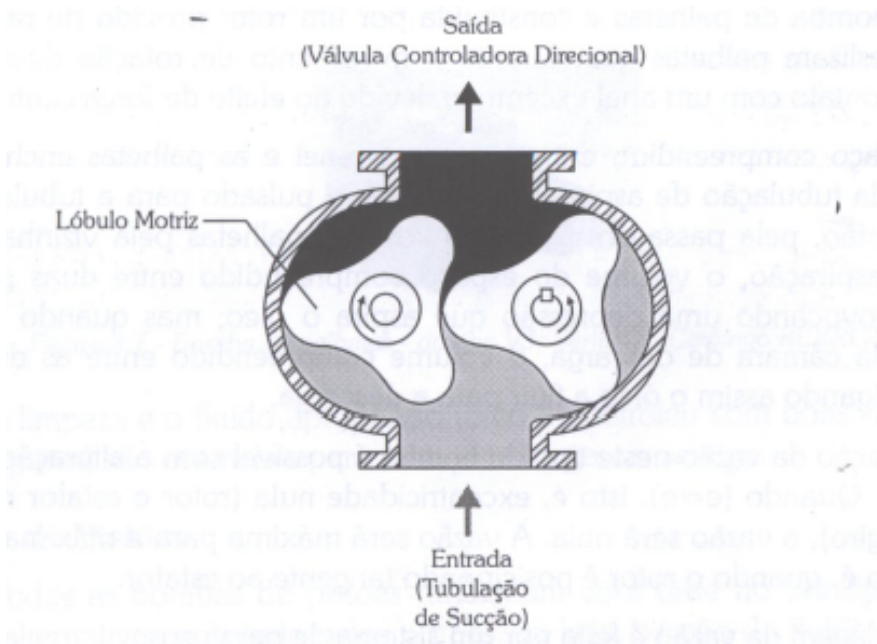


Figura 2.9: Bomba de engrenagem do tipo lóbulos

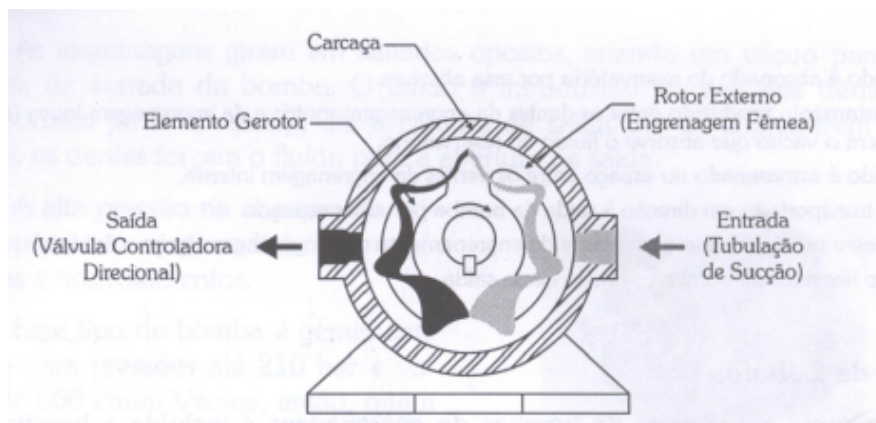


Figura 2.10: Bomba de engrenagem do tipo gerotor

As bombas de engrenagens são normalmente utilizadas para sistemas de baixa e média vazão e pressões altas.

Bombas de palhetas são constituídas de palhetas encaixadas em ranhuras em um rotor que, devido ao efeito da força centrífuga, são direcionadas para a carcaça durante a rotação, comprimindo e transportando o fluido até a descarga da bomba. São utilizadas em sistemas de altas vazões e de alta pressão. A figura 2.11 exemplifica uma bomba de palhetas.

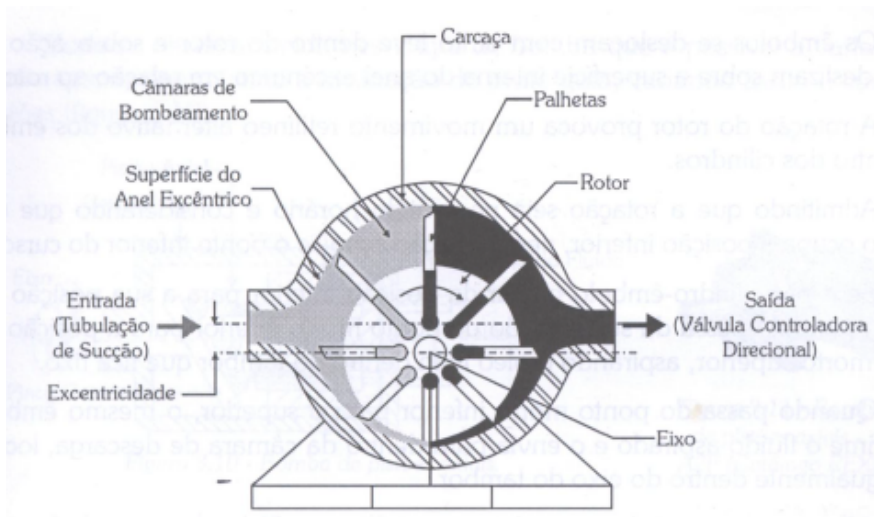


Figura 2.11: Bomba de palhetas

O princípio de funcionamento de uma bomba de pistão é o movimento alternativo de pistões promovendo a sucção e a descarga do fluido através de válvulas. Durante a expansão a válvula de admissão permite a entrada do fluido refrigerante que posteriormente é injetado pela válvula de descarga no momento da compressão do êmbolo. As bombas podem ser constituídas por um ou mais cilindros e são classificadas em radial e axial, como ilustrados nas figuras 2.12 e 2.13 .

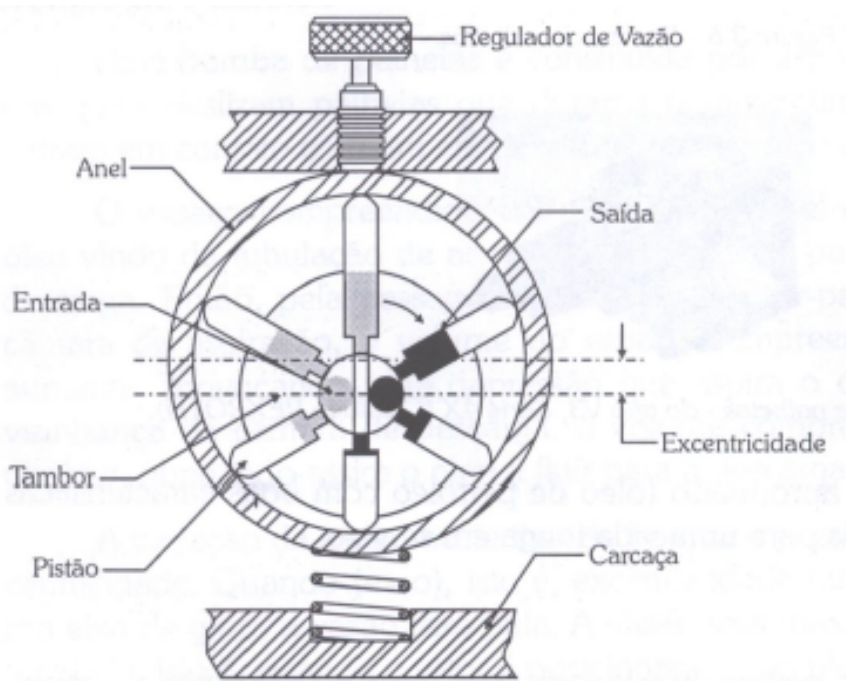


Figura 2.12: Bomba de pistão radial

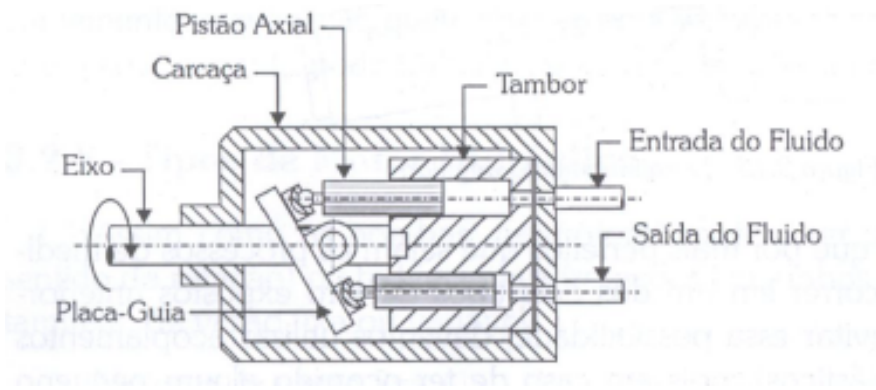


Figura 2.13: Bomba de pistão axial

As bombas de pistão são indicadas para sistemas de alta vazão e extra-altas pressão.

Para a seleção da bomba, deve-se analisar a pressão de operação, a vazão demandada pelo projeto e a viscosidade do fluido. A bomba deve suprir a somatória das vazões demandadas simultaneamente pelo elementos em operação deve ser capaz de garantir a maior pressão requerida. Essa análise pode ser feita com o auxílio do diagrama trajeto-passo.

2.5.0.1 Dimensionamento da bomba

Como apresentado, durante o dimensionamento do atuador, a bomba hidráulica deverá respeitar alguns critérios em relação à sua vazão e à sua pressão.

Em relação a vazão Q_B , está deverá ser maior ou igual que a vazão induzida de retorno e maior que a vazão induzida de avanço , como apresentado :

$$Q_{ir} \geq Q_B > Q_{ia}. \quad (2.34)$$

Para sistemas com mais de um atuador, seja ele linear ou rotativo, utiliza-se o diagrama trajeto passo para verificar a sequência de movimentos dos atuadores. Em caso de acionamentos simultâneos dos atuadores, as vazões induzidas devem ser somadas para determinar uma vazão total máxima e assim realizar corretamente o dimensionamento da bomba. A expressão dada em equação 2.35 é reescrita da seguinte forma

$$\sum_1^n Q_{ir} \geq Q_B > \sum_1^n Q_{ia}. \quad (2.35)$$

A pressão necessária para a bomba é determinada a partir da pressão de trabalho mais as perdas de cargas ΔP ao longo do sistema.

$$P_B \geq P_{tb} + \Delta P. \quad (2.36)$$

Considerando as variáveis necessárias para a determinação da bomba, esta deverá então ser o último elemento a ser selecionado.

Para a seleção da bomba através dos catálogos dos fabricantes, é necessário que se conheça outras variáveis importantes.

Volume de absorção V_g

$$V_g = \frac{1000 * QB}{n\eta_v}. \quad (2.37)$$

Em que η_v é o rendimento volumétrico e $n[rpm]$ é a rotação do motor.

Momento de torção absorvido M_t

$$M_t = \frac{QB\Delta P}{100\eta_{mh}}. \quad (2.38)$$

Em que η_{mh} é o rendimento mecânico. A potência $N[kW]$ absorvida pelo motor, é calculada da seguinte maneira

$$N = \frac{M_t n}{9549}. \quad (2.39)$$

Durante a instalação da bomba, é importante que se tomem determinados cuidados em relação ao alinhamento dos eixos da bomba e do motor. O desalinhamento pode gerar esforços sobre o eixo que serão transmitidos para as partes internas do motor e da bomba, ocasionando o desgaste e até mesmo a quebra dos elementos. Para isso, em alguns casos, é vantajoso que se utilize acoplamentos flexíveis, que funcionam como fusíveis se rompendo em caso de esforços excedentes.

2.6 Reservatório

O reservatório hidráulico tem como funções básicas o armazenamento e o resfriamento do fluido no sistema hidráulico. Os principais componentes do reservatório são carcaça, as linhas de sucção, retorno e dreno, o filtro de ar e o filtro de sucção, indicador de nível de óleo e uma placa defletora denominada chicana. A figura 2.14 ilustra os demais componentes existentes no reservatório.

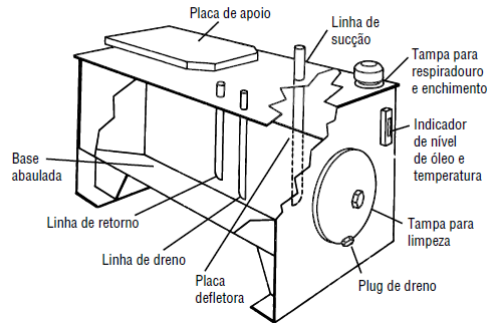


Figura 2.14: Representação do reservatório hidráulico [Ind 2001] .

A placa defletora funciona como uma barreira para o escoamento direto da linha de retorno a linha de sucção, forçando o surgimento de uma zona de repouso e possibilitando efeitos como a sedimentação de impurezas maiores, a dissolução do ar do fluido e o resfriamento do sistema [Ind 2001]. As linhas de retorno e de sucção devem estar em lados opostos a placa e abaixo do nível do fluido como indicado na figura 2.15.

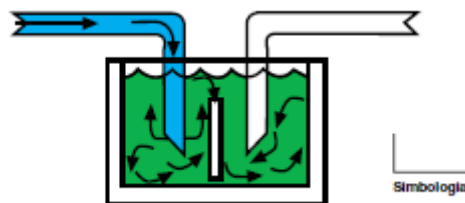


Figura 2.15: Posicionamento das linhas de fluxo no reservatório [Ind 2001] .

2.6.0.1 Dimensionamento do reservatório

Durante o dimensionamento do reservatório, este deve apresentar um volume mínimo de fluido necessário para a realização de todo o trabalho do sistema. Para isso foi estabelecido uma regra prática, em que a capacidade de armazenagem do reservatório deverá ser no mínimo igual à vazão da bomba vezes um fator M . Tal regra propõe que o reservatório possua uma capacidade fluida suficiente para suprir a evasão pelo numero de vezes determinado por M .

$$Vol_{Reservatorio} \geq MQB \quad (2.40)$$

De acordo com [Fialho 2019], para sistemas hidráulicos tal fator deverá ser igual a 3. Entretanto, para instalações móveis, este fator pode ser entre 1 a 2 vezes a vazão da bomba [MARINHO 2020] .

A segunda condição para o dimensionamento do reservatório, é a sua capacidade térmica dissipativa do meio interno com o ambiente, de maneira que o fluido possa retornar à sua

temperatura ideal de trabalho. A dissipação através da superfície é calculada por:

$$q_2 = KS(T_2 - T_1). \quad (2.41)$$

Em que:

- q_2 = Carga térmica;
- k = 13 Coeficiente de troca térmica entre a instalação e o ambiente;
- S = Superfície de troca térmica;
- T_1 = temperatura do fluido;
- T_2 = temperatura do ambiente;

Assim, através de uma manipulação matemática da equação 2.53, calcula-se a superfície S mínima necessária do reservatório considerando a dissipação térmica gerada ao longo do sistema calculada pela equação 2.53.

Em alguns casos, o dimensionamento do reservatório em função de uma superfície de troca de calor suficiente para o resfriamento do fluido é inviável uma vez que, para determinada temperatura de operação gerada, necessitaria de uma área superficial muito grande para o seu resfriamento. Para isso são consideradas outras técnicas como a instalação de trocadores de calor. Assim, o dimensionamento do reservatório se baseará apenas na primeira condição, equação 2.40.

Trocador de calor

Os trocadores de calor ou radiadores, são componentes formados por um conjunto de tubos aletados, por onde o fluido passa para ser resfriado por ar ou por água. No caso do resfriamento a ar, o fluido é resfriado por um ventilador que está direcionado aos tubos na parte externa. Já para trocadores de calor a água, os tubos se encontram dentro de um casco-tubo, mas externos aos tubos de fluido, há então o escoamento da água, realizando a troca de calor necessária. São utilizados em casos onde o movimento fluido no interior do reservatório não é o suficiente para a realização do resfriamento. A figura 2.16 ilustra os trocadores de calor do tipo ar e do tipo água respectivamente.

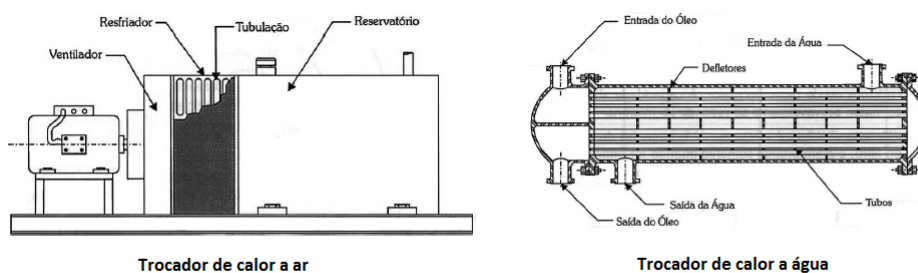


Figura 2.16: Trocador de calor a ar e a água [Fialho 2004] .

2.7 Acumuladores

Os acumuladores hidráulicos são elementos cuja finalidade é o armazenamento de fluidos incompressíveis sobre pressão como reserva para serem utilizados durante o ciclo de operação do sistema. Devido às suas características de operação, os acumuladores podem ser utilizados como:

- Fonte de potência auxiliar;
- Absorvedor de choques hidráulicos e pulsações;
- Compensador de vazamentos internos;
- Sistema de acionamento de segurança;
- Compensadores de expansão térmica;
- Fornecedores de fluido;
- Dispositivo de sustentação;

O estabelecimento da pré-carga existente no acumulador pode ser feito por meio de pesos, por molas, pela pressão de um gás, por um diafragma ou uma bexiga. Uma vez que os acumuladores de bexigas possuem maior frequência de utilização, será utilizado como principal foco de explanação.

2.7.1 Dimensionamento

A correta seleção e dimensionamento do acumulador é feita se levando em consideração a sua aplicação e as variáveis que influenciarão sua operação. Um exemplo das vantagens de uma correta seleção e dimensionamento de um acumulador é a sua utilização como um auxílio da vazão de uma bomba, quando há a existência de uma alta demanda momentaneamente. A sua utilização dispensa a necessidade de um dimensionamento maior da bomba apenas para compensar tal demanda, o que evita um consumo desnecessário de potência.

O dimensionamento é baseado no cálculo do volume V do acumulador, responsável por absorver e controlar a quantidade de fluido hidráulico ΔV durante a variação de pressão do segmento onde este está instalado. Para isso, considera-se aproximar o fenômeno envolvido à Lei de Boyle, que diz que para gases perfeitos mantidos em um sistema fechado a temperatura constante, o produto do volume ocupado pelo gás e sua pressão resultam em uma constante.

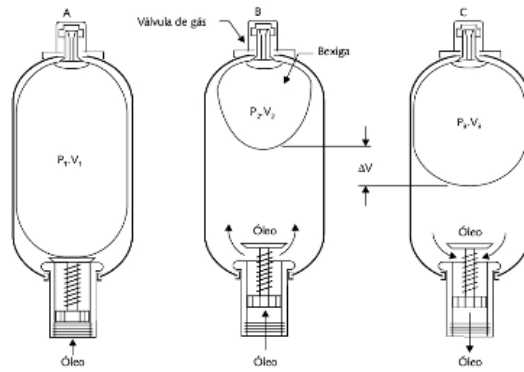


Figura 2.17: Estados de operação do acumulador. Fonte: [Fialho 2019]

Considerando a figura 2.17, observa-se que as pressões P_1 , P_2 e P_3 ocupam respectivamente os volumes V_1 , V_2 e V_3 , sendo ΔV a diferença $V_2 - V_3$.

Assim, considerando a Lei de Boyle, tem-se que:

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = P_3 V_3^n = const. \quad (2.42)$$

Reorganizando matematicamente as variáveis de volume, obtêm-se:

$$V_1 = \left[\frac{\Delta V (P_3/P_1)^{(\frac{1}{n})}}{1 - (P_3/P_2)^{(\frac{1}{n})}} \right]. \quad (2.43)$$

No qual as pressões P_1 , P_2 e P_3 são definidas respectivamente como a pressão de pré-carga do acumulador e a pressão mínima e máxima de operação do sistema. V_1 , V_2 e V_3 são os volumes máximo e necessário ocupado pelo gás no acumulador, o volume do gás comprimido à máxima pressão e o volume de gás expandido à mínima pressão do sistema, e ΔV é o volume de fluido descarregado pelo acumulador. O coeficiente n representa o expoente politrópico do gás utilizado.

A determinação da pré-carga do acumulador é feita de acordo com a aplicação e o tipo de acumulador, podendo ser realizado conforme as indicações do fabricante.

Para o dimensionamento, deve-se respeitar a seguinte relação Z entre a pressão prévia do gás e a pressão mínima de operação:

$$Z = \frac{P_1}{P_3} \geq (0,5 \dots 0,9). \quad (2.44)$$

O coeficiente politrópico n está ligado à variação termodinâmica do gás. Em casos em que a variação é nula ou realizada de forma lenta, podendo ser considerada a hipótese isotérmica, o coeficiente terá valor $n = 1$. Entretanto, para casos em que há uma variação de temperatura em um tempo relativamente curto, este passa a ter um valor superior a 1, em geral de $n = 1,4$.

Outra maneira para a obtenção do volume necessário ao acumulador é obtê-la graficamente pelo diagrama 5.7, apresentado em anexo, ou conforme diagramas próprios dos fabricantes.

2.8 Sistema de Tubulação

O sistema de tubulação é representado pelos elementos e acessórios responsáveis pela conexão dos componentes e pela condução do fluido pelo sistema. Em um sistema hidráulico pode-se dividir a tubulação em três linhas, a linha de sucção, que é a tubulação responsável pela sucção do fluido do reservatório até a bomba hidráulica, a linha de pressão que sai da bomba e alimenta todo o sistema e a linha de retorno que conduz o fluido de volta ao reservatório.

O dimensionamento da tubulação é feito de acordo com as condições demandadas em cada linha. São considerados fatores como velocidade, pressão, vazão e condições de operação.

Em sistemas dinâmicos se fazem necessárias as tubulações flexíveis visando a compensação de movimentos e absorção de vibrações. As mangueiras são o tipo de tubulação flexível mais utilizada por proporcionarem de maneira eficaz a condução do fluido, a absorção das vibrações e por compensar e promover liberdade de movimentos. Uma utilização prática, é utilizar mangueiras nos terminais de tubulações buscando facilitar a adaptação e montagem em sistemas estacionários.

2.8.0.1 Mangueira hidráulica

As mangueiras são compostas basicamente pelo tubo interno, pelo reforço e pela cobertura, conforme ilustrado na figura 2.18.

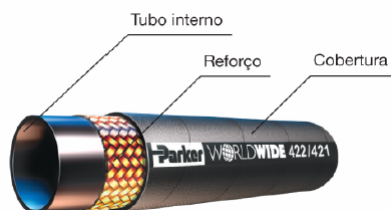


Figura 2.18: Estrutura interna da mangueira hidráulica ([Hannifin 2000b]).

Os tubos internos, também conhecidos como alma da mangueira, possuem como principal finalidade garantir a compatibilidade química e térmica com o fluido a ser conduzido. Devem apresentar também alta flexibilidade e baixa porosidade. Os principais materiais utilizados para os tubos internos são apresentados na tabela 2.3

O reforço, ou carcaça, é responsável por proporcionar à mangueira resistência às pressões de trabalho. São localizadas entre o tubo interno e a cobertura e apresentam estrutura

Tabela 2.3: Materiais para tubos internos de mangueiras

Mangueiras de Borracha	Mangueiras Termoplásticas
Nitrilica	Hytrel
Neoprene	Nylon
Policloroprano	Teflon
EPDM/Butil	Urotano
Silicone	Vinil(PVC)

trançada ou espiralada. O tipo de reforço determina a capacidade de suportar a pressão de trabalho. Mangueiras de um ou dois reforços de tramas de aço são destinadas para trabalhos de baixa e média pressão respectivamente. Para trabalhos de média e alta pressão são utilizados os reforços espiralados. Mangueiras de quatro espirais de aço são caracterizadas como de alta pressão.

Os materiais utilizados para reforços, são apresentados na tabela 2.4.

Tabela 2.4: Tipos de reforços de mangueiras

Fios metálicos	Fios têxteis	
Aços carbono corda de piano	Algodão	Rayon
Aço inox	Polyester	Kavler

A cobertura ou capa da mangueira protege o reforço contra danos externos, podendo ser danos físicos ou químicos como a oxidação. Os principais materiais utilizados como cobertura são fornecidos na tabela 2.5

Tabela 2.5: Principais materiais para coberturas de mangueiras

Borracha	Têxtil	Metálico	Termoplástico
Neoprene	Algodão	Aço galvanizado	Uretano
Nitrilica + PVC	Polyester	Aço inox	PVC
CPE	-	-	Nylon

As mangueiras são classificadas de acordo com seus parâmetros de aplicação como pressão estática e dinâmica, temperaturas de trabalho máximas e mínimas do fluido, temperatura ambiente, compatibilidade química com o fluido, resistência do material, raio de curvatura mínimo e tempo de vida útil.

Para a seleção das mangueiras devem ser levados em consideração os seguintes fatores:

- Pressão - A mangueira deve possuir uma pressão de trabalho igual ou superior a pressão do sistema. A pressão de trabalho da mangueira, de acordo com a SAE deve ser 4 vezes menor que a sua pressão de ruptura;
- Sucção - A mangueira deve resistir a pressão negativa do sistema;

- Temperatura - Tanto a temperatura do fluido quanto a do ambiente não devem exceder as limitações internas e externas, respectivamente, da mangueira;
- Compatibilidade do fluido - Deve-se analisar a compatibilidade do fluido com o tubo interno, a cobertura da mangueira e das conexões.
- Dimensão - Deve-se considerar a pressão e a velocidade do fluxo e buscar minimizar as perdas de carga;
- Posicionamento - Buscar reduzir problemas na instalação;
- Cargas Mecânicas - Deve-se considerar os movimentos de flexão, torção, dobras, tração, raio de curvatura e vibrações do sistema;
- Conexões compatíveis - conexões compatíveis com os componentes e com os acessórios;
- Comprimento - O comprimento deve ser o suficiente para absorver os movimentos, considerando alterações devido a pressão, mas sem haver excessos que possam causar perdas;
- Especificações da Norma - Devem estar de acordo com as normas técnicas;
- Condutividade elétrica - Condutividade de acordo com a necessidade do sistema.

Temperatura

As mangueiras devem respeitar uma faixa de temperatura máxima e mínima de trabalho. Usualmente essas faixas são determinadas utilizando fluidos derivados do petróleo. Para os demais fluidos, a faixa de temperatura se encontram dentro dos valores limites determinados pelos fluidos derivados do petróleo.

Compatibilidade com o Fluido

Para a escolha da mangueira é importante analisar a compatibilidade desta e das conexões com o tipo de fluido a ser conduzido já que as composições químicas, tanto do material da mangueira quanto do fluido transportado, podem ser restritivas quanto a presença e contato com determinadas substâncias, o tempo de exposição, pressão e temperatura também influenciam nesta interação.

Para a correta medição do comprimento da mangueira deve-se considerar além da mangueira os terminais conforme a figura 2.19 .

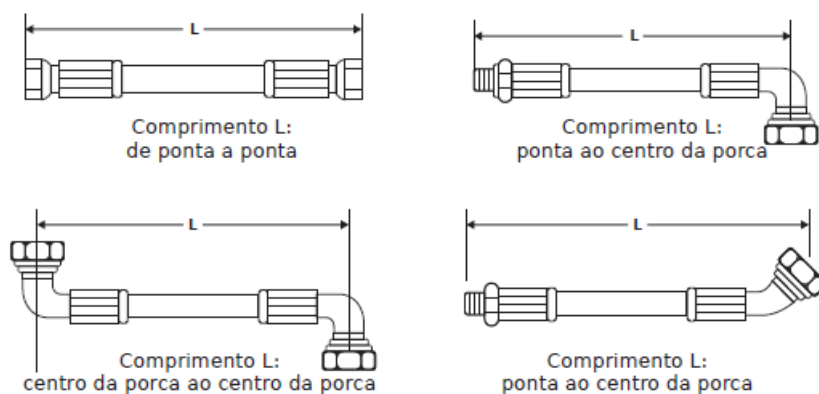


Figura 2.19: Medição do comprimento de mangueiras com terminais [Hennings 2021] .

A instalação da mangueira deve ser feita de acordo com as indicações dos fabricantes e no final devem ser testadas para a verificação do correto funcionamento. A figura 2.20 apresenta algumas indicações de instalações a serem evitadas. As mangueiras também devem passar por processos de manutenção periódicas de acordo com a severidade do processo.

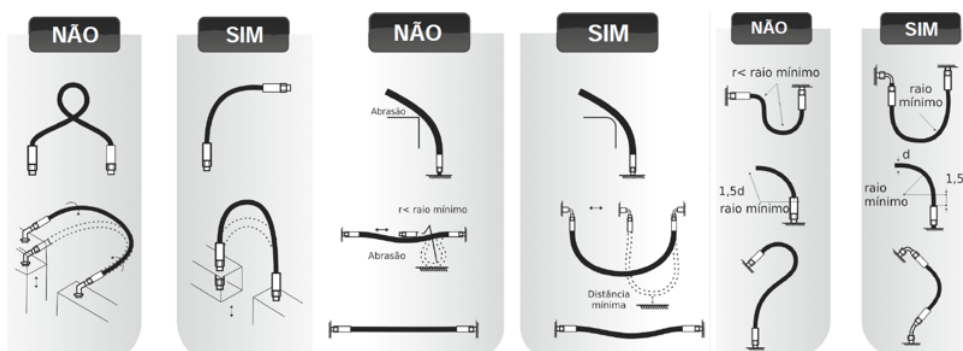


Figura 2.20: recomendações de montagem [Hennings 2021] .

Conexões para mangueiras

As conexões são divididas entre conexões reusáveis e permanentes. Os conectores reusáveis são aqueles que podem ser utilizados mais de uma vez, possibilitando a troca apenas da mangueira em caso desta estar danificada por exemplo. Já as conexões permanentes são aquelas que uma vez a acopladas a mangueira não podem ser reutilizadas, devendo ser descartadas juntamente com a mangueira.

De acordo com a [Hannifin 2000a] conexões reusáveis apresentam grandes vantagens apesar do custo mais elevado. Apresentam maior praticidade durante a manutenção e sua instalação não necessita de equipamentos especiais, podendo ser feita por interferência, por uma capa rosqueável, descascando a extremidade da mangueira (SKIVE) ou sem descascar (NO-SKIVE) ou por um capa rosqueável com o auxílio de uma anilha entre a cobertura e o tubo interno.

A fixação das conexões permanentes nas mangueiras, é feita utilizando equipamentos especiais para isso, podendo ser feitas por prensagem descascando a extremidade da mangueira

(SKIVE) ou sem descascar (NO-SKIVE).

Para o acoplamento das mangueiras aos demais componentes do sistema, são comumente utilizadas válvulas de engates. Os engates possuem como montagem minimizar a entrada de ar no acoplamento e minimizar a perda de óleo no desacoplamento. Segundo o manual técnico da rede distribuidora Hennings [Hennings 2021], os engates mais indicados em máquinas agrícolas são os engates rápidos. Eles são utilizados para evitar a quebra das ligações hidráulicas em caso de ocorrência de esforços repentinos como "trancos", isso porque possuem como característica o seu desacoplamento automático.

Os variados tipos de conexões também são relevantes durante a instalação do sistema, como a utilização de terminais curvos onde há um raio de curvatura pequeno, assim se evita a desconformação da mangueira.

Para minimizar efeitos causados por cargas mecânicas como torções, são indicados o uso de adaptadores ou conexões giratórias. Tais cargas podem diminuir consideravelmente a duração da mangueira.

2.8.0.2 Dimensionamento da tubulação

No sistema hidráulico o dimensionamento da tubulação é feito para individualmente para a linha de sucção, linha de pressão e para a linha de retorno, uma vez que cada linha pode apresentar variações de pressão. Para que se haja uma minimização das perdas de carga e uma condição estável de pressão e vazão, deve-se garantir um escoamento laminar ao longo da tubulação. A análise do perfil de velocidade é feita utilizando o Número de Reynolds como parâmetro, uma vez que este é determinado utilizando os parâmetros velocidade do escoamento v , viscosidade do fluido ν e o diâmetro da tubulação d_t .

$$Re = \frac{vd_t}{\nu} \quad (2.45)$$

Segundo Fialho [Fialho 2004], o escoamento é classificado de acordo com o número de Reynolds conforme a tabela 2.6. Esta será uma das condições para o dimensionamento da tubulação.

Tabela 2.6: Limites de escoamento

Limites de Escoamento	
Escoamento Laminar	$Re \leq 2000$
Escoamento Indeterminado	$2000 < Re < 2300$
Escoamento Turbulento	$Re \geq 2300$

Ainda considerando Fialho, [Fialho 2004], a determinação da velocidade do fluido ao longo da tubulação, é feita a partir da tabela 2.7. Essas velocidades foram obtidas de forma

empírica, buscando a menor perda de carga e considerando um comprimento de tubulação não superior a 10m, vazões compreendidas entre 20 a 200 [l/min] e um sistemas com variações de temperaturas moderadas.

Tabela 2.7: Velocidade recomendadas para cada linha

Tubulação	Pressão (bar)				Velocidade (cm/s)
	20	50	100	> 200	
Tubulação de pressão	300	400	500	600	
Tubulação de retorno	300				
Tubulação de sucção	100				

De acordo com [Fialho 2004] , para pressões intermediárias, entre 20 – 200[bar] na linha de pressão, é possível obter a velocidade por meio de interpolação através da expressão 2.46, sendo P a pressão fluida da linha.

$$V = 121,65P^{(\frac{1}{3.3})}. \quad (2.46)$$

O diâmetro interno d_t da tubulação é calculado a partir da vazão Q [l/min] máxima do sistema e da velocidade v [cm/s] do fluido, conforme a equação

$$d_t = \sqrt{\frac{Q}{0,015\pi * v}}. \quad (2.47)$$

Após a determinação do diâmetro mínimo, é necessário que se faça a seleção da mangueira através dos catálogos de fabricantes. A mangueira selecionada deve possuir um diâmetro igual ou ligeiramente maior que o diâmetro calculado.

$$d_t \text{ comercial} \geq d_t \text{ calculado}. \quad (2.48)$$

Após a seleção da mangueira , deve-se realizar a verificação do escoamento quanto ao número de Reynolds obtido a partir do diâmetro. Caso não se obtenha o escoamento laminar, como esperado, deve-se realizar a seleção do diâmetro subsequente de maneira a satisfazer a condição do perfil de velocidade.

Outro parâmetro necessário para o dimensionamento do sistema hidráulico é o volume de fluido existente ao longo da tubulação. Para isso, considera-se uma aproximação do volume da tubulação através do cálculo do volume de um cilindro.

$$Vol_{tub} = \pi \frac{d_t^2}{4} L_1. \quad (2.49)$$

2.9 Válvulas de comando

As válvulas hidráulicas são responsáveis pela modulação e controle do sistema hidráulico.

Por meio de acionamentos mecânicos, manuais ou elétricos, as válvulas direcionam e controlam a pressão e a vazão do escoamento, servindo como interface entre elementos de geração com os elementos atuadores, automatizando processos e operações repetitivas. São utilizadas também como mecanismos de segurança e monitoramento de maneira a evitar ou atuar em condições anormais no sistema. São classificadas como válvulas de controle direcional, válvulas de controle de pressão e válvulas controladoras de vazão.

2.9.0.1 Válvulas de controle direcional

As válvulas de controle direcional comandam a partida e parada do fluxo, assim como o conduzem para as partes do sistema. São as válvulas direcionais que possibilitam o avanço e o recuo de atuadores lineares e o acionamento e inversão de movimento em atuadores rotativos.

As válvulas de controle direcional se classificam em

- Válvula direcional do tipo pistão ou esfera (Poppet Type);
- Válvula direcional do tipo carretel deslizante (Sliding Spool);
- Válvula direcional do tipo carretel rotativo (Rotary Spool);
- Válvula direcional do tipo proporcional (Proportional Valves);

A nomenclatura das válvulas é feita de acordo com o número de vias e de posições existentes. As válvulas podem possuir de 2 a 4 posições, conforme o carretel utilizado de acordo com as necessidades operacionais. Já as vias são definidas a partir do número de tomadas de fluido que a válvula apresenta. Por exemplo, na figura 2.21, está representada uma válvula 4/2, o que indica que esta possui 4 vias e duas posições. As vias **A** e **B** são conexões para o consumidor e as vias **P** e **T** conexões de pressão e de tanque respectivamente.

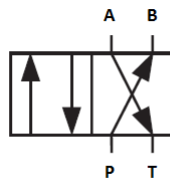


Figura 2.21: Exemplificação de uma válvula 4/2

2.9.0.2 Válvulas de controle de vazão

As válvulas controladoras de vazão, ou válvulas de estrangulamento, são utilizadas quando há a necessidade de limitar o escoamento em determinada linha. São elas as responsáveis pelo controle de velocidade dos atuadores.

As válvulas controladoras de vazão são divididas em válvulas redutoras e válvulas reguladoras de vazão.

Nas válvulas redutoras, a vazão varia conforme a mudança da pressão no estrangulamento. Podem ser de dois tipos : as dependentes da viscosidade do fluido e da vazão e as independentes da viscosidade mas dependentes da pressão.

Já as válvulas reguladoras de vazão definem um vazão mantendo a constante, independente da pressão na válvula. Estas podem ser de dois tipos: dependentes da viscosidade e independentes da pressão e independentes da viscosidade e da pressão.

2.9.0.3 Válvulas de Bloqueio

As válvulas de bloqueio são utilizadas quando se quer bloquear o fluxo em um dos sentidos da linha permitindo do outro sentido. O desbloqueio do fluxo pode ser feito de maneira hidráulica, por meio de molas, pilotadas ou por solenoides.

2.9.0.4 Válvulas controladoras de pressão

De maneira análoga às válvulas controladoras de vazão, as válvulas controladoras de pressão possuem como função limitar, controlar ou interromper a variação da pressão em determinado segmento do sistema hidráulico. Elas são classificadas em válvulas limitadoras de sequência e redutoras de pressão.

2.10 Perda de Carga

Ao longo da tubulação, o escoamento sofre perdas energéticas devido a fatores como a existência de elementos, singularidades e até mesmo devido ao atrito do fluido com as paredes da tubulação. Estas perdas são denominadas perdas de cargas e sua ocorrência podem ser classificadas em:

- Perdas de cargas distribuídas;
- Perdas de carga localizadas;

As perdas de carga distribuídas são aquelas decorrentes ao longo da tubulação devido

ao seu atrito com o fluido. Estas são usualmente dadas em comprimento equivalente de tubulação, podendo ser convertidas em pressão.

O fator de atrito determina parte da perda de carga distribuída. Este é função da temperatura do fluido e da rugosidade interna do tubo. A figura 2.22 representa microscopicamente as paredes internas de um duto com a cadeia de polímeros de um óleo.

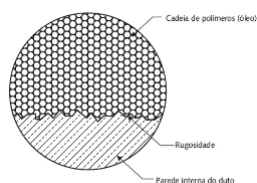


Figura 2.22: Esquema microscópico da parede interna de um duto Fonte: [Fialho 2019]

Já o cálculo do fator de atrito pode ser feito de três maneiras, conforme a tabela 2.8, de acordo com o tipo de tubulação e com a temperatura de operação do fluido.

Tabela 2.8: Cálculo do Fator de Atrito

Fator de Atrito ϕ	$64/Re$	Tubos rígidos a temperatura constante
	$75/Re$	Tubos rígidos a temperatura variável ou tubos flexíveis a temperatura constante
	$90/Re$	Tubos flexíveis a temperatura variável

O cálculo da perda de carga ocasionada pela perda de carga total devido ao atrito e as singularidades é dada por

$$d = \phi \frac{5L_t \rho v^2}{d_t 10^{10}}. \quad (2.50)$$

A perda de carga localizada L_2 ocorre devido a presença de singularidades ao longo da tubulação, como conexões, válvulas, sensores, etc. Os valores correspondentes às perdas de cargas dessas singularidades, são normalmente indicadas em catálogos dos próprios fabricantes. Já a perda de carga distribuída L_1 ocorre devido a fatores internos como o perfil de velocidade apresentado pelo fluido e o atrito existente entre o escoamento e a parede interna da tubulação.

A queda de pressão total em sistemas hidráulicos será então a soma da perda de carga distribuída com a perda de carga devido às válvulas.

$$\Delta P_t = \Delta P + dP. \quad (2.51)$$

A identificação da perda de carga é um fator importante para garantir a funcionalidade do sistema hidráulico. Parte da verificação do sistema é realizada a partir da pressão nominal estabelecida para o dimensionamento dos componentes e da perda de carga gerada ao longo do sistema, de maneira em que a seguinte condição seja satisfeita:

$$P_n > P_{tb_{mx}} + \Delta P_t. \quad (2.52)$$

Ou seja, a pressão nominal P_n , estabelecida no início do projeto, deverá ser maior que a soma da pressão de trabalho máxima $P_{tb_{mx}}$ e a perda de carga total ΔP_t . A pressão de trabalho máxima é determinada através do trajeto passo, levando em consideração as demandas de pressão de cada equipamento.

2.11 Perdas Térmicas

A temperatura de serviço está relacionada à temperatura máxima permitida ao sistema sem que haja alteração no desempenho ou danos nos elementos. A taxa de variação ocorre em razão das perdas de carga do sistema, elevando assim a temperatura do fluido.

A dissipação gerada no sistema é definida como

$$q_1 = 1,434 \Delta P_t Q B. \quad (2.53)$$

Com a dissipação térmica, é determinada a temperatura de serviço a partir da equação fundamental da calometria

$$q_1 = mc \Delta t. \quad (2.54)$$

onde, Δt é a variação de temperatura $t_2 - t_1$ entre a temperatura ambiente e a temperatura do fluido t_1 , m a massa fluida, c o coeficiente de transferência e q_1 a dissipação térmica já calculada.

Durante o dimensionamento do reservatório, deve-se determinar a dissipação térmica de acordo com o volume e dimensões do mesmo para que este seja comparado com a dissipação gerada durante a operação do sistema. A dissipação no reservatório deve ser suficiente para a manutenção da temperatura de serviço em uma faixa permitida para o tipo de sistema e elemento fluido. A temperatura inadequada no sistema pode gerar alterações na viscosidade do fluido, ocasionando em falhas e vazamento, assim como danificar elementos ao longo do sistema.

2.12 Filtro

Os filtros hidráulicos possuem relevante papel na manutenção de todo o sistema hidráulico. São responsáveis pela filtragem e remoção de impurezas que se acumulam ao longo do percurso.

Sedimentos de sujeiras são responsáveis por grande parte do mau funcionamento do sistema hidráulico, obstruindo orifícios dos componentes hidráulicos, dificultando a transferência de calor no processo de resfriamento e interferindo na lubrificação do sistema. Com a lubrificação comprometida, os componentes passam a sofrer um maior desgaste, ter respostas mais lentas, até mesmo chegando à sua perda. O excesso de contaminação também podem causar prejuízos econômicos como

- Perda no desempenho;
- Trocas constante de fluido;
- Custos com o desgaste do fluido;
- Custos na reposição de componentes;
- Custos a mais de manutenção.

Os tipos de filtragens são determinadas pela sua posição no sistema, existindo então os filtros de sucção, os filtros de pressão e os filtros de retorno. Não necessariamente os sistemas deverão conter todos os tipos de filtros, sendo necessário considerar a real demanda do sistema. É usual encontrar juntamente com os filtros, válvulas de retenção simples incorporadas em Bypass, de maneira a evitar problemas em casos em que o elemento filtrante estiver obstruído devido as impurezas.

Os filtros de sucção são separados em internos e externos. Os filtros de sucção interna não possuem carcaça e são instalados dentro dos reservatórios, constituídos por uma tela metálica com malha de 74 a 150 microns, impedindo apenas a passagem de grandes partículas. São filtros mais simples, e por não possuírem carcaça são economicamente mais baratos. Já os filtros de sucção externas são instalados diretamente na linha de sucção fora do reservatório, necessitando de uma carcaça. Possuem uma malha de 3 a 238 microns. Além de possuírem indicadores de estado do filtro, estes são passíveis de substituição sem a necessidade de desmontagem do sistema.

Capítulo 3

Metodologia

A execução do projeto foi realizada a partir de uma metodologia dividida em etapas, de forma a garantir uma sequência lógica no seu desenvolvimento, visando o cumprimento de todos os objetivos, sem que haja perdas de informações.

Foram envolvidas na metodologia três etapas: projeto informacional, projeto conceitual e o projeto detalhado. No projeto informacional serão expostos os dados preestabelecidos para o projeto, as informações quanto à utilização, a demanda, as cargas submetidas, padrões e as especificações a serem obtidas no produto final. No projeto conceitual será construída uma linha de raciocínio para o desenvolvimento e dimensionamento do projeto. Será adquirido o conhecimento teórico sobre os conceitos envolvidos, referências de aplicações e determinadas as possíveis soluções para o problema. Por fim, no projeto detalhado, será realizado o dimensionamento do sistema hidráulico conforme a metodologia, a seleção dos componentes, além de considerações quanto aos resultados e desempenho do sistema.

Serão utilizados durante o projeto três mecanismos computacionais, o Excel, o Automation Studio e o MATLAB. O Excel será utilizado para a construção de planilhas com o intuito de facilitar a compreensão e possibilitar a visualização da influência dos parâmetros entre si. As planilhas terão também como objetivo facilitar o selecionamento dos componentes a partir de catálogos. Para a realização dos cálculos, será utilizado o MATLAB.

O Automation Studio permitiu a criação e simulação do sistema fluido do projeto, permitindo a visualização das possíveis soluções e sua operacionalidade.

Coube ao projeto detalhado a realização do dimensionamento hidráulico, determinando as forças, potências e dimensões necessárias de cada componente pré-selecionado no projeto conceitual. Será realizada também uma análise de custo benefício em relação aos componentes, retificando ou não o projeto anterior, com base nos produtos comercializados.

3.1 Projeto informacional

O Objetivo do projeto é o a concepção da configuração mecânica do sistema hidráulico de um braço mecânico articulado. O braço articulado em questão faz parte do projeto de uma roçadeira hidráulica articulada acoplada à lateral de um trator de porte médio-pequeno.

A implementação das roçadeiras laterais busca otimizar o tempo e o processo de poda de áreas de gramado extensas diminuindo também o custo por tempo de operação e os gastos com combustível. Tendo isso em mente, o projeto mecânico do sistema hidráulico, deve oferecer a melhor configuração levando em consideração a eficácia e o custo-benefício do projeto.

3.1.1 Braço mecânico articulado

O projeto a ser desenvolvido possui como base as informações obtidas no Projeto Estrutural de Braço Mecânico Articulado para Roçadeira FLV 225 [Xavier 2021]. O projeto apresentou um dimensionamento preliminar de um braço mecânico articulado para uma roçadeira hidráulica FLV 225, implementado ao chassi de um trator comercial da John Deere, modelo 5078 E. As figuras 3.1 e 3.2 ilustram o sistema braço roçadeira pre dimensionado.

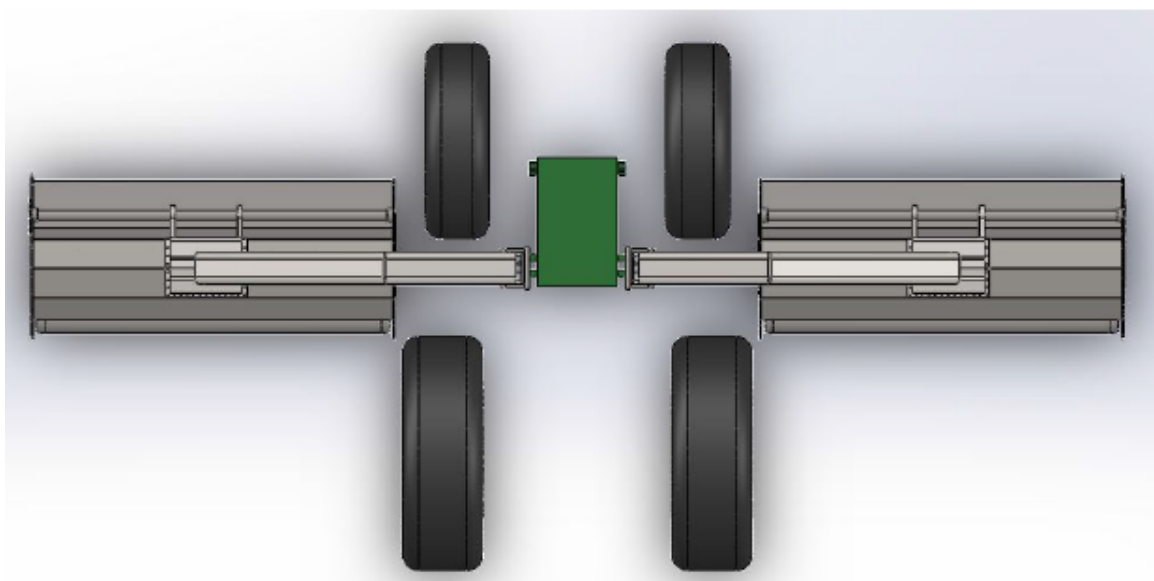


Figura 3.1: Vista superior dos braços mecânicos [Xavier 2021]

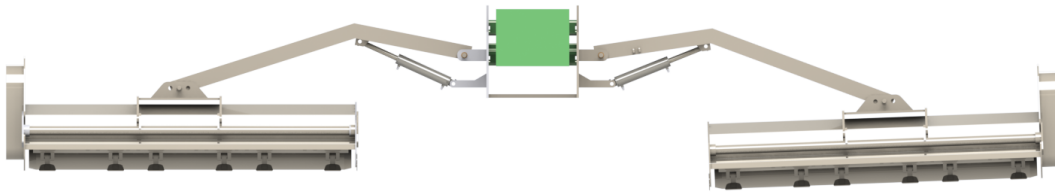


Figura 3.2: Vista frontal dos braços mecânicos [Xavier 2021]

A partir do trabalho foram obtidos os seguintes valores de entradas para as variáveis utilizadas no dimensionamento do sistema hidráulico, tabela 3.1 .

Tabela 3.1: Variáveis de entrada para o dimensionamento do atuador segundo [Xavier 2021]

Variável	Valor de entrada
Força de avanço F_a	52,27 [kN]
Comprimento disponível para o cilindro L	730 [mm]
Curso do cilindro c	210mm

3.1.1.1 Trator John Deere 5078E

O trator utilizado foi o modelo 5078E, da marca John Deere, cujas dimensões macros são apresentadas na tabela 3.2 de acordo com a figura 3.3, retirada do site da fabricante [Deere&Company 2019] .

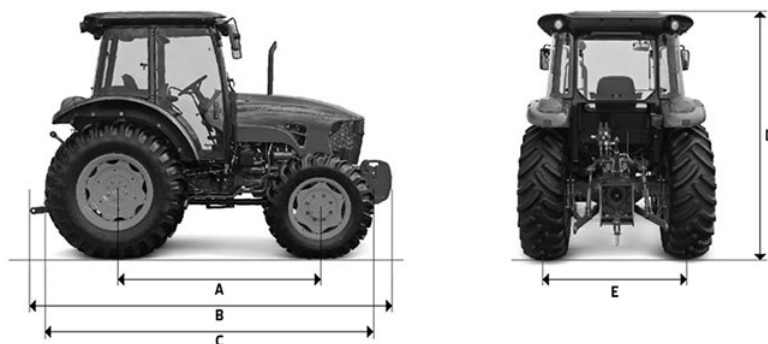


Figura 3.3: Dimensões do Trator John Deere 5078E [Deere&Company 2019]

Em relação ao sistema hidráulico do trator, tem-se as informações na tabela 3.3.

Tabela 3.2: Dimensões macros do trator John Deere 5078E

Indicador	Definição	Dimensão [mm]
A	Distancia entre eixos	2182
B	Comprimento total com o lastro e as barras de levante	4175
C	Comprimento total sem o lastro e sem as barras de levante	3468
D	Altura total considerando pneus 12.4-24 R1 / 18.4-30 R1	2791
E	Largura total do eixo traseiro	1454

Tabela 3.3: Especificações do sistema hidráulico do trator John Deere 5078E

Bomba hidráulica	Engrenagem
Saída nominal da bomba hidráulica	69L/min 2400 rpm 71L/min 2400 rpm
Máxima pressão de trabalho	197 bar
VCR	2 VCR's

3.1.1.2 Roçadeira

Para fins de comparação, foi utilizado como referência os parâmetros de uma roçadeira hidráulica, lateral ao trator, modelo Flail Mowers, da fabricante ALAMO. As principais informações referentes ao sistema hidráulico estão presente na tabela seguinte. Os demais detalhes sobre a roçadeira são apresentados em anexo no fim do projeto.

Tabela 3.4: Especificações do sistema hidráulico da roçadeira hidráulica Alamo

Roçadeira Flail Mowers - ALAMO	
Vazão da bomba hidráulica	90,85 <i>L/min</i>
Máxima pressão de trabalho	27,58 <i>MPa</i>
Volume necessário do reservatório	94,64 <i>L</i>
Potência da bomba	39 <i>kW</i>
Diâmetro interno do cilindro	76,2 <i>mm</i>
Curso do cilindro	203,2 <i>mm</i>

3.1.2 Identificação dos sistemas

O conjunto da roçadeira é composto por dois sistemas que utilizaram a hidráulica como gerador de potência, a roçadeira em si e os braços mecânicos.

A energia hidráulica, no caso das roçadeiras, é utilizada para o acionamento do motor hidráulico responsável pela rotação do rotor, onde estão acopladas as lâminas e discos de corte. Roçadeiras de médio, grande porte, utilizadas para a poda em pastos e gramados possuem uma rotação média de 2100 rpm e potência mínima requerida de 45 a 80 hp.

O trator possui seu próprio sistema hidráulico para a operação de implementos constituído de reservatório, filtros, bombas de óleo hidráulico, comandos hidráulicos, atuadores

e tubulação, que operam através do pelo sistema de três pontos e do sistema de controle remoto.

Para o braço mecânico, o sistema hidráulico terá como função a sustentação do braço juntamente com a roçadeira, mantendo a altura determinada conforme o relevo a ser cortado.

O projeto devera apresentar configurações possíveis, considerando todos os sistemas juntos ou separados. Para isso serão utilizados as referências teóricas, manuais e catálogos de fabricantes.

3.2 Projeto conceitual

Ao longo desta seção será criado um modelo conceitual que será posteriormente desenvolvido no projeto detalhado. Constitui-se da etapa de idealização, determinação da origem da demanda, as necessidades e observações ponderadas para o seu desenvolvimento e o que se espera do produto final. Serão determinados os componentes que farão parte do sistema, seus fatores importantes e construído modelos para possíveis soluções.

3.2.1 Modelagem do conceito

Para a criação do conceito, é importante que se tenha bem definido o que deve ser incluso e qual função deverá exercer no final do desenvolvimento.

O primeiro ponto é determinar os fatores que envolvem o dimensionamento do sistema hidráulico. São estes

- Classificação do sistema;
- Atuadores hidráulicos;
- Bomba hidráulica;
- Reservatório;
- Comandos hidráulicos;
- Tubulação;
- Acessórios;
- Fluido Hidráulico;

O segundo ponto a determinar é a configuração de acordo com a finalidade a que é destinado o sistema hidráulico a ser desenvolvido. Neste caso, o objetivo é a movimentação do braço mecânica e do acionamento das roçadeiras.

3.2.2 Configurações

Foram estabelecidas seis configurações para a análise e definição de uma solução final. As configurações dependerão do número de roçadeiras que serão utilizadas, do número de braços, do sistema hidráulico de origem e do posicionamento do reservatório hidráulicos.

Configurações quanto ao número de roçadeiras

Em relação ao número de roçadeiras, o projeto será desenvolvido considerando um conjunto com uma, duas ou três roçadeiras.

Número de braços

O número de braços será definido de acordo com o número de roçadeiras e com a posição em que se encontram. O conjunto pode ter até dois braços no total .

Posicionamento do tanque

O último fator a ser considerado será o posicionamento do tanque, podendo ser na parte traseira, dianteira ou lateral.

A partir destes três fatores, determinou-se seis configurações que foram analisadas e julgadas quanto aos objetivos do projeto. No apêndice A-2 são apresentadas cada configuração e suas considerações.

3.3 Projeto Detalhado

Para a realização do dimensionamento hidráulico, dividiu-se todo o sistema nos seguintes subsistemas:

1. Trator;
2. Braço Mecânico;
3. Roçadeira;
4. Cilindro hidráulico;
5. Motor hidráulico;
6. Acumulador hidráulico;
7. Válvulas;
8. Tubulação;
9. Bomba hidráulica;
10. Reservatório hidráulico;

Em posse dos subsistemas, seguiu-se uma linha de raciocínio desde a obtenção dos dados iniciais ao dimensionamento e análise de cada componente do sistema. Destes, apenas o Trator, a Roçadeira, o Braço Mecânico e o Motor hidráulico, não foram dimensionados no projeto, por se tratarem de subsistemas já pré-determinados.

Os subsistemas fornecidos, foram responsáveis pelo fornecimento dos parâmetros iniciais para o dimensionamento dos subsistemas seguintes, fornecendo a cada dimensionamento, mais parâmetros, conforme o fluxograma 3.4.

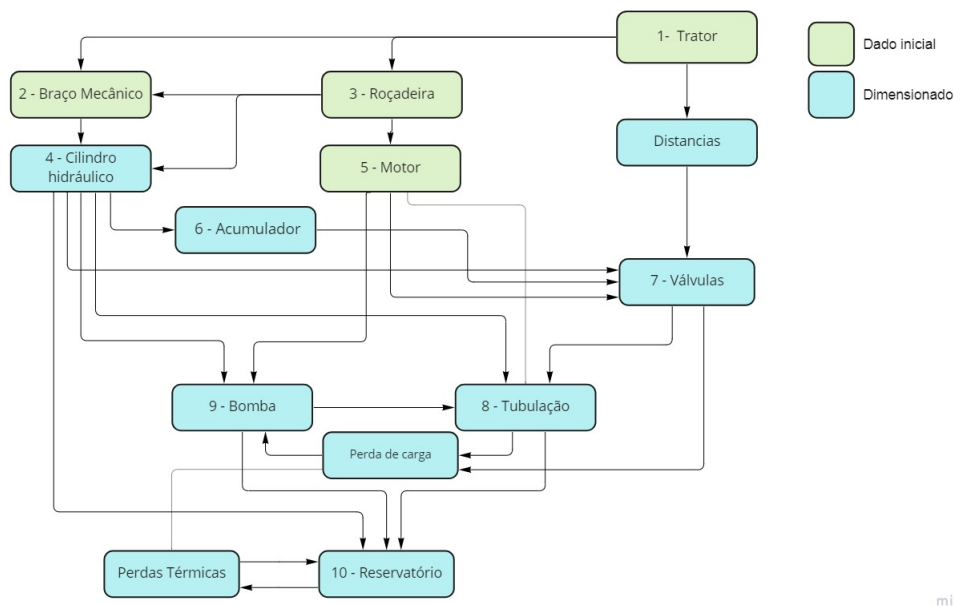


Figura 3.4: Fluxograma do dimensionamento

3.3.1 Pressão nominal

O primeiro passo para o dimensionamento do sistema foi a determinação da pressão nominal em que o cilindro hidráulico atuará. Para isso foi feita uma análise dos parâmetros fornecidos pelo dimensionamento do braço mecânico, desenvolvido por Matheus Carminati Xavier, no PROJETO ESTRUTURAL DE BRAÇO MECÂNICO ARTICULADO PARA ROÇADEIRA FLV 225 [Xavier 2021]. O projeto forneceu a força de atuação mínima necessária para a movimentação do sistema braço-roçadeira, as dimensões do espaço disponível para o acoplamento do atuador, juntamente com o tipo de fixação necessária e o curso mínimo do mesmo.

Por se tratar de um sistema a ser instalado em uma estrutura móvel, é ideal que todo o seu dimensionamento leve em consideração, além da sua capacidade, o seu tamanho e peso, uma vez que estes não devem afetar negativamente a operacionalidade da estrutura.

Sabendo que a pressão exercida em um sistema é um parâmetro determinado pela relação da força aplicada em uma determinada área e considerando as suas necessidade geométricas, o sistema foi classificado como de alta pressão, possibilitando maiores capacidades de

pressão em menor menores areas. Desta forma, o cilindro hidráulico deverá atuar na faixa de pressão entre $8,4 \text{ MPa}$ e 21 MPa conforme a tabela 2.1 , apresentada por [Fialho 2004].

A partir da pressão nominal e considerando uma eficiência inicial para o sistema, determina-se a pressão de trabalho a ser utilizada no dimensionamento. Essa eficiência é verificada no fim do dimensionamento do sistema.

3.3.2 Atuador

Para o braço mecânico, o tipo de atuador a ser projetado será o linear, que exercerá função semelhante aos atuadores em escavadeiras. O seu dimensionamento será feito considerando a pressão nominal, a distância disponível de acordo com as dimensões do braço, a força de avanço requerida no projeto e o tipo de montagem.

Para que ocorra o levantamento do braço, será empregada a montagem cujas extremidades do cilindro sejam ambas articuladas. Essa configuração é a mesma utilizada para escavadeiras, permitindo uma maior mobilidade do sistema sem que haja concentrações de esforços em determinadas regiões.

Estabelecendo o tipo de montagem, obtêm-se o fator de curso a ser utilizado durante o seu dimensionamento. Neste caso, o fator de curso será de $c = 4$, garantindo a relação $\lambda = 4L$ do comprimento disponível L com o comprimento livre de flambagem λ segundo Euler.

Uma das vantagens do braço mecânico é o posicionamento da roçadeira de acordo com a altura do solo, assim, é necessário que o cilindro possua a capacidade de manter o sistema em qualquer posição evitando o risco do mesmo retornar, sobrecarregando o sistema. Esse tipo de operação é feito com a utilização de atuadores lineares de dupla ação, possibilitando o controle de avanço e de retorno com um sistema de parada.

Durante o dimensionamento do atuador, serão determinadas as seguintes variáveis:

- D_p - Diâmetro do pistão considerando a Eq. (2.12) ;
- D_h - Diâmetro da haste considerando a Eq. (2.10) ;
- A_p - Área do pistão considerando a Eq. (2.19);
- A_c - Área da coroa considerando a Eq. (2.23);
- V_a - Velocidade de avanço considerando a Eq. (2.17);
- Q_a - Vazão de avanço considerando a Eq. (2.20);
- V_r - Velocidade de retorno considerando a Eq. (2.18);
- Q_r - Vazão de retorno considerando a Eq. (2.22);

- Q_{ia} - Vazão induzida de avanço considerando a Eq. (2.25);
- Q_{ir} - Vazão induzida de retorno considerando a Eq. (2.26);
- P_{ia} - Pressão induzida de avanço considerando a Eq. (2.30);
- P_{ir} - Pressão induzida de retorno considerando a Eq. (2.31);

O dimensionamento do cilindro foi feito por meio do MATLAB . Assim determinada a pressão de trabalho juntamente com a força de avanço e o curso necessário para o projeto, dimensiona-se o atuador hidráulico. Neste momento, é considerado também um coeficiente de segurança de 3,5, usualmente utilizado em sistemas hidráulicos. Os valores obtidos para o diâmetro do pistão e da haste foram usados como referência para a seleção de cilindros comerciais de diâmetros de valores subsequentes que mais se aproximem dos calculados. Com os valores dos diâmetros comerciais, obtêm-se os demais parâmetros relacionados ao atuador. Para a seleção e realização dos demais dimensionamentos, é considerada a vazão de retorno do cilindro hidráulico.

Após a seleção do cilindro comercial, é realizado o redimensionamento a partir das dimensões do cilindro escolhido, obtendo também a sua pressão de operação.

3.3.3 Fluido Hidráulico

Para sistemas hidráulicos, é recomendada a utilização óleo hidráulico mineral, à base de petróleo, com adição de aditivos. A determinação da viscosidade do fluido é feita de acordo com as especificações dos fabricantes das bombas, uma vez que esta depende do tipo de bomba e da vazão do sistema. Contudo, pode-se ter uma noção da faixa de viscosidade recomendada para cada tipo de bombas e para uma faixa de temperatura, sendo que para bombas de engrenagens e temperaturas entre $5^{\circ}C$ a $50^{\circ}C$ há uma viscosidade entre 32 – 68 cSt .

Tabela 3.5: Fluido hidráulico

Especificações	Fluido hidráulico
Código	HL ISO - VG 32
Tipo	Óleo mineral
Viscosidade μ	32 cSt a $40^{\circ}C$
Temperatura de operação	$35^{\circ}a50^{\circ}C$

3.3.4 Acumulador

O acumulador hidráulico foi escolhido com o intuito de compensar possíveis vazamentos e como um amortecedor no sistema de levante do braço hidráulico.

Para a determinação da pré-carga, foram considerados como referência os acumuladores da fabricante Parker, cujo valor sugerido deveria ser em torno de $0,7MPa$ menor que a pressão do sistema [Hannifin 2001]. Considerando que a pressão mínima de operação do acumulador como sendo igual a pressão de trabalho do atuador, foi observado a relação entre $P1$ e $P3$ se encontram de acordo com a relação 2.44. Estando de acordo, foi determinada uma pressão máxima do acumulador como sendo 25% maior que a pressão mínima.

Por fim, o volume do acumulador foi determinado pela equação 2.43 considerado que este, teria uma capacidade de descarga de fluido de aproximadamente igual a 15% do volume do atuador.

3.3.5 Tubulação e conexões

A determinação da mangueira é feita estabelecendo suas dimensões internas de acordo com cada linha, e sua estrutura e composição de acordo com o tipo de operação.

O primeiro fator a ser considerado é a velocidade do escoamento. Por se tratar de uma tubulação relativamente curta, menor que uma dezena de metro, e por não possuir grandes variações de temperaturas, a determinação da velocidade pode ser feita considerando a tabela 2.7. Assim, para uma pressão de trabalho superior a $200bar$ tem-se na tabela 3.6 as velocidades recomendadas para o sistema hidráulico.

Tabela 3.6: Velocidades recomendadas para as linhas de escoamento

Tubulação	Velocidade [cm/s]
Linha de Pressão	600
Linha de Retorno	300
Linha de Sucção	100

Tendo as velocidades e a vazão da bomba determinada de acordo com cada configuração, obtêm-se os diâmetros internos de cada linha a partir da Eq. 2.47. O diâmetro obtido torna-se, assim como no atuador, uma referência para a seleção de uma tubulação comercial, cujo valor seja maior que o calculado. Com o diâmetro comercial selecionado, verifica-se se o escoamento gerado será laminar ou turbulento através do calculando o número de Reynolds. Neste momento, é necessário que haja também as características do fluido hidráulico a ser utilizado no sistema.

Durante a escolha do fluido é importante observar o grau de variação da sua viscosidade em relação a variação de temperatura. A verificação da condição de perfil laminar para o escoamento é determinada pela Eq. 2.45.

A escolha do tipo de mangueira é feita de acordo com o tipo de fluido, com a temperatura de trabalho, com a pressão e com as condições externas a quais é submetida. Considerando então as características do sistema e da sua aplicação, indica-se, acordo com o Manual de

Treinamento Mangueiras e Conexões [Hannifin 2000a], mangueiras de revestimento de borracha sintética nitrílica ou Neoprene e reforço de dois trançados, com pelo menos um de fios de aço.

O comprimento da mangueira será determinado de acordo com as dimensões do trator e com o posicionamento dos componentes. O comprimento deve ser dimensionado considerando também as características das mangueiras, uma vez que cada tipo de mangueira apresenta determinados limites de curvaturas. Um raio de curvatura abaixo do mínimo especificado, pode gerar a desconformação do reforço sobre o tubo interno, fazendo com que o surjam interstícios, intervalos, ocasionando a ruptura da mangueira quando submetida à pressão.

Para as conexões serão utilizados engates rápidos, o que possibilita o reajuste do sistema de maneira rápida e prática.

3.3.6 Válvulas

Para o sistema hidráulico serão necessárias válvulas de controle direcional, de controle de vazão e de controle de pressão. Para o controle direcional, deverão ser consideradas dois tipos de válvulas, válvulas de carretel 4/3 e válvulas 2/2.

As válvulas 4/3 serão utilizadas para o controle de levante dos braços mecânicos, uma vez que a altura de parada é variável conforme o terreno. O acionamento comumente utilizado para esse tipo de operação é através de alavancas o que possibilita um melhor controle do operador. Como a válvula permanecerá fechada por um longo período de tempo, esta pode ter a sua posição central fechada para as conexões de entrada e saída do atuador, mas aberta da linha de pressão para a linha de retorno, o que evitaria o aumento da pressão sobre a válvula. As válvulas 2/2 serão utilizadas para o acionamento das roçadeiras, podendo também ter o acionamento feito por alavancas.

Considerando que cada configuração apresenta pelo menos dois elementos de vazões distintas, é necessário que haja válvulas de controle de vazão, uma vez que , a vazão é responsável pela velocidade dos atuadores. Pelo fato do atuador linear necessitar de uma vazão menor em relação a roçadeira, será utilizada uma válvula para o controle da sua vazão de entrada.

Para o sistema será considerada também uma válvula de controladora de pressão na saída da bomba hidráulica. Denominada como válvula de alívio, ela é responsável pelo retorno do fluido ao reservatório caso a pressão na linha de pressão, chegue a uma determinada intensidade, podendo comprometer todo o sistema. Esse aumento de pressão ocorre normalmente quando a bomba está operante mas o resto do sistema não.

Adaptadores e conexões

Por se tratar de um sistema hidráulico com mais atuadores, serão necessários adaptadores

e conexões para realizar a conexão da mangueira ao demais elementos.

O acoplamento das mangueiras aos componentes é realizado por meio de válvulas de engates, o que minimiza a entrada de ar no sistema e a perda de óleo.

Para a união de mais segmentos de mangueiras serão utilizados adaptadores do tipo TE. Quando a união é feita a mais um seguimento apenas com o intuito de mudança de direção, serão utilizadas os adaptadores para curvas. Os adaptadores para curvas são necessários principalmente devido ao raio máximo de curvatura permitido para cada tipo de mangueira.

O fato do processo gerar certo nível de vibrações estabelece a exigência de uma manutenção maior do sistema em relação a um sistema estático. Tendo isso em mente, escolheu-se para as conexões das mangueiras conexões do tipo reutilizáveis. Esse tipo de conexão, apesar de ser mais caro, possibilitará uma maior praticidade durante a manutenção.

3.3.7 Bomba hidráulica

O dimensionamento do da bomba hidráulica é realizado a partir da análise do diagrama trajeto-passo da configuração do sistema desejada. No diagrama, é considerado combinações de acionamento dos subsistemas cilindro e motor ao longo de sua operação. Dessa forma é possível verificar a vazão total necessária e a maior pressão de operação.

Definido a maior pressão entre os dois sistemas, deve-se adicionar a esta, as perdas de cagar sofridas ao longo do sistema. A pressão final necessária para a bomba deverá então, ser igual ou maior que tal soma, garantindo a demanda necessária ao longo de todo o sistema, conforme a condição 2.36 .

Após a definição da vazão e pressão, definiu-se o volume de absorção V_g e a potencia necessária do motor N , através das equações 2.37 e 2.39.

Para o sistema será considerada bomba hidráulica de engrenagens externas, uma vez que, de acordo com Simões , [Simões 2016] , estas são mais comumente utilizadas em sistemas de médias vazões e pressões relativamente altas.

3.3.8 Reservatório

O dimensionamento do reservatório foi feito de maneira que este possa suprir o volume necessário para as operações dos sistemas braço e roçadeira e o volume presente no interior da tubulação. Considerando a equação 2.40, a vazão do reservatório foi multiplicada por 1,2. O fator 1,2 foi escolhido por ser aplicável em instalações móveis, sendo capaz de suprir a demanda geral sem grande volume excedente, o que dificultaria a sua instalação no veículo.

Ao resultado da equação, foi adicionado o volume da tubulação definido pela equação 2.49 .

Para garantir a temperatura do sistema na faixa de temperatura permitida, foi analisada a

taxa de dissipação térmica do reservatório. Para o cálculo, foi considerada a geometria do reservatório como sendo a de um paralelepípedo com dimensões iguais a $L \times 2L \times 3L$. Assim, com o volume, determinou-se o valor de L e com isso a área da superfície do reservatório, desconsiderando a parte superior, para o cálculo da dissipação a partir da equação 2.41.

Com o volume do reservatório e o fluido hidráulico a ser utilizado, é determinada a massa aproximada do sistema a partir do volume de fluido e da massa específica do mesmo, conforme a equação 3.1

$$M_{res} = \rho Vol_{Res} \quad (3.1)$$

A determinação da massa do reservatório é relevante para a escolha da posição do sistema, tendo em vista os esforços gerados na estrutura.

Além dos componentes básicos do reservatório como as linhas de sucção, de retorno e de dreno, o dreno e a chicana, responsáveis pelo movimento de convecção do fluido, serão definidos também os elementos filtrantes, de monitoramento e de segurança do sistema.

O filtro de sucção, posicionado entre o reservatório e a bomba, garante que não haja a passagem de partículas, principalmente provenientes do reservatório, que possam vir a danificar os componentes do sistema hidráulico e comprometer a sua operação. É necessário que este esteja corretamente dimensionado para que não haja o bloqueio do fluxo prejudicando a operacionalidade do sistema.

Além do filtro de sucção, o reservatório também deverá conter um magneto, que se trata de um ímã utilizado para captar limalhas metálicas originados do atrito dos elementos ao longo do sistema hidráulico.

Como medida de segurança, é importante que o reservatório possua uma pequena saída de ar no bocal de enchimento, conhecido como respiro, de maneira a manter a pressão de interna igualada a pressão atmosférica, independentemente no nível em que o fluido se encontra no reservatório. Havendo um respiro, há a necessidade de um filtro de ar, responsável pela filtragem do ar no respiro impedindo a entrada de impurezas.

É necessário que o reservatório possua também um indicador de nível de óleo e um termômetro para o monitoramento da temperatura.

3.4 Perda de carga

Determinado o arranjo do sistema, assim como feito o dimensionamento dos elementos, realiza-se o cálculo das perdas de carga.

A determinação da perda de carga é feita em duas partes. A primeira, esta relacionada a identificação das perdas de carga distribuídas ao longo da tubulação em cada trecho devido ao escoamento e a existências de singularidades como curvas e desvios. Para o cálculo da perda

distribuída é utilizado a equação 2.50. Já a segunda, refere-se as perdas localizadas, devido aos elementos na linha de pressão, como as válvulas. Neste caso, para cada elemento já há uma indicação do fabricante sobre a perda envolvida. Em posse das duas perdas, obtém-se a perda total do sistema,

Durante o dimensionamento da bomba hidráulica, é levado em consideração as perdas de carga na linha de pressão. Esta deverá ser somada a máxima pressão do sistema para a escolha da bomba. Apesar da necessidade do valor das perdas para a definição da bomba, os parâmetros relacionados a esta, também são influentes no cálculo das perdas, o que deve ser considerado analiticamente durante a sua escolha.

3.5 Temperatura de serviço

Para a obtenção da temperatura de serviço, determinou-se primeiramente a dissipação térmica gerada ao longo do sistema a partir da equação 2.53. Tendo o valor da dissipação, foi utilizada a equação fundamental da calorimetria 2.54.

Além da dissipação térmica gerada, calculou-se a capacidade de dissipação térmica do reservatório considerando o seu volume e suas dimensões. Esta deverá ser suficiente para manter o sistema dentro de uma faixa de temperatura determinada para o tipo de operação. Caso a dissipação do reservatório não seja suficiente, deve-se aumentar o volume do reservatório, ou utilizar trocadores de calor para o resfriamento do sistema.

3.6 Seleção de componentes e acessórios

A seleção dos componentes foi feita levando-se em consideração a capacidade de suprir a demanda de serviço, as dimensões e configurações disponíveis na construção em cada subsistema. Selecionados os componentes, o projeto é novamente calculado de maneira a corroborar a compatibilidade e aplicabilidade do sistema.

Capítulo 4

Resultados

4.1 Configuração adotada

Durante o desenvolvimento do projeto conceitual, foi considerada a construção de diversos sistemas que atendessem as necessidades hidráulicas de um ou mais braços mecânicos e roçadeiras. Entretanto, observou-se que o dimensionamento de um sistema com dois braços mecânicos articulados e com duas roçadeiras hidráulicas, como idealizado por Xavier, exigiria um reservatório muito grande, que não seria o ideal para o conjunto como um todo. Concomitantemente, observou-se que a utilização de um único sistema braço roçadeira mais uma roçadeira movida a tração do trator teria como vantagem uma instalação mais simples e uma maior praticidade no manejo, atingindo uma gama maior de áreas.

Considerando os objetivos do projeto e objetivando também a viabilidade da implementação do mesmo, decidiu-se por desenvolver um projeto hidráulico que atendesse a implementação de apenas uma única roçadeira lateral, movimentado pelo braço mecânico. O sistema idealizado, implicaria em uma menor demanda de vazão, necessitando também de subsistemas bomba e reservatório menores, o que traria também ao projeto maior mobilidade quanto a instalação e independência para a implementação de uma ou duas roçadeiras posteriormente. Essa construção é exemplificada pela figura 4.1.

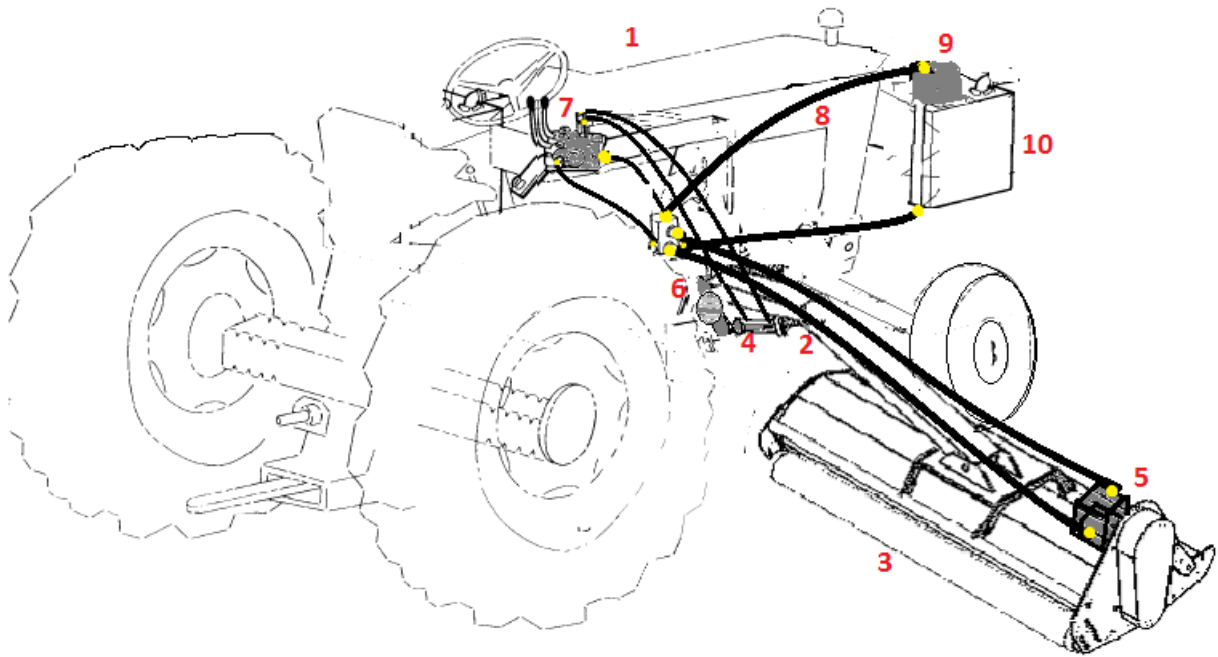


Figura 4.1: Ilustração esquemática da solução proposta

1. Trator;
2. Braço Mecânico;
3. Roçadeira;
4. Cilindro hidráulico;
5. Motor hidráulico;
6. Acumulador hidráulico;
7. Válvulas;
8. Tubulação;
9. Bomba hidráulica;
10. Reservatório hidráulico;

4.2 Planta Fluida

Determinada a configuração, construiu-se a planta fluida do sistema, apresentado na figura 4.2, de forma a analisar o arranjo dos componentes e verificar inicialmente a sua operação.

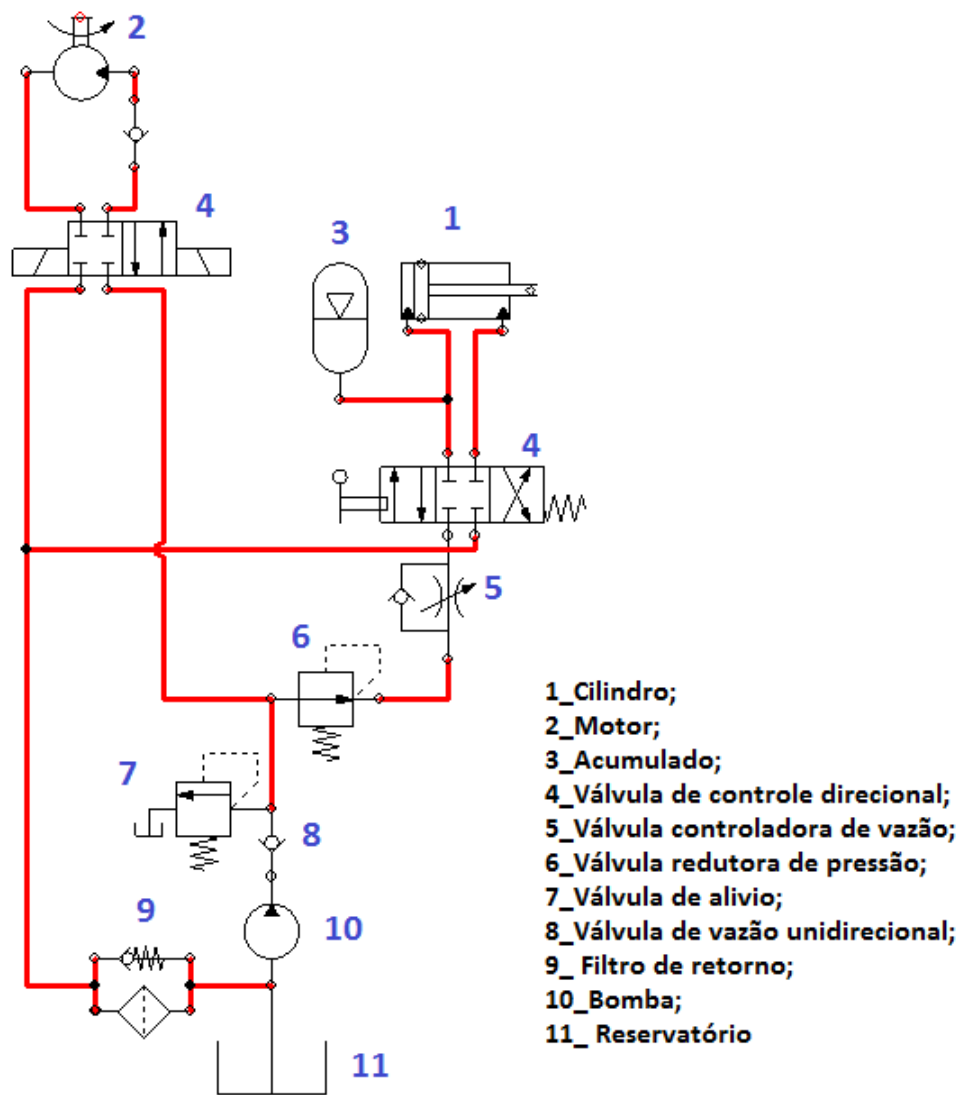


Figura 4.2: Ilustração esquemática do sistema proposto

Durante a definição das configurações foram desenvolvidos diversos arranjos como o apresentado através do Automation Studio. Observou-se que este apresentava maior facilidade em relação ao controle de fluxo e pressão ao longo do sistema, por apresentar menos variáveis interligadas.

A construção da planta fluida, permitiu uma visualização prática da influência dos componentes entre si, o que foi relevante no dimensionamento do sistema.

4.3 Diagrama Trajeto-Passo

Antes de se iniciar o dimensionamento dos componentes, foi necessária a realização de uma análise quanto ao funcionamento do sistema, permitindo a construção de um diagrama trajeto passo. São então determinados duas situações. Na primeira, considerada a ideal, tem-se o acionamento do motor hidráulico apenas depois do posicionamento do cilindro e,

do mesmo modo, o retorno da movimentação do cilindro, apenas após o desligamento do motor. Já na segunda situação, tem-se em dado momento o acionamento simultâneo do cilindro e do motor da roçadeira.

A figura 4.3, apresenta o diagrama trajeto-passo, simplificado, para ambas as situações. No diagrama, cada elemento é representado por uma letra e em cada passo é indicado se há ou não o seu acionamento.

- A- Cilindro hidráulico-Braço mecânico ;
- B- Motor hidráulico-Roçadeira lateral ;

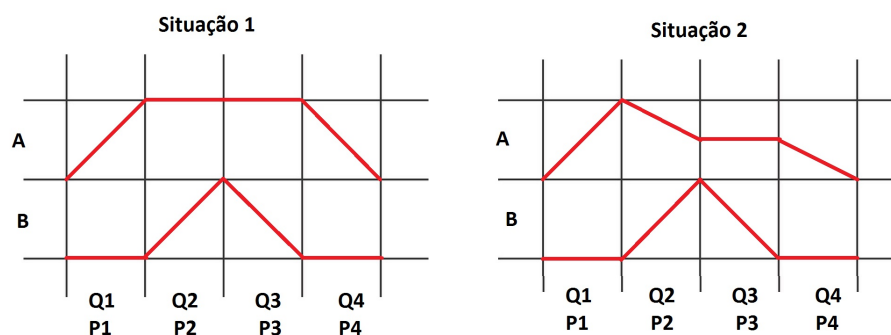


Figura 4.3: Diagrama trajeto-passo: situações 1 e 2 de operação. (Autor,2022)

Em cada passo é realizada a somatória de todas as vazões atuantes e a identificação da maior pressão entre os subsistemas, como apresentado na tabela 4.1 .

Tabela 4.1: Determinação da Vazão e da Pressão de acordo com o Diagrama Trajeto-Passo

Vazão	Situação 1	Situação 2
Passo 1	Q_A	Q_A
Passo 2	Q_B	$Q_A + Q_B$
Passo 3	Q_B	Q_B
Passo 4	Q_A	Q_A
Pressão	Situação 1	Situação 2
Passo 1	$Máx[PA]$	$Máx[PA]$
Passo 2	$Máx[PB]$	$Máx[PA; PB]$
Passo 3	$Máx[PB]$	$Máx[PB]$
Passo 4	$Máx[PA]$	$Máx[PA]$

A partir dos dois diagramas, observou-se que a condição de maior demanda será no segundo passo da Situação 2, onde ocorre simultaneamente o funcionamento dos subsistemas. Neste caso, tem-se para a vazão e pressão inicial máximas consideradas no sistema os seguintes valores:

Vazão	$QA + QB$
Pressão	$Máx[PA; PB]$

4.4 Fluxograma de projeto

O dimensionamento do sistema hidráulico foi realizado seguindo uma sequência de parâmetros e resultados obtidos de cada subsistema calculado. A figura 4.4, ilustra esquematicamente a ordem dos subsistema calculados e em quais outros os seus resultados se tornaram os parâmetros de entrada.

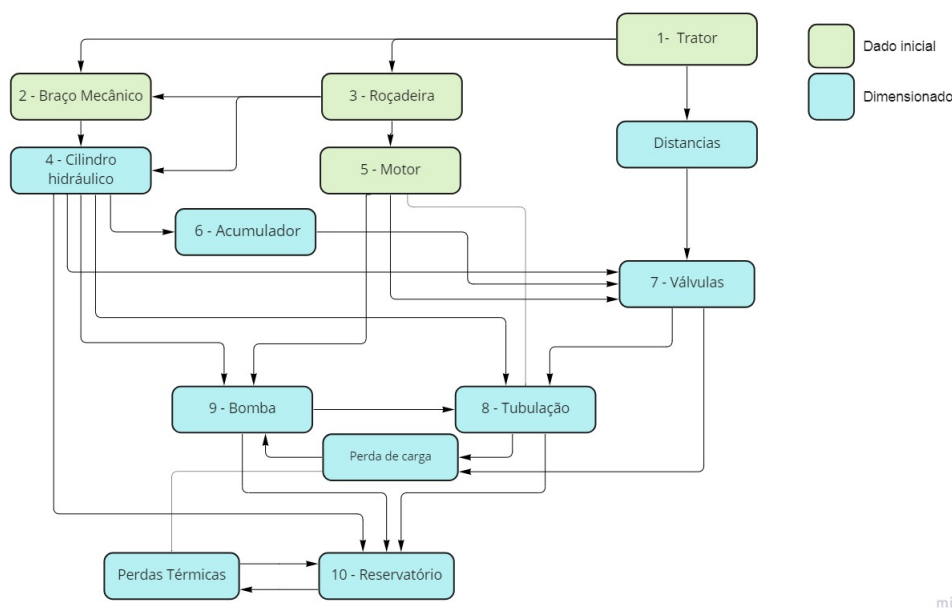


Figura 4.4: Fluxograma de desenvolvimento do dimensionamento

4.5 Dimensionamento Hidráulico

Inicialmente foram considerados os parâmetros de projeto como objetivos, demandas e limitações. Depois foram considerados os dados de entrada fornecidos pelo dimensionamento do braço mecânico, do trator e os valores de referência da roçadeira hidráulica. Com isso, seguiu-se o dimensionamento dos demais elementos.

O primeiro parâmetro determinado foi a pressão nominal a ser considerada no projeto a partir da demanda para o levantamento do braço e funcionamento da roçadeira. Com um rendimento mecânico ponderado pela literatura, definiu-se também a pressão de trabalho inicial.

O fator de segurança utilizado no projeto foi determinado de acordo com [Fialho 2004] para sistemas hidráulicos.

Através do projeto desenvolvido para o braço mecânico, tem-se as seguintes variáveis:

Tabela 4.2: Dados de entrada

Pressão nominal P_n	Determinado	21	MPa
Pressão de trabalho P_{tb}	Equação 2.10	16,8	MPa
Força de avanço F_a	Projeto do braço mecânico	52270	N
Comprimento do cilindro L	Projeto do braço mecânico	730	mm
Fator de curso c	Tabela 2.8	4	-
Comp. livre de flambagem λ	Projeto do braço mecânico	840	mm
Curso do cilindro Lh	Projeto do braço mecânico	210	mm
Mod elasticidade do aço E	Aço	200000	MPa
Coefficiente de segurança S	Determinado	3,5	-
Rendimento mecânico η_{mec}	Determinado	0,8	-

Na tabela 4.3 estão apresentadas as dimensões macros do trator, que serão consideradas no arranjo do sistema e no comprimento da tubulação.

Tabela 4.3: Dimensões macros do trator John Deere 5078E

Trecho	Dimensão [mm]
Distância entre eixos	2182
Comprimento total com o lastro e as barras de levante	4175
Comprimento total sem o lastro e sem as barras de levante	3468
Altura total considerando pneus 12.4-24 R1 / 18.4-30 R1	2791
Largura total do eixo traseiro	1454
Comprimento entre o ponto de fixação do braço e o lastro	1600
Comprimento entre o ponto de fixação do braço e a calota superior	1000

Além das dimensões externas do trator, foram considerados os parâmetros do seu sistema hidráulico para a estimativa e dimensionamento do sistema hidráulico da roçadeira.

Tabela 4.4: Sistema hidráulico do trator [Deere&Company 2019]

Bomba hidráulica	Engrenagem	-
Saída nominal da bomba	69	L/min
Máx pressão de trabalho	19,7	MPa
Categoria do levante	II	-

A tabela 4.5 apresenta os principais parâmetros do sistema hidráulico de uma roçadeira ALAMO, que serão utilizados ao longo do projeto para fins de comparação.

Tabela 4.5: Especificações do sistema hidráulico da roçadeira hidráulica - ALAMO

Modelo	Flail Mowers	
Vazão da bomba hidráulica	90,85	L/min
Máxima pressão de trabalho	27,58	MPa
Volume necessário do reservatório	94,64	L
Potência da bomba	39	kW
Diâmetro interno do cilindro	76,2	mm
Curso do cilindro	203,2	mm

A partir do desenvolvimento da metodologia aplicada no projeto, foram calculados e determinados todos os parâmetros necessários para a construção do sistema hidráulico.

4.5.0.1 Cilindro hidráulico

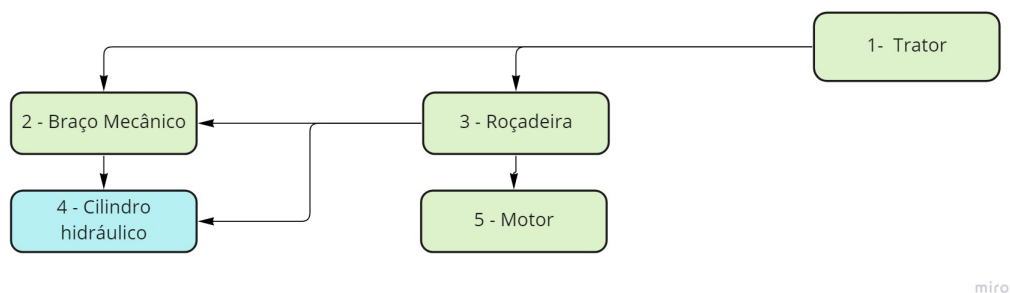


Figura 4.5: Sequência de dimensionamento-Atuador

O primeiro subsistema a ser dimensionado foi o do cilindro hidráulico. Para isso foram considerados como parâmetros de entrada os valores apresentados na tabela 4.2, conforme o segmento do fluxograma. Tais parâmetros foram definidos de acordo com as necessidades do projeto do braço mecânico, como a sua estrutura e a força necessária de operação. Com isso, obteve-se os seguintes valores para o cilindro.

Tabela 4.6: Atuador / cilindro hidráulico

Diâmetro da haste calculado D_h	Equação 2.10	63,34	mm
Diâmetro comercial D_{hc}	Catálogo Parker	63,5	mm
Diâmetro do pistão calculado D_p	Equação 2.12	70,37	mm
Diâmetro comercial D_{pc}	Catálogo Parker	101,6	mm
Pressão de trabalho do atuador $P_{tb_{at}}$	Equação 2.14	6,45	MPa
Força de retorno F_r	Equação 2.15	3,1852	N
Velocidade de avanço V_a	Equação 2.17	35	mm/s
Vazão de avanço Q_a	Equação 2.20	17	L/min
Vazão de retorno Q_r	Equação 2.22	10,4	L/min
Vazão induzida de avanço Q_{ia}	Equação 2.25	10,4	L/min
Vazão induzida de retorno Q_{ir}	Equação 2.26	17	L/min
Pressão induzida de avanço P_{ia}	Equação 2.30	10,6	MPa
Pressão induzida de retorno P_{ir}	Equação 2.31	3,9	MPa
Volume do cilindro $V_{ol_{at}}$	Equação 2.33	1,7	L

Devido ao seu princípio de funcionamento, o cilindro apresenta um bom retorno de potência. Apesar de ser relativamente pequeno, o atuador consegue responder à demanda de força com uma pressão menor que a pressão exercida sobre o cilindro. Tal características permite a construção de projetos em configurações menores sem a perda de potência.

Observa-se que a condição 2.32 que relaciona as pressões induzidas com a pressão de alimentação também foi respeitada neste caso $P_{ia} > P_{tb_{at}} > P_{ir}$.

4.5.0.2 Motor hidráulico

Os parâmetros de funcionamento do motor da roçadeira foram considerados como sendo os valores disponíveis no sistema hidráulico do trator, uma vez que este é normalmente dimensionado para suprir uma grande parcela de implementos agrícolas.

Tabela 4.7: Especificações para o motor da roçadeira

Vazão	69	L/min
Velocidade	2400	rpm
Máxima pressão de trabalho	19,7	MPa

4.5.0.3 Acumulador

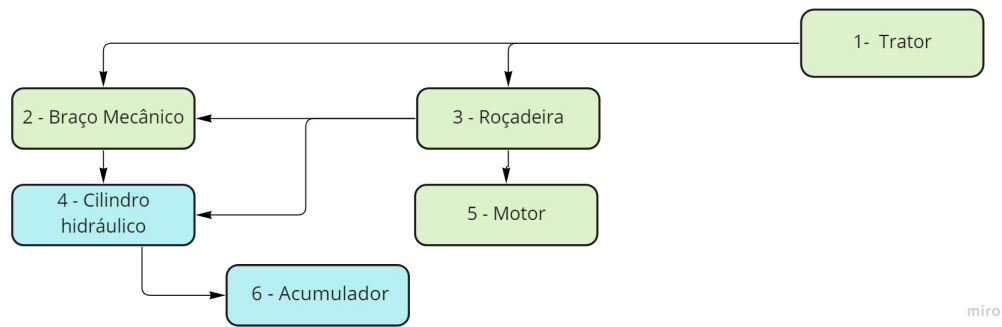


Figura 4.6: Sequência de dimensionamento-Acumulador

Considerando a finalidade e as condições de operação do atuador, definiu-se a necessidade de um acumulador como forma de compensar possíveis vazamentos de fluido no sistema, o que comprometeria o seu funcionamento. Assim foram utilizados os valores resultantes da tabela 4.6 como principais valores de referência para o dimensionamento do acumulador. A determinação da pré-carga foi feita seguindo as indicações do manual da fabricante Parker, [Hannifin 2001] e os demais parâmetros foram obtidos pelos cálculos teóricos.

Tabela 4.8: Acumulador Hidráulico

Pressão de pré-carga $P1$	Catálogo [Hannifin 2001]	5,74	MPa
Pressão máxima de operação $P2$	Estimado	10,6	MPa
Pressão mínima de operação $P3$	Estimado	6,45	MPa
Relação Z	Equação 2.44	0,89	-
Variação do volume ΔV	Estimado	0,17	L
Volume necessário do acumulador $V1$	Equação 2.43	0,734	L

A variação do volume disponível foi estimada de forma que esta seja aproximadamente 15% do volume do cilindro. Por ter o intuito apenas de compensar vazamentos, a pressão mínima considerada foi a própria pressão de trabalho do atuador. Já a pressão máxima foi estabelecida inicialmente como sendo a pressão induzida de avanço. Observou-se que a relação 2.44 também foi respeitada pelos valores considerados, estando ele entre 0,3 e 0,9.

Apesar de ter sido estabelecida uma pressão de pré carga para o desenvolvimento dos cálculos e para a seleção do acumulador, esta se torna passível de manipulação pelo operador do sistema. Entretanto, deve-se atentar às consequências de um sistema com uma pré-carga excessiva ou insuficiente.

4.5.0.4 Válvulas

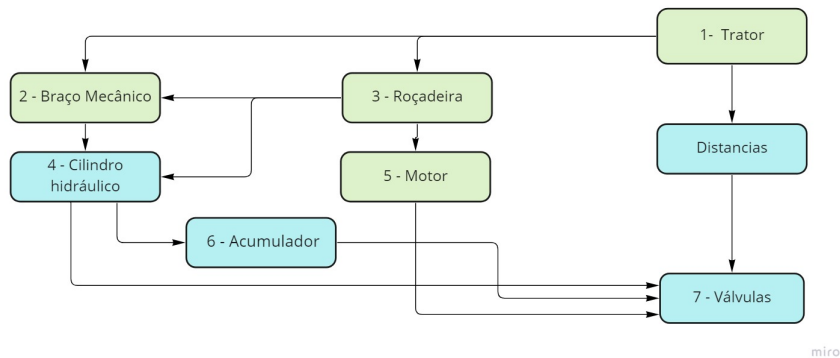


Figura 4.7: Sequência de dimensionamento-Tubulação

Para o controle de operação e conexão dos diversos elementos, cada um com demandas diferentes, fez com que seja necessário ao longo do projeto não apenas as válvulas direcionais mas também as de controle de fluxo e de pressão.

Tabela 4.9: Válvulas do sistema

Válvula	Aplicação	Trecho
Válvula de controle direcional 1	Válvula de controle do cilindro	Trecho 1
Válvula de controle direcional 2	Válvula de controle do motor	Trecho 1
Válvula de alívio/segurança	Controle da pressão do sistema	Trecho 1
Válvula redutora de pressão	Controle de pressão para o cilindro	Trecho 1
Válvula de fluxo variável unidirecional	Controle de vazão no cilindro	Trecho 2 e 3
Válvula de retenção unidirecional	Válvula de controle de vazão	Trecho 1 e 5

Para a segurança do sistema, principalmente em condições que repouso do motor e do cilindro, foi incluso no sistema uma válvula de alívio na linha de pressão, garantindo que não haja uma sobrecarga no sistema.

As válvulas de controle de vazão e redutora de pressão aplicadas no trecho 1, são relevantes para o controle do acionamento do cilindro hidráulico na movimentação do braço, pois afetam na sua velocidade. A válvula de controle de vazão foi posicionada antes da válvula direcional com o intuito de prover o controle tanto no avanço quanto no retorno do sistema.

Para o subsistema da bomba e do motor, é necessária a utilização da válvulas de retenção de fluxo de forma a garantir que não haja o retorno do fluido no sistema.

4.5.0.5 Tubulação

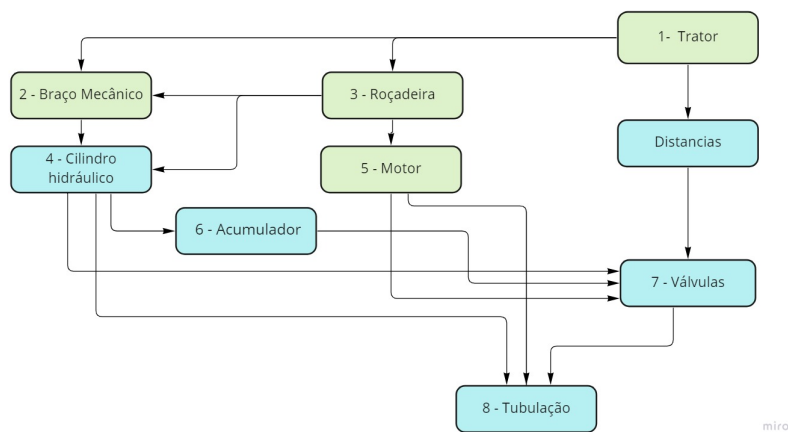


Figura 4.8: Sequência de dimensionamento-Tubulação

O comprimento e as especificações da tubulação foram obtidos de acordo com as dimensões do trator, tabela 4.3, e com o melhor posicionamento considerado para cada componente, conforme a figura 4.1. Para isso a tubulação foi dividida em trechos, conforme indicado na tabela 4.10.

Tabela 4.10: Comprimentos das linhas

Trecho	Descrição	Estimado	Comprimento (mm)	Unidade
Trecho 1	Bomba hidráulica - válvula direcional	Estimado	2000	mm
Trecho 2	Válvula direcional- atuador hidráulico	Estimado	1500	mm
Trecho 3	Atuador hidráulico-Válvula	Estimado	1500	mm
Trecho 4	Válvula direcional - Motor hidráulico da roçadeira	Estimado	3000	mm
Trecho 5	Motor hidráulico da roçadeira - Válvula hidráulica	Estimado	3000	mm
Trecho 6	Válvula-Bomba hidráulica	Estimado	2000	mm

Já para o dimensionamento da tubulação, foram consideradas as demandas do atuador, tabela 4.6, e do motor da roçadeira, tabela 4.7. Foram considerados principalmente os fatores pressão, vazão, tipo do escoamento desejado e a temperatura de operação .

Tabela 4.11: Parâmetros para cada trecho da tubulação

	Trecho	Trecho 1	Trecho 2	trecho 3	Trecho 4	Trecho 5	Trecho 6	
Pressão P_{tub}	Tab: 4.6 e 4.7	23	6,5	6,5	20	20	23	MPa
Vazão Q_{tub}	Tab: 4.6 e 4.7	86	17	17	1150000	69	69	L/min
Velocidade $V_{el_{esc}}$	Eq 2.46	6000	4299	4299	6000	6000	6000	mm/s
D. interno D_t	Eq 2.47	8,68	4,6	4,6	7,8	7,8	8,68	mm
D. comercial DC_t	Catálogo	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	9,5	mm
N Reynolds Re	Eq 2.45	1800	1300	1300	1800	1800	1800	-
Fator de atrito ψ	Equação 2.8	0,05	0,07	0,07	0,05	0,05	0,05	-
Vol. na tubulação V_{tub}	Equação 2.49	117597	23748	23748	142366	142366	117597	mm ³

4.5.0.6 Perda de carga

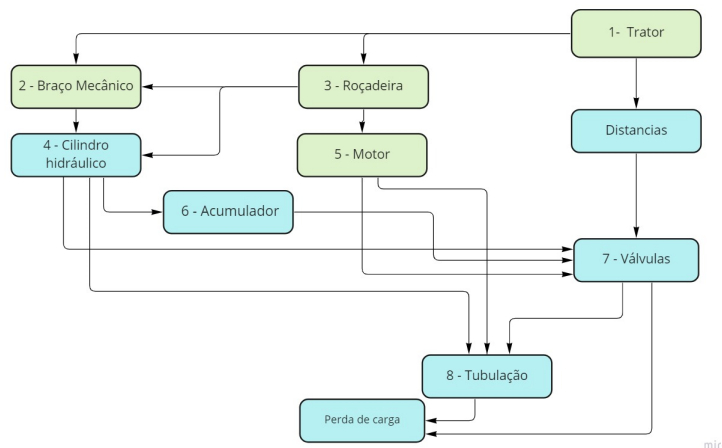


Figura 4.9: Sequência de dimensionamento-Perda de carga

As perdas de carga em cada trecho foram resultantes do atrito do escoamento do fluido com a tubulação e devido às singularidades e elementos existentes. As perdas distribuídas são influenciadas pelas vazões e pressões demandadas, tabelas 4.6 e 4.7, pelo tipo de tubulação e pelo tipo de fluido hidráulico. O fator das perdas de carga localizadas variaram a de acordo com a finalidade e geometria de cada válvula conforme a tabela 4.9.

Tabela 4.12: Perda de carga

	Trecho	Trecho 1	Trecho 2	trecho 3	Trecho 4	Trecho 5	Trecho 6	
P. distribuída PdC_d	Eq 2.50	0,49	0,76	0,46	0,75	0,75	0,49	MPa
P. localizada PdC_v	Fabricante	0,30	0,30	0	0,30	0,1	0	MPa
P. Total ΔP_{tub}	Eq 2.51	2,72	MPa	-	-	-	-	-

Observa-se que a perda de carga total é quase 14% do valor da maior pressão considerada no sistema. A parcela mais significativa é da perda de carga localizada, uma vez que esta afeta diretamente o fluxo do sistema. O resultado também foi considerado para o dimensionamento da bomba de forma a satisfazer a condição 2.52.

4.5.0.7 Bomba hidráulica

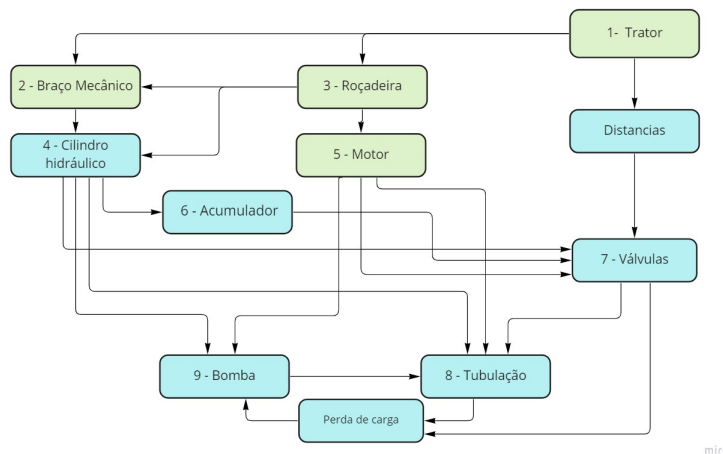


Figura 4.10: Sequência de dimensionamento-Bomba hidráulica

Inicialmente, o dimensionamento da bomba foi feito a partir das pressões e vazões necessárias para o funcionamento do cilindro e da roçadeira, aplicados ao diagrama trajeto-passo, conforme explanado na metodologia. Em posse do valor máximo para a pressão, acrescenta-se a perda de carga total calculada anteriormente, uma vez que a bomba deve considerar não apenas a pressão demandada, mas as perdas ao longo do sistema.

Tabela 4.13: Bomba hidráulica

Pressão da bomba P_B	Condição 2.36	23	MPa
Vazão Q_B	Condição 2.35	86	L/min
Volume de absorção Vol_{abs}	Equação 2.37	51,34	cm^3/rot
Momento de torção absorvido M_t	Equação 2.38	35033	Nm
Potência absorvida N	Equação 2.39	35	kW

Observa-se uma boa aproximação de valores em relação a bomba da roçadeira Alamo como apresentado na tabela 4.5.

4.5.0.8 Reservatório

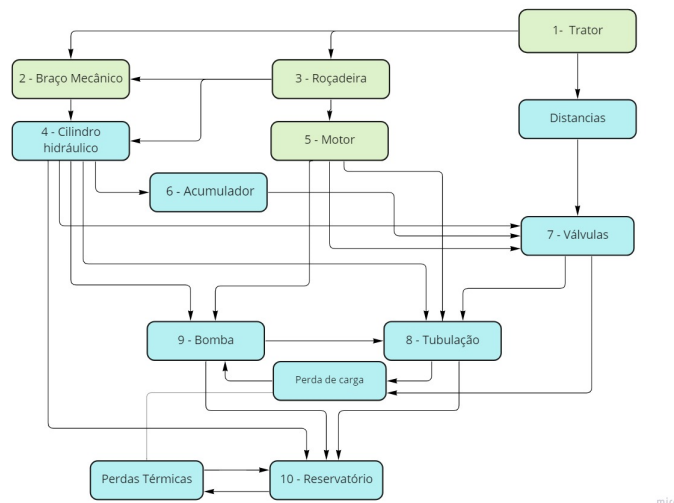


Figura 4.11: Sequência de dimensionamento-Reservatório

Para o dimensionamento do reservatório, foi considerado além da vazão da bomba hidráulica, tabela 4.13, os volumes internos de toda a tubulação e do atuador hidráulico, tabelas 4.11 e 4.6 .

Tabela 4.14: Reservatório

Volume do reservatório Vol_{res}	Equação 2.40	105,5	L
Dimensões Comp. x larg. x altura	Estimada	780 x 520 x 260	mm
Massa do fluido M_{fluido}	Equação 3.1	92,95	kg
Taxa de dissipação térmica q_2	Equação 2.41	0.29	kW

O fator de multiplicação escolhido para a determinação do volume através de vazão necessária da bomba foi de 1,2. Ao se analisar a vazão da bomba e o volume do reservatório oferecidos para a roçadeira de referência, tabela 4.5, tem-se que há um fator de 1,04 aproximadamente, o que faz com que a escolha 1,2 seja aceitável. A questão do tamanho e do peso total do reservatório também foram termos importantes a serem considerados, uma vez que todo o sistema será instalado na estrutura do trator.

Em relação a taxa de troca de calor, observa-se que dimensões estimadas de acordo com o volume, não garantem uma taxa de dissipação suficiente para compensar a taxa gerada pelo atrito do sistema, o que geraria um aumento da temperatura ao longo do seu funcionamento. Entretanto, o dimensionamento em função de uma dissipação térmica suficiente para a troca de calor, resultaria em um reservatório maior que o necessário para suprir a demanda volumétrica. Por se tratar de um sistema que busca juntamente com o desempenho uma otimização de espaço, não será considerada este quesito na sua seleção. Assim, para o resfriamento do sistema, será necessária a utilização de um trocador de calor no reservatório.

Tabela 4.15: Perdas térmicas

Dissipação por perda de carga q_1	Equação 2.53	3,9	kW
Dissipação do reservatório q_2	Equação 2.41	0,29	kW

Finalizado o dimensionamento, comparou-se os principais parâmetros obtidos com os apresentados pela roçadeira comercial. Observa-se que os valores obtidos apresentam certa proximidade com os valores de um sistema já existente no mercado.

Tabela 4.16: Tabela comparativa- roçadeira hidráulica ALAMO - sistema projetado

Especificações	Flail Mowers - ALAMO	Projetado	
Vazão da bomba hidráulica	90,85	86,03	L/min
Máxima pressão de trabalho	27,58	23	MPa
Volume necessário do reservatório	94,64	105,51	L
Potência da bomba	39	35	kW
Diâmetro interno do cilindro	76,2	101,6	mm
Curso do cilindro	203,2	210	mm

4.6 Seleção de componentes

A partir do dimensionamento dos subsistemas, foram selecionados por meio de catálogos de fabricantes, os equipamentos que melhor supriam a demanda. Os parâmetros referentes aos elementos selecionados foram posteriormente inseridos nos cálculos, confirmando a operacionalidade do sistema.

Seleção do cilindro hidráulico

Para a seleção do cilindro, observa-se primeiramente a série, de acordo com o fabricante para o atendimento da pressão máxima de trabalho. Definido a série, determina-se o grupo com o tipo de fixação que atende o projeto. Neste grupo, seleciona-se primeiramente o diâmetro da haste e depois o diâmetro do pistão. Definido os diâmetros, é indicado no catálogo dimensões das partes estruturais básicas do modelo selecionado, para que possam ser acrescentados ao curso necessário.

No caso da fabricante Parker, a empresa disponibilista em seu site, um programa computacional que possibilita a construção do cilindro desejado, de acordo com os parâmetros desejados e disponibilizados. O modelo desenvolvido para este projeto, está apresentado no final do projeto.

Tabela 4.17: Seleção do cilindro

Fabricante	Parker		
Série do cilindro	2H		
Estilo de montagem	SB		
Parâmetros	Dimensionado	Selecionado	
Pressão de trabalho P_{tb}	16,8	20,7	<i>MPa</i>
Comprimento do cilindro L	730	647,7	<i>mm</i>
Curso do cilindro Lh	210	254	<i>mm</i>
Diâmetro da haste Dh	63,34	63,5	<i>mm</i>
Diâmetro do pistão D_p	70,37	101,6	<i>mm</i>



Figura 4.12: Cilindro Parker 4.00SBRDHBG424M10.000

Mangueira selecionada

A seleção das mangueiras foi feita primeiramente considerando o tipo do material, sua estrutura interna e a pressão máxima de trabalho. Determinado o modelo, são selecionadas aquelas com os diâmetros mais próximos aos dimensionados.

Tabela 4.18: Tubulação selecionada

Fabricante	Lenz Brasil		
Série	100R2		
Conformidade	SAE 100 R2AT/2SN - ISO 1436 - EN 853		
Parâmetros	Dimensionado	Selecionado	
Diâmetro interno	9,5	9,5	<i>mm</i>
Diâmetro Externo	19,7	19,7	<i>mm</i>
Pressão de trabalho	20	27,6	<i>MPa</i>
Pressão de ruptura	-	110,2	<i>MPa</i>
Raio de curvatura	-	240	<i>mm</i>
Temperatura de trabalho	20 – 45	-40 + 100	



Figura 4.13: Mangueira 100R2

Válvula direcional

As válvulas de controle direcional são dimensionadas conforme a sua finalidade, o modo de acionamento e faixa de vazão e pressão máximas suportadas. Por possuírem faixas de vazão diferentes, foram selecionadas dois tipos de válvulas de controle, um para o sistema de acionamento do motor e outra para o atuador linear.

Válvula 1

Tabela 4.19: Válvula de controle direcional

Especificações	Válvula de controle direcional		
Fabricante	Parker		
Série	V10		
Parâmetros	Dimensionado	Selecionado	
Vazão de operação máxima	17	57	<i>L/min</i>
Pressão máxima de operação	16,8	24	<i>MPa</i>
Método de controle	Alavanca	Alavanca	



Figura 4.14: Válvula de controle serie V10

Válvula 2

Tabela 4.20: Válvula de controle direcional

Especificações	Válvula de controle direcional		
Fabricante	Parker		
Série	V20		
Parâmetros	Dimensionado	Selecionado	
Vazão de operação máximo	86	95	mm^3/s
Pressão máxima de operação	20	24	MPa
Método de controle	Botão elétrico	Botão elétrico	

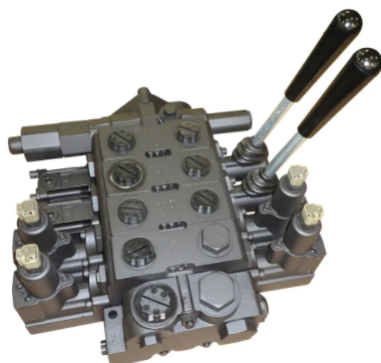


Figura 4.15: Válvula de controle serie 20V

Bomba hidráulica

Para a seleção foi considerado o tipo de bomba mais indicado para o tipo de operação e fluido hidráulico usado. Após definido o tipo, segue-se para a série que atenda a faixa de pressão demandada. Posteriormente são consideradas as características volume de absorção, vazão e potência absorvida.

Tabela 4.21: bomba hidráulica

Especificações	Bomba		
Fabricante	Parker		
Série	Bomba de engrenagem PGP315-07		
Largura da engrenagem	1 – 1/2" Peso	7,7	kg
Parâmetros	Dimensionado	Selecionado	
Máxima Pressão	23	24	MPa
Vazão volumétrica	86	96	L/min
Rotação máxima	2100	3000	rpm
Potencia	35	37	kW
Volume de absorção	51	53	cm^3/rot



Figura 4.16: Bomba hidráulica Parker PGP315

Acumulador

Para a seleção do acumulador, define-se o modelo que será utilizado. Posteriormente, encontra-se a série cujas faixas de volume e pressão máxima melhor atendam as necessidade da demanda. Depois é considerado a pressão de pré-carga.

Tabela 4.22: Acumulador hidráulico

Especificações	Acumulador		
Fabricante	Parker		
Modelo	DA-1.00L-210BAR-10984801125		
Peso	3,5kg		
Parâmetros	Dimensionado	Selecionado	
Volume do acumulador V_1	0,734	1	L
Pressão de pré-carga P_1	5,75	13	MPa
Pressão máxima de operação P_2	10,6	21,0	MPa
Pressão mínima de operação P_3	6,45		MPa
Variação máxima de pressão	4,48	17	MPa



Figura 4.17: Acumulador hidráulico DA-1.40L-210BAR-10996601125

Reservatório

A seleção do reservatório é feita primeiramente considerando o tipo do sistema e a sua capacidade volumétrica. Em posse do reservatório que atenda o volume mínimo necessário, verifica-se as dimensões do mesmo para obtenção de informações quanto à sua taxa de transferência de calor necessária.

Tabela 4.23: Reservatório hidráulico Selecionado

Especificações	Reservatório		
Fabricante	Hidracomp		
Código	RST-120		
Parâmetros	Botão elétrico	Selecionado	
Capacidade volumétrica	105,5	120	<i>L</i>
Dimensões Comp. x larg. x altura	780 x 520 x 260	632 x 480 x 475	<i>mm</i>
Tampa de inspeção	-	Alumínio fundido	
Dreno	-	1/2" NPT	
Construção	-	SAE 1006 /12	

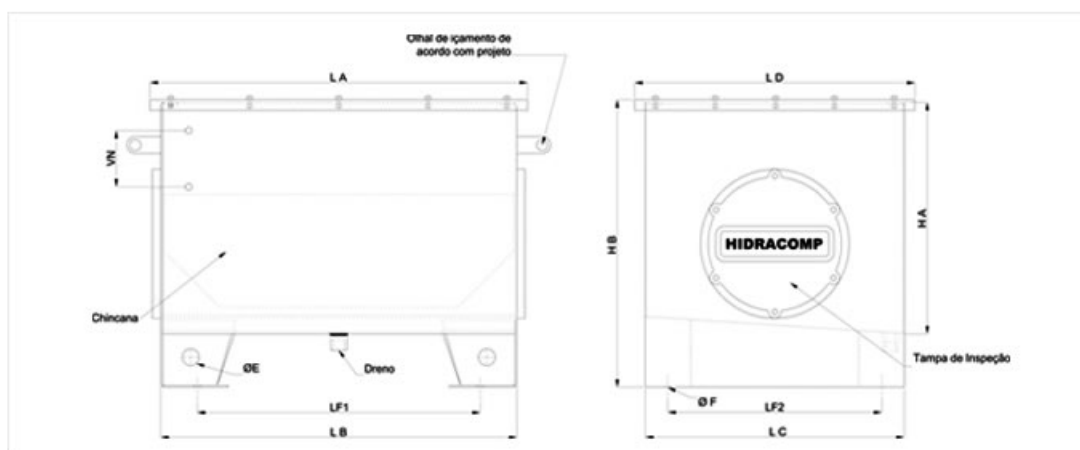


Figura 4.18: Reservatório Hidracomp RST-120

Capítulo 5

Conclusão

Tendo como base todos os objetivos e as necessidades a serem supridas, o projeto foi desenvolvido de maneira a não apenas suprir as demandas, mas também de forma a buscar o melhores resultados no que se refere a arranjo, segurança, praticidade e viabilidade de construção e adaptação no trator. Para tanto, foi desenvolvida uma metodologia que buscasse relacionar todos os requisitos e parâmetros para a construção do projeto.

Ao longo da construção da fundamentação teórica e conceitual, ao se avaliar os fatores que influenciam no projeto, percebe-se que as variáveis de entrada se relacionam mutuamente, gerando um cenário onde os requisitos de projeto são atendidos por diversas soluções. Desta forma, foi necessário uma análise crítica em relação a todos os fatores e requisitos de projeto ponderando-se os custos e benefícios e se fazendo concessões em determinados pontos para que uma solução eficiente e comercialmente viável fosse atingida. Os principais fatores externos que influenciaram no dimensionamento foram as características espaciais do sistema braço mecânico, o fato de ser um sistema acoplado a uma estrutura móvel e as características da roçadeira a ser escolhida. Os detalhes da roçadeira influenciam diretamente na potencia demandada do cilindro hidráulico e nas vazões e pressões de todo o sistema.

Durante a construção da metodologia e dimensionamento do reservatório, observou-se que a teoria, em sua grande maioria, sugere como usual o dimensionamento de um reservatório com vezes o volume referente a vazão da bomba em litros por minuto. Tal critério visa garantir a segurança de operação do sistema e um volume necessário para o preenchimento da tubulação ao longo do sistema. Entretanto, considerando ser um sistema móvel, o superdimensionamento do reservatório pode comprometer a instalação do sistema no trator e sua operação. Considerando tal fator, foi obtido referencias que sugerem que, sistemas hidráulicos móveis, o reservatório, pode ser dimensionado como sendo um múltiplo de 1 a 2 vezes a vazão da bomba, o que foi corroborado ao se comparar com sistemas hidráulicos já existente no mercado. Com isso, foi utilizado para o projeto, além de um fator de 1,2, a soma de todo o volume da tubulação e do cilindro hidráulico, compensando além das necessidades fluidas, a taxa de dissipação térmica. Outro ponto a ser observado no dimensionamento do reservatório, foi o seu dimensionamento em relação a dissipação de calor gerado ao longo do sistema.

Para que o reservatório fosse capaz de suprir a geração de calor apenas considerando o seu volume, necessitaria de uma área superficial muito grande. Com isso, em função do seu tipo de operação, se vê necessário a utilização de um trocador de calor no sistema.

Apesar do projeto estrutural do braço mecânico desenvolvido por Xavier, [Xavier 2021], utilizado como base para os parâmetros iniciais para o desenvolvimento deste projeto, o sistema hidráulico foi desenvolvido para suprir apenas um sistema braço-roçadeira. Entretanto, a metodologia desenvolvida foi criada de maneira que possibilite de maneira simples o dimensionamento do sistema para suprir o projeto base, o que se torna alternativas para projetos futuros.

Ao se comparar com conjuntos de roçadeira já existentes no mercado, o projeto apresenta como vantagem a fácil adaptação do arranjo do sistema ao trator, possuindo em suas principais especificações dos equipamentos os seguintes valores:

Cilindro hidráulico	Pressão de trabalho	6,45	<i>MPa</i>
	Força de avanço	52270	<i>N</i>
	Vazão de avanço	17	<i>L/min</i>
	Diâmetro do cilindro	101,6	<i>mm</i>
Bomba hidráulica	Pressão Máxima	23	<i>MPa</i>
	Vazão	86	<i>L/min</i>
	Potência absorvida	35	<i>kW</i>
Reservatório hidráulico	Volume	105,5	<i>L</i>
	Dimensões	780x520x260	<i>mm</i>
Tubulação	Perda de carga	2,72	<i>MPa</i>

Ao compararmos os principais resultados obtidos com os valores da roçadeira hidráulica já existente no mercado, como apresentado na tabela 4.16 observa-se que estes apresentam certa proximidade, quando analisadas proporcionalmente. Esta relação mostra-se de extrema relevância, pois apesar de ainda haver a necessidade de mais detalhamentos no dimensionamento do sistema, indica uma funcionalidade satisfatória da metodologia.

Por fim, tem-se como recomendações para trabalhos futuros o estudo mais detalhado de cada subsistema, analisando suas características de rendimento falhas e o desenvolvimento do projeto para o atendimento de braços e roçadeiras de ambos os lados do trator, como idealizado por [Xavier 2021] juntamente com a construção de seu protótipo com o sistema hidráulico.

Bibliografia

- [Camilo 2020] Camilo, S. (2020). Talhadas para grandes desafios. *Revista M&T-Mercado e Tecnologia*.
- [Coelho 2015] Coelho, L. F. (2015). Projeto de mini-escavadeira de fácil mobilidade. B.S. thesis, Universidade Tecnológica Federal do Paraná.
- [Deere&Company 2019] Deere&Company (2019). Tratores série 5078e.
- [Fialho 2004] Fialho, A. B. (2004). *Automação hidráulica: Projetos, dimensionamento e análise de circuitos, 2ª edição*. Érica.
- [Fialho 2019] Fialho, A. B. (2019). *Automação hidráulica: Projetos, dimensionamento e análise de circuitos, 7ª edição*. Érica.
- [Group Inc 2012] Group Inc, A. . (2012). Operators manual. *Seguin Texas*.
- [Hannifin 2000a] Hannifin, P. (2000a). Manual de treinamento mangueiras e conexões. *Jacareí São Paulo: Centro Didático de Automação Parker Hannifin*.
- [Hannifin 2000b] Hannifin, P. (2000b). Tecnologia hidráulica industrial. *São Paulo: Centro Didático de Automação Parker Hannifin*.
- [Hannifin 2001] Hannifin, P. (2001). Acumuladores hidráulicos. *Jacareí São Paulo: Centro Didático de Automação Parker Hannifin*.
- [Hennings 2021] Hennings (2021). Catálogo técnico. *Santa Catarina, Matriz. Blumenal*.
- [Ind 2001] Ind, P. H. (2001). Tecnologia hidráulica industrial. *Jacareí, SP - Brasil. Tecnologia Hidráulica industrial*.
- [MARINHO 2020] MARINHO, G. (2020). Design de sistemas hidráulicos. *Hidráulica e Pneumática*.
- [SENAR 2016] SENAR (2016). Mecanização: operação de tratores agrícolas. *Serviço Nacional de Aprendizagem Rural*.
- [Simões 2016] Simões, R. M. I. (2016). *Sistemas hidráulicos e Pneumáticos*. Editora e Distribuidora Educacional S.A.

[Xavier 2021] Xavier, M. C. (2021). Projeto estrutural de braço mecânico articulado para roçadeira flv 225. *Graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal de Brasília.*

A-APÊNDICES

A1- Estimativa de Custo

Este apêndice apresenta uma estimativa de custo dos principais elementos do sistema hidráulico desenvolvido neste projeto. A estimativa aqui apresentada, não se refere ao valor total do sistema hidráulico, uma vez que há a necessidade de ser acrescentado os valores dos elementos de conexão, de monitoramento e do processo de fabricação.

A estimativa de custo, foi realizada a partir de pesquisas em sites de fabricantes e comercializantes, de produtos semelhantes aos dimensionados no projeto. Serão apresentados os valores unitários, as quantidades e o valor total para cada componente.

O custo estimado das mangueiras foi feito de acordo com a demanda de comprimento do projeto. A venda das mangueiras é comumente realizada em unidades de 5 ou 10 m de comprimento. Estimou-se uma demanda de 13 metros de mangueira para o projeto, em trechos de 1, 5, 2 e 3 metros. Assim, optou-se por desenvolver uma estimativa considerando a compra de unidades de 5 metros de comprimento.

Para ao custo da estrutura do braço mecânico, foi considerado o valor fornecido no projeto desenvolvido por Matheus Xavier [Xavier 2021]. Tendo que o projeto de referencia se trata da fabricação de dois braços mecânicos, o valor considerado nesta estimativa será de metade do valor inicial do projeto.

A tabela 5.1, apresenta os valores estimados para os principais elementos considerados no projeto, obtendo um total de R\$28.960,50.

Tabela 5.1: Estimativa de custo dos principais componentes

Sistema	Subsistema	Vendedor	Valor por unidade	Unidade	Valor
	Cilindro hidráulico	FAMAQ	R\$ 1.320	1	R\$ 1.320
	Acumulador	Agrotrator	R\$1.784,00	1	R\$1.784,00
	Tubulação	SODIVEL	R\$341,56	3	R\$1.025,00
	Válvula 1	Hidropress	R\$369,00	1	R\$369,00
	Válvula 2	Hidropress	R\$679,00	1	R\$679,00
Sistema hidráulico	Válvula de alívio	Hidropress	R\$419,00	1	R\$419,00
	Válvula de retenção	Hidropress	R\$190,00	2	R\$380,00
	Válvula reguladora de vazão unidirecional	Hidropress	R\$325,00	1	R\$325,00
	Válvula redutora de pressão	Agrotrator	R\$486,50	1	R\$486,50
	Bomba hidráulica	Hidropress	R\$1.790,00	1	R\$1.790,00
	Reservatório	Jacto	R\$8.983,81	1	R\$8.984,00
Braço mecânico	Braço mecânico	Projeto [Xavier 2021]	R\$22.797,86	1/2	R\$11.399,00
		Total			R\$28.960,50

A2 - Configurações do sistema considerado

Neste apêndice, são apresentadas as configurações dos sistemas considerados para a obtenção do projeto a ser desenvolvido. Foram considerados em cada configuração os fatores:

- Numero de roçadeiras;
- Número de braços;
- Posicionamento do reservatório;

Ressalta-se que a quantidade de roçadeiras em cada uma das configurações implica na produtividade de cada casos considerados. Este fator torna-se relevante na tomada de decisão.

- Configuração 1: Configuração com três roçadeiras, duas com a utilização de dois braços mecânicos e uma no engate de três pontos na traseira do trator. Sistema constituído de único reservatório adaptado posicionado na traseira do trator, figura 5.1 . Esta configuração implica na substituição da bomba e do reservatório original do trator para outros de maior capacidade. Tal configuração demanda uma maior vazão do sistema o que influenciará também no diâmetro da tubulação;

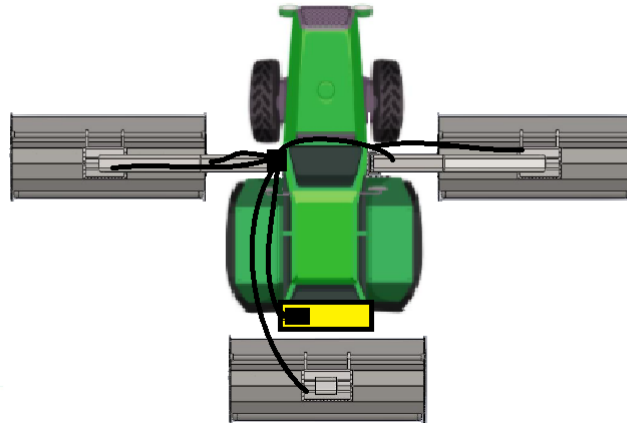


Figura 5.1: Configuração 1 [Autor2021]

- Configuração 2: configuração com três roçadeiras, duas com a utilização de dois braços mecânicos e uma no engate de três pontos na traseira do trator. Serão dois reservatório sendo um o próprio reservatório do sistema hidráulico do trator, direcionado para a roçadeira traseira e o outro um reservatório adaptado na parte frontal para as roçadeiras laterais (figura 5.2). Nesta configuração, além de se manter o sistema original do trator, a nova bomba e reservatório a serem dimensionados serão menores em relação a Configuração 1 já que haverá a diminuição da vazão, influenciando também no dimensionamento das mangueiras hidráulicas.

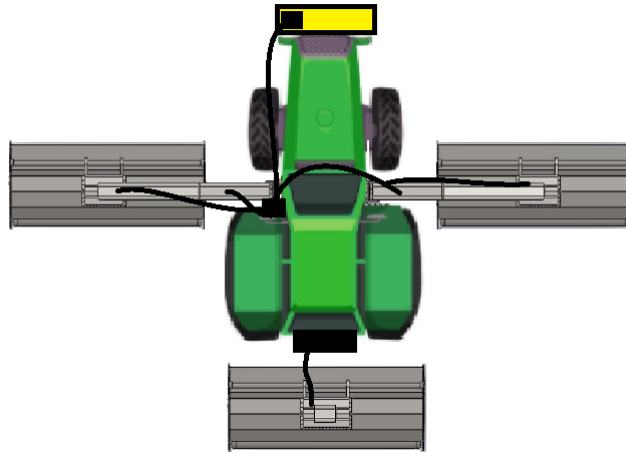


Figura 5.2: Configuração 2 [Autor2021]

- Configuração 3: configuração de três roçadeiras, duas com a utilização de dois braços mecânicos e uma no engate de três pontos na traseira do trator. Conterá com dois reservatório sendo um o próprio reservatório do sistema hidráulico do trator, direcionado para a roçadeira traseira e o outro um reservatório adaptado na parte lateral para as roçadeiras laterais (figura 5.3). De maneira semelhante à configuração 2, esta configuração demanda de um sistema hidráulico de capacidade mais baixa em relação a configuração 1, entretanto, a mudança do posicionamento hidráulico influencia na perda de carga do sistema o que influenciará nos diâmetros da tubulação;

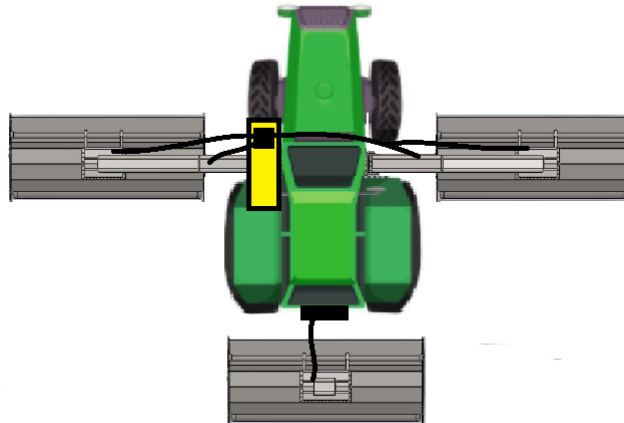


Figura 5.3: Configuração 3 [Autor2021]

- Configuração 4: configuração com duas roçadeiras, uma no engate de três pontos e outra na lateral com a utilização do braço mecânico. Necessita-se de um único reservatório adaptado ao sistema (figura 5.4). Uma vez que o sistema hidráulico do trator possui uma determinada limitação, para a utilização de duas roçadeiras em um único

sistema, será necessária a substituição do sistema original para um com uma bomba e um reservatório de maior capacidade;

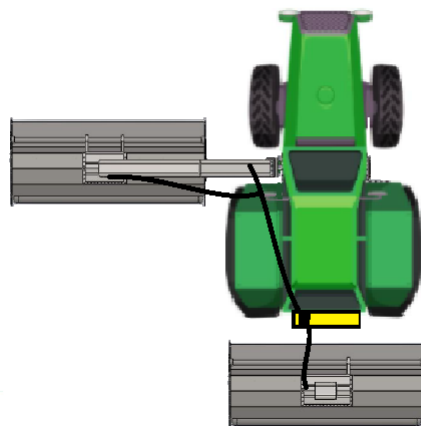


Figura 5.4: Configuração 4 [Autor2021]

- Configuração 5: configuração com duas roçadeiras, uma no engate de três pontos e outra na lateral com a utilização do braço mecânico. Considera-se o reservatório original e um reservatório adaptado na lateral (figura 5.5). Esta configuração implica em um dimensionamento simples, necessitando de uma bomba e um reservatório de menor capacidade em relação aos sistemas de três roçadeiras, já que é necessário apenas um braço hidráulico neste caso. Assim as dimensões da tubulação sofrerão uma redução conforme a diminuição da vazão e do seu comprimento total ;

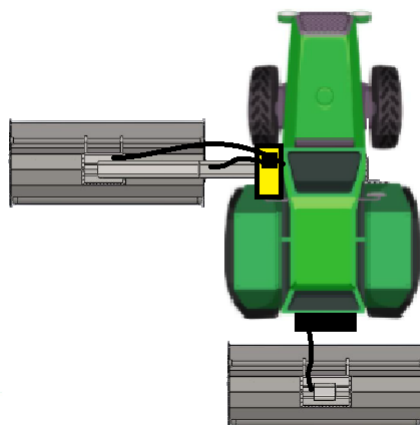


Figura 5.5: Configuração 5[Autor2021]

- Configuração 6: configuração com uma única roçadeira lateral com a utilização do braço mecânico e considerando o reservatório do sistema hidráulico original do trator (figura 5.6). Nesta configuração necessita-se apenas do dimensionamento dos elemen-

tos que envolvem a utilização da roçadeira acoplada ao braço articulado, atuadores, conexões, válvulas e acessórios.

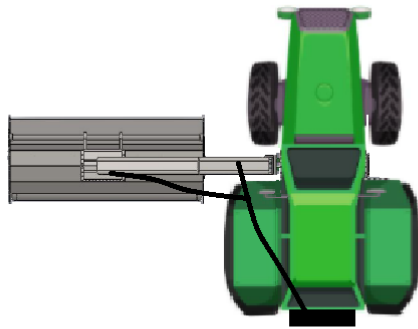


Figura 5.6: Configuração 6 [Autor2021]

A3 – Rotina de cálculos

```
% Universidade de Brasília
% Faculdade de Tecnologia
% Departamento de Engenharia Mecânica

% Eliza Mieka Sakazaki
% Projeto de Graduação
% Dimensionamento mecânico do sistema hidráulico de um braço articulado
%%
clc
clear all
close all

%Dados iniciais
Pn=21; %Pressão Nominal [MPa]
Fap=52270; %Força de avanço para movimentação do braço[N]
n_mec=0.8; %Rendimento mecânico
Ptb=Pn*n_mec; %Pressão de Trabalho [MPa]
L=730;%Comprimento do cilindro [mm]

g=9806.65; %aceleração da gravidade [mm/s]

c=4; %Fator de curso de acordo com o tipo de fixação
Lh=210; %Curso do cilindro [mm]
lamb=c*Lh; %Comp_livre de flambagem [mm]

Ta=6; %Tempo de avanço [s]

%% Dimensionamento do Cilindro

E=200000; %Mod elasticidade do aço [MPa]
S=3.5; %Coeficiente de segurança

%Inercia e Carga de flambagem
Dh=((64*S*(lamb^2)*Fap)/((pi^3)*E))^(1/4);%Diam inicial da haste [mm]
J=(Dh^4*pi)/64;%Momento de inercia [mm^4]
K=(pi^2*E*J)/(lamb^2);%Carga de Flambagem segundo Euler [N]
Fa=K/S;%Força de avanço máxima permitida [N]

Dhc=63.5; %Haste comercial

%Diametro do pistão (Dp)
Dp=((4*Fa)/(pi*Ptb*n_mec))^(1/2); %Diametro do pistão calculado

Dpc=101.6;%Diametro do pistão Comercial

Ap=pi*(Dpc^2)/4; %Area do pistão
Ah=pi*(Dhc^2)/4; %Area da haste

%Verificação

%Pressão de trabalho recalculado
Ptb_at=Fa/(pi*(Dpc^2/4));

%Velocidade e Vazão
t_av=6; %Tempo de avanço do atuador [s]
t_re=6; %Tempo de retorno do atuador [s]
```

```

%Velocidades e vazões no curso
Va=Lh/t_av; %Velocidade de avanço
Q_a=Va*Ap; %Vazão de avanço

Vr=Lh/t_re; %Velocidade de retorno
Ac=Ap-Ah; %Area da coroa
Q_r=Vr*Ac; %Vazão de retorno

Fr=Ptb_at*Ac; %Força de retorno Verificar

%Vazão Induzida
Qia= Va*Ac;%Vazão induzida de avanço
Qir=Vr*Ap;%Vazão induzida de retorno

%Pressão induzida
Pia=Fa/Ac; %Pressão induzida de avanço
Pir=Fr/Ap; %Pressão induzida de retorno

Vol_at=Ap*Lh; %Volume [mm³]

%% Sistema Roçadeira

Q_roc=1150000; %Vazão da roçadeira [mm³/s]
Ptb_roc=20; % Pressão de trabalho [MPa];

%% Tubulação

%Numero trechos
n=6; %numero de linhas
mu=32; %Viscosidade cinematica [mm²/s]
rho=8.81*10^(-7); %Massa especifica [kg/mm³]
Q_total=Q_roc+Q_a;

for m=1:1:n

L_linha=[2000, 1500, 1500, 3000, 3000, 2000]; %Comprimento da linha
P_tub=[22.73, Ptb_at, Ptb_at, Ptb_roc, Ptb_roc, Ptb_roc ]; %Pressão das
... linhas
Q_tub=[Q_total, Q_a, Q_a, Q_roc,Q_roc, Q_total]; %Vazões

Vel_esc(m)=2444*P_tub(m)^(1/3.3);%Velocidade de escoamento
Vel_esc(1)=6000;
Vel_esc(4)=6000;
Vel_esc(5)=6000;
Vel_esc(6)=6000;
dt(m)=sqrt(Q_tub(m)/(pi.*Vel_esc(m)));
dt_c=[9.6, 9.6, 9.6, 9.6, 9.6, 9.6];

Re(m)=(Vel_esc(m)*dt_c(m))/mu; %Número de Renolds
f(m)=90/Re(m); %Fator de Atrito

%Del_P(m)=f(m)*((5*L_linha(m)*rho*Vel_esc(m)^2)/(dt(m)*10)); %diferença de
... pressão
%PdC_d(m)=f(m)*(((rho)*L_linha(m)*Vel_esc(m)^2)/(dt(m)))*10^(-5); %Perda de
... carga distribuida

```



```

Vel_esc(m)=Vel_esc(:,m);
dt(m)=dt(:,m);
Re(m)=Re(:,m);
f(m)=f(:,m);

%Volume na tubulação

Vol_tub(m)= (pi*(dt(m)/2)^2)*L_linha(m); %Volume na tubulação [mm³]

end

%% Perda de carga

%Perda de carga localizada em cada trecho
%Perda de carga distribuida dPd, referente ao escoamento na tubulação

%Coeficiente de perda K para cada singularidade:
C90=0.4; %Curva de 90°
C60=0.2; %Curva de 60°
C22=0.1; %Curva de 22,5°
TD=0.6; %Tê de passagem direta
TL=1.3; %Tê de passagem lateral
TB=1.8; %Tê de passagem bilateral

Lk=zeros(1,6); %comprimento equivalente devido a singularidades
%comprimento equivalente de cada trecho
for o=1:1:n

%Trecho 1
Lk(1)=2*C60;
%Trecho 2
Lk(2)=2*C60+1*TL;
%Trecho 3
Lk(3)=2*C60;
%Trecho 4
Lk(4)=2*C60;
%Trecho 5
Lk(5)=2*C60;
%Trecho 6
Lk(6)=2*C60;

Leq(o)= (Vel_esc(o)^2/(2*g))*Lk(o);

%Perda de carga na tubulação por trecho considerando as singularidades
PdC_d(o)=(f(o)*((L_linha(o)+Leq(o))*rho*Vel_esc(o)^2)/dt(o))/1000;

end

%Perda de carga nas valvulas

PdC_v1 =0.1; %perda de carga valvula direcional
PdC_v2 =0.2; %valvula de pressão
PdC_v3 = 0.2; %valvula de vazão

%Perda de carga nos trechos
PdC_v=zeros(1,6);
%Trecho
PdC_v(1)=PdC_v1+PdC_v2;

```

```
PdC_v(2)=PdC_v1+PdC_v3;
PdC_v(3)=PdC_v1+PdC_v3;
PdC_v(4)=PdC_v1;
```

```
PdCarga_linha=PdC_d+PdC_v; %Perda de carga em cada trecho
```

```
PdCarga_LP=PdCarga_linha(1)+PdCarga_linha(2)+PdCarga_linha(4); %Perda de
... carga na linha de pressão [MPa]
```

```
%Pn>Ptb+Delta_Ptotal
```

```
%% Acumulador Hidráulico
```

```
N=1; %Expoente polientrópico
```

```
P1=Ptb_at-0.7; %Pressão de pre carga do acumulador [MPa]
```

```
P3=Ptb_at; %Pressão mínima de operação [MPa]
```

```
P2= Pia; %Pressão máxima de operação [MPa]
```

```
Z=P1/P3; %Relação entre pré-carga do acumulador e pressão mínima e oper.
```

```
DelV_acumulador=(Vol_at*0.15)*(10^(-6)); %Variação do volume da bexiga
...+- 15% do cilindro
```

```
V1=(DelV_acumulador*((P3/P1)^(1/N)))/((1-(P3/P2)^(1/N))); %Volume
... necessário [L]
```

```
V3=V1*(P1/P3)^(1/N); %Volume a máxima pressão
```

```
V2=V3-DelV_acumulador; %Volume a mínima pressão
```

```
%% Bomba
```

```
rpm=1800;
```

```
n_mec=0.93;
```

```
Ptb_max=max(Ptb_at,Ptb_roc); %Pressão máxima do sistema
```

```
PB=Ptb_max + PdCarga_LP; %Pressão máxima mais perda de carga [MPa]
```

```
QB=Q_a+Q_roc; %Vazão da bomba [mm³/s]
```

```
QB_litros=QB*6*10^(-5); %Vazão da bomba em litros por minuto [l/min]
```

```
Vg=1000*QB_litros/(rpm * n_mec); %Volume absorvido [cm³/rot]
```

```
M_t=(QB*PB)/(1000*n_mec); %Momento de torção absorvido [Nm]
```

```
Pot_N=(QB_litros*PB)/(60*n_mec); %Potencia absorvida [kW]
```

```
%% Reservatorio
```

```
%Volume na tubulação
```

```
VolT_tub=Vol_tub(1)+Vol_tub(2)+Vol_tub(3)+Vol_tub(4)+Vol_tub(5)+Vol_tub(6);
```

```
Vol_resvL=(QB_litros*1.2)+(VolT_tub*10^(-6))+(Vol_at*10^(-6)); %Volume em
```

```
...litros considerando duas vezes a vazão
```

```
Vol_resv=Vol_resvL*1000000; %Volume em mililitros cubicos [mm³]
```

```
%Massa do Reservatorio
```

```
M_reservatorio=Vol_resv*rho;
```

```
%Dissipação termica gerada X permitida
```

```
T1=27; %Temperatura media do ambiente
```

```
T2=45; %Temperatura máxima a ser mantida
```

```
k=13; %Coeficiente de troca termica [kcal/h mm2°C]
```

```
q1=14.34*PdCarga_LP*QB_litros; %Dissipação gerada no sistema [Kcal/h]
```

```
S_teorico=q1/(k*(T2-T1)); %Superf. neces. considerando a dissipação termica  
... gerada [mm2]
```

```
%Troca de calor pela superficie calculada considerando volume reservatorio
```

```
L=(Vol_resv/6)^(1/3); %Unidade de medida para calculo da area
```

```
L1=L;
```

```
L2=L*2;
```

```
L3=L*3;
```

```
L=L/1000;
```

```
S_resv=16*L^2; %Superficie do reservatorio estimado
```

```
q2=k*S_resv*(T2-T1); %taxa de dissipação pela superficie [kcal/h]
```

```
%Diferença
```

```
Delta_q=q1-q2;
```

B-ANEXO

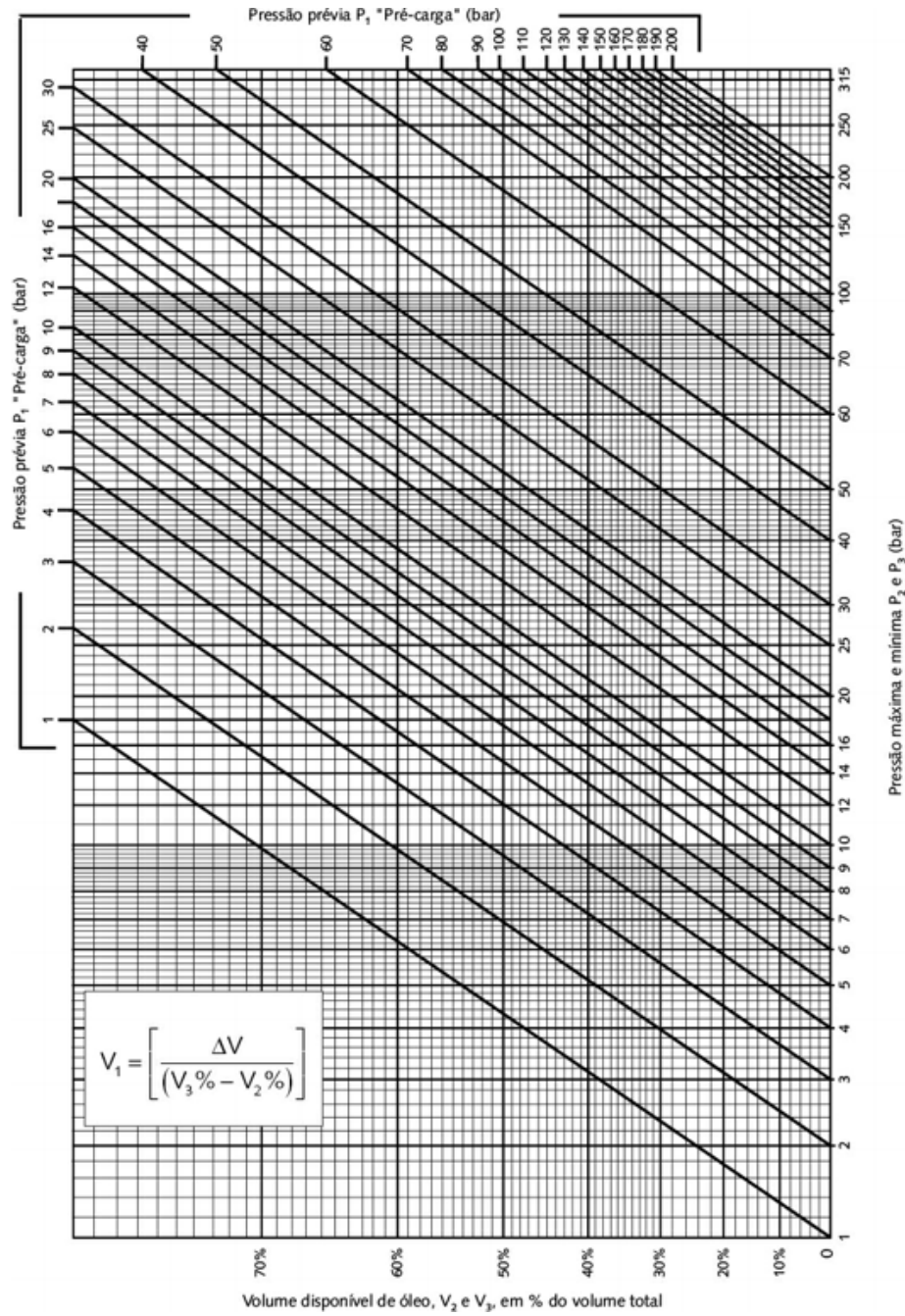


Figura 5.7: Diagrama para determinação do volume do acumulador. Fonte: [Fialho 2019]

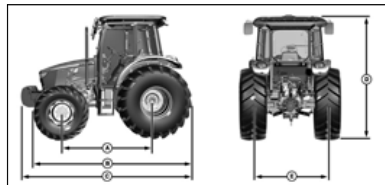
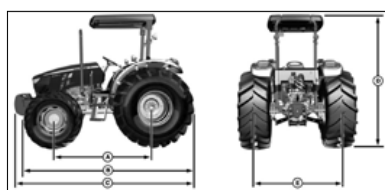
Série 5E Especificações

	5060E	5070E	5080E	5078E	5090E	
MOTOR	Potência nominal do Motor	60 cv	70 cv	80 cv	78 cv	90 cv
	Potência nominal da TDP	45 cv	55 cv	65 cv	62 cv	74 cv
	Modelo	John Deere / Powertech™ / Diesel 3029H			John Deere / Powertech™ / Diesel 4045H	
	Rotação de torque máximo	1400 rpm			1600 rpm	
	Torque Máximo	221 N.m	256 N.m	294 N.m	300 N.m	341 N.m
	Reserva de Torque	25 %		21 %	25 %	30 %
	Quantidade de Cilindros	3			4	
	Aspiração	Turbo Intercooler				
	Dados de desempenho conforme Norma	SAE J 1995				
SISTEMA COMBUSTÍVEL	Sistema de Injeção	Bomba injetora de pistão Bosch			Bomba injetora rotativa Delphi	
EMBREGEM	Acionamento	Mecânico com dupla embreagem e TDP independente (Transmissão 9X3)				
	Diâmetro do Disco	Eletro Hidráulica (Transmissão 12x12)				
TRANSMISSÃO	Óleo da transmissão	280 mm				
	Velocidades	JDM J20C HY-GARD™				
	Velocidades - Opcional	9F/3R (marchas sincronizadas)				
EIXO TRASEIRO	Redução Final	12F/12R (marchas sincronizadas e PowrReverser™)				
	Bloqueio de diferencial	Tipo Planetária				
	Tipo de Eixo	Acionamento por pedal				
EIXO DIANTEIRO	Ativação	Flange				
	Bloqueio de diferencial	Mecânica				
	Freio de trabalho	Bloqueio Automático				
FREIO	Freio de Serviço	150 bar				
	Freio de estacionamento	Disco em banho de óleo com acionamento hidráulico - Auto ajustável				
SISTEMA ELÉTRICO	Voltagem	Bloqueio na transmissão através da alavanca de câmbio - Posição P				
	Bateria	12 V				
TDP	Tipo	100 Ah				
	Rotação nominal da TDP	Independente com acionamento mecânico (9x3) ou eletro-hidráulico (12x12)				
	Rotação nominal da TDP-E	540 rpm - 540@2083 rpm		540E rpm - 540E@1588 rpm		
SISTEMA HIDRÁULICO	Bomba hidráulica	Engrenagem				
	Saída nominal da bomba hidráulica	69 l/min @ 2400 rpm			71 l/min @ 2400 rpm	
	Máxima pressão de trabalho	197 bar				
	Categoria do levante hidráulico	II				
	Capacidade máxima do levante	2350 kgf			2350 kgf	
	Capacidade máxima do levante a 610 mm da esfera	2025 kgf			2025 kgf	
	Plataformados	2 VCR's				
PESO	Cabinados	2 ou 3 VCR's (Com opção 1 fluxo contínuo)				
	Sistema de Direção	Hidrostática com bomba exclusiva - 26 L/min				
	Peso máximo permissível com lastro + implemento	5100 kg				

Tratores 5E – Configurações de Pneus & Dimensões

Configurações de Pneus		Modelos				
Dianteiros	Traseiros	5060E	5070E	5080E	5078E	5090E
12.4-24 R1 6PR	13.6-38 R1 6PR FL	X	X	X		x
9.5-24 R1 6PR	14.9-28 R2 6PR FL	X	X			
9.5-24 R1 6PR	14.9-28 R2 8PR FL	X	X			
11.2-24 R1 6PR	16.9-28 R1 10PR FL	X	X			
12.4-24 R1 10PR FLORESTAL	18.4-30 R1 12PR FLORESTAL FL	X	X	X	X	X
11.2-24 R1 6PR	18.4-30 R1 8PR FL	X	X	X	X	X
11.2-24 R1 6PR	18.4-30 R1 8PR FL	X	X	X	X	X
12.4R24 R1 122A8 TL	18.4R30 RIW 142A8 TL	X	X	X	X	X
14.9-24 R2 8PR	23.1-26 R2 10PR FL			X	X	X
14.9-24 R1 8PR TT	23.1-26 R1 12PR FL			X	X	X

		5060E	5070E	5080E	5078E	5090E
A	Distância entre eixos - mm		2050		2182	
B	Comprimento total sem pesos dianteiros e levante hidráulico - mm		3331		3468	
C	Comprimento total com pesos dianteiros e levante hidráulico - mm		4088		4175	
D	Altura máxima - mm		2604 ⁽¹⁾		2791 ⁽¹⁾	
E	Largura total do eixo traseiro flange - mm			1454		



- 1 - Com Pneus 12.4-24 R1 / 18.4-30 R1
2 - Com Pneus 14.9-24 R1 / 23.1-26 R1



Unique In-Frame Cooling

A unique feature of the Interstater® mowing wing is the in-frame cooling system which is used to maintain the proper oil temperature while providing a constant power flow. Heated hydraulic oil is passed through tubes on top of the wing units. Forced air, from the spinning knives, flows over these tubes to cool the oil inside. A 25-gallon hydraulic reserve oil tank is front-mounted for improved operator vision.



Mowing Units

Top decks are made of strong 10-gauge steel while the end plates are 1/2" thick steel for the inboard and 5/16" thick steel for the outboard. The units have a 6" full-length rear roller that is adjustable from 1/2" to 6". This roller is adjustable in 1/2" increments. The full-length skid shoes are replaceable. The units are standard equipped with 3-ounce coarse-cut knives.



Hydraulic Pump

The front-mounted hydraulic pump is driven from the crankshaft of the tractor. Twin piston pumps provide the power for the wing mowing units. Each hydraulic circuit has its own pressure relief and the oil is fully filtered by a return line filter.



Specifications

Frame:

The Interstater's full-length frame is mounted to the front of the tractor's bolster housing and pads at the rear of the tractor and includes a positive transport lockup position. The frame is not mounted to the bell-housing. Some frames may require offset mounting.

Hydraulics:

The hydraulics are driven by the tractor's crankshaft. Twin piston pumps, operated at 24 GPM at 4000 PSI and 53 HP, power the cutter heads. The 25-gallon hydraulic reservoir tank is front-mounted. The hydraulic oil is fully filtered by a return line filter, rated at 12 microns and an ISO cleanliness rating of 18/13. A pressure relief is used on every hydraulic circuit. The unit features an in-frame cooling system to maintain proper oil temperature.

Wings:

The mowing wings are hydraulically-driven. (See separate section for cutting widths for various mowing wing sizes). The top deck is made of sturdy 10-gauge steel and the end-plates are 1/2" thick for the inboard and 5/16" thick for the outboard, and have bearing guards. The unit has full-length replaceable skid shoes and a 6" full-length rear roller that is adjustable in 1/2" increments from 1/2" to 6" high. The rear roller bearings are hex shaped, 1-5/32" across the corners, self-aligning with steel cap outboard and a neoprene seal inboard.

Cutter Shaft:

The unit uses a balanced 4-1/2" diameter, 3/8" thick cutter shaft with four rows of knives. The knife tip speed is 8900 FPM. Anti-wrap guarding is provided to reduce material getting into the bearing. The cutter shaft bearings are greaseable, sealed, self-aligning, 1-15/16", and rated at 3300 lbs. The cutter shaft is attached to the housing with 6, grade 5, 3/8" bolts.

Optional Equipment

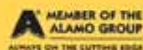
Cutting knives:
 Coarse cut - Standard mounted on heat-treated clevis rings
 Extreme Service
 Heavy Duty - 1/4" thick
 Fine Cut
 Fine Cut, Rock & Trash

Rubber covered rollers
 Special paint
 Reverse rotation cutter shaft
 Remote control wing for raising and lowering on cab tractors

Warranty: One year limited parts and labor. Non-governmental users are subject to modified policy. Only genuine Alamo Industrial parts should be used for warranty replacement.

This information is intended to be of a general nature only; specifications are subject to change without notice as we continue to improve our products.

© 2003 Alamo Group Inc. Alamo Industrial and Interstater are registered trademarks of Alamo Group Inc.



Control Valve:

Precision control of this mowing unit is gained by using a 4-spool valve, open-center system, with a main pressure relief and detent position on all four sections.

Cylinders:

Lift: 3" bore, 8" stroke, capable of 14" horizontal lift. Tilt: 3-1/2" bore, 9" stroke, capable of cutting 40° downward and 57° upward without leaving a strip of grass between the side and rear mowers.

Rear Mower:

The rear unit is mechanically-driven. The mower deck is constructed using the same material as the wings. All rear Interstater units have a cutting width of 88", replaceable skid shoes and 6" full-length rear roller and bearings (same as wing).

Knives:

All units come standard equipped with coarse-cut knives each weighing 3-ounces. The knives are mounted to the cutter shaft by heat-treated clevis rings. These rings are held in place by a 3/8" diameter pins with a cotter pin keeper.

Safety Equipment:

Front metal foot-guard will deflect trash and serve as an anti-foot probe. Rubber/fabric trash deflectors are attached to the rear of all mower decks. Automatic cutoff switches that disengage the wing mowers when raised above a preset vertical angle are included. Also included is a starter switch safety lockout when the wing mowers are engaged.

Wing Mower Cutting Widths:

20' 9" Interstater, 88" Rear Flail, 88" Left & Right Wings
 18' 5" Interstater, 88" Rear Flail, 74" Left & Right Wings
 16' 5" Interstater, 88" Rear Flail, 60" Left & Right Wings
 13' 2" Single-Side Interstater, 88" Rear Flail & 88" Right Wing
 12' 2" Single-Side Interstater, 88" Rear Flail & 74" Right Wing



BUILT SHARPER™

1502 East Walnut St. • Seguin, Texas 78155

1-800-882-5762

www.alamo-industrial.com

Tipo SB - Articulação traseira macho com rótula

A ponteira deve ser solicitada à parte, vide página 32.

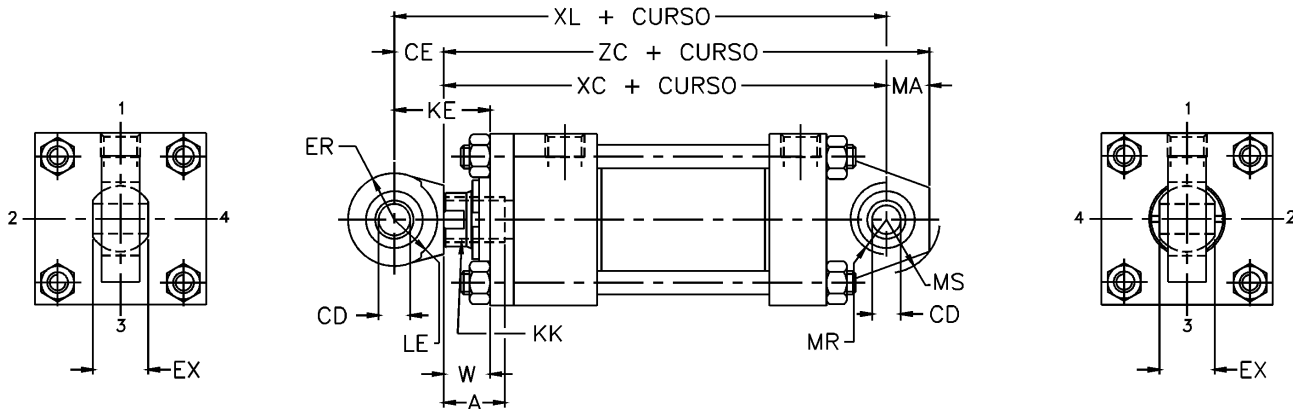


Tabela 1 - Dimensões externas e de montagem (mm)

Ø do cilindro mm (pol)	Haste n°	Haste diâmetro mm (pol)	Rosca da haste (fêmea)		A	W	Somar curso			KE	CD +0 -0,05	CE	ER	EX	LE	MA	MS	MR
			KK				XC	XL	ZC									
			Cód. 9	Cód. 7														
38,1 (1 1/2)	1	15,9 (5/8)	7/16-20		19,1	15,9	161,9	184,2	181,0	38,1	12,70	22,2	20,6	11,1	19,1	19,1	23,8	15,9
	2	25,4 (1)		7/16-20	19,1	25,4	171,5	193,7	190,5	47,6								
50,8 (2)	1	25,4 (1)	3/4-16		28,6	19,1	184,2	215,9	209,6	50,8	19,05	31,8	28,6	16,7	27,0	25,4	34,9	25,4
	2	34,9 (1 3/8)		3/4-16	28,6	25,4	190,5	222,3	215,9	57,2								
63,5 (2 1/2)	1	25,4 (1)	3/4-16		28,6	19,1	187,3	219,1	212,7	50,8	19,05	31,8	28,6	16,7	27,0	25,4	34,9	25,4
	2	44,5 (1 3/4)		3/4-16	28,6	31,8	200,0	231,8	225,4	63,5								
	3	34,9 (1 3/8)		3/4-16	28,6	25,4	193,7	225,4	219,1	57,2								
82,6 (3 1/4)	1	34,9 (1 3/8)	1-14		41,3	22,2	219,1	266,7	250,8	69,9	25,40	47,6	31,8	22,2	36,5	31,8	42,9	31,8
	2	50,8 (2)		1-14	41,3	31,8	228,6	276,2	260,4	79,4								
	3	44,5 (1 3/4)		1-14	41,3	28,6	225,4	273,1	257,2	76,2								
101,6 (4)	1	44,5 (1 3/4)	11/4-12		50,8	25,4	247,7	301,6	295,3	79,4	34,93	54,0	42,9	30,2	47,6	47,6	61,9	41,3
	2	63,5 (2 1/2)		11/4-12	50,8	34,9	257,2	311,2	304,8	88,9								
	3	50,8 (2)		11/4-12	50,8	28,6	250,8	304,8	298,5	82,6								
127,0 (5)	1	50,8 (2)	11/2-12		57,2	28,6	266,7	330,2	330,2	92,1	44,45	63,5	52,4	38,9	54,0	63,5	73,0	52,4
	3	63,5 (2 1/2)		11/2-12	57,2	34,9	273,1	336,6	336,6	98,4								
	4	76,2 (3)		11/2-12	57,2	34,9	273,1	336,6	336,6	98,4								
152,4 (6)	1	63,5 (2 1/2)	17/8-12		76,2	31,8	308,0	377,8	371,5	101,6	50,80	69,9	63,5	44,5	63,5	84,1	60,3	
	2	101,6 (4)		17/8-12	76,2	31,8	308,0	377,8	371,5	101,6								
	3	76,2 (3)		17/8-12	76,2	31,8	308,0	377,8	371,5	101,6								

▷ Pressão de trabalho, vide página 14.



ENGINEERING YOUR SUCCESS.

Parker Hannifin Corporation
Cylinder Division
500 South Wolf Road
Des Plaines, IL 60016 USA
Phone: 847 298 2400
Fax: 847 294 2655

PARKER Cylinder
2H/3H / 2HD/3HD / 2HB/3HB / 2HX/3HX / 2HDX/3HDX / 2HBX/3HBX

2H/3H / 2HD/3HD / 2HB/3HB / 2HX/3HX / 2HDX/3HDX / 2HBX/3HBX Heavy Duty Hydraulic Cylinder
Model Number: 2.50SB2HHNAG134M10.000

Interactive 3D graphic, click to activate and rotate

Parker's customizable, full-featured, precision Heavy Duty 3000* psi NFPA Hydraulic Cylinders offer unprecedented Tie-Rod and Non Tie-Rod design choices, along with four easily interchangeable piston seal options for maximum performance.

- Heavy Duty Service - ANSI/(NFPA) T3.6.7R3 - 2009
- Nominal Pressure Rating - 3000* psi.
- Bore Diameters - 1.50" through 20.00"
- Piston Rod Diameters - 0.625" through 10.00"
- Square Head Design - for maximum flexibility and serviceability
- Mounting Styles - 19 standard mounts to adapt to your application
- Universal Piston Design - with 4 different seal configurations to satisfy any demand
- Strokes - available in any practical stroke length
- Cushions - captive design, optional at either end or both ends of stroke
- Rod Ends - four standard choices with specials to the order
- Global Design Support – for service to you and your customer around the world

*Pressure deratings may apply for mounting, length, or other features. Please see catalog for specific rating information.

http://www.parker.com/Literature/Industrial%20Cylinder/cylinder/cat/english/Gen%20II_HY08-1314-1_NA_2H_3H_Family.pdf

For more information on cylinder safety, go to the Cylinder Division Products Safety Guide on <http://www.parker.com/safety>

100R1

**SAE 100 R1AT/1SN
ISO1436-1 - EN 853**



Características Gerais

Construção: Tubo interno de borracha sintética com uma camada de fio de aço trançado, coberta com borracha sintética resistente a intempérie

Temperatura de Trabalho: -40 °C | +100 °C

Aplicação: Equipamentos Hidráulicos, com picos de pressões e condições extremas de operações, fluidos comuns minerais e sintéticos

Tamanho		Diâmetro Interno			Diâmetro Externo		Pressão de Trabalho		Pressão de Ruptura		Raio de Curvatura
Polegada	Traço	Nom (mm)	Min (mm)	Max (mm)	Min (mm)	Max (mm)	(Bar)	(Psi)	(Bar)	(Psi)	(mm)
3/16"	03	4.8	4.6	5.4		12.5	207	3000	827	12000	89
1/4"	04	6.4	6.2	7.0		14.1	189	2750	758	11000	102
5/16"	05	7.9	7.7	8.5		15.7	172	2500	689	10000	114
3/8"	06	9.5	9.3	10.1		18.1	155	2250	620	9000	127
1/2"	08	12.7	12.3	13.5		21.5	138	2000	551	8000	178
5/8"	10	15.9	15.5	16.7		24.7	103	1500	413	6000	203
3/4"	12	19.0	18.6	19.8		28.6	86	1250	345	5000	241
1"	16	25.4	25.0	26.4		36.6	69	1000	276	4000	305
1 1/4"	20	31.8	31.4	33.0		44.8	43	625	172	2500	419
1 1/2"	24	38.1	37.7	39.3		52.0	34	500	138	2000	508
2"	32	50.8	50.4	52.0		65.9	26	375	103	1500	635

Características Gerais

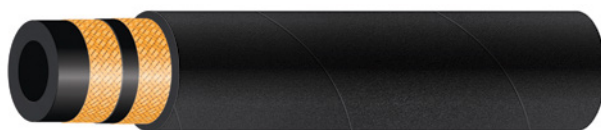
Construção: Tubo interno de borracha sintética com duas camadas de fio de aço trançado, coberta com borracha sintética resistente a intempérie

Temperatura de Trabalho: -40 °C | +100 °C

Aplicação: Equipamentos Hidráulicos, com picos de pressões e condições extremas de operações, fluidos comuns minerais e sintéticos

100R2

**SAE 100 R2AT/2SN
ISO1436-1 - EN 853**



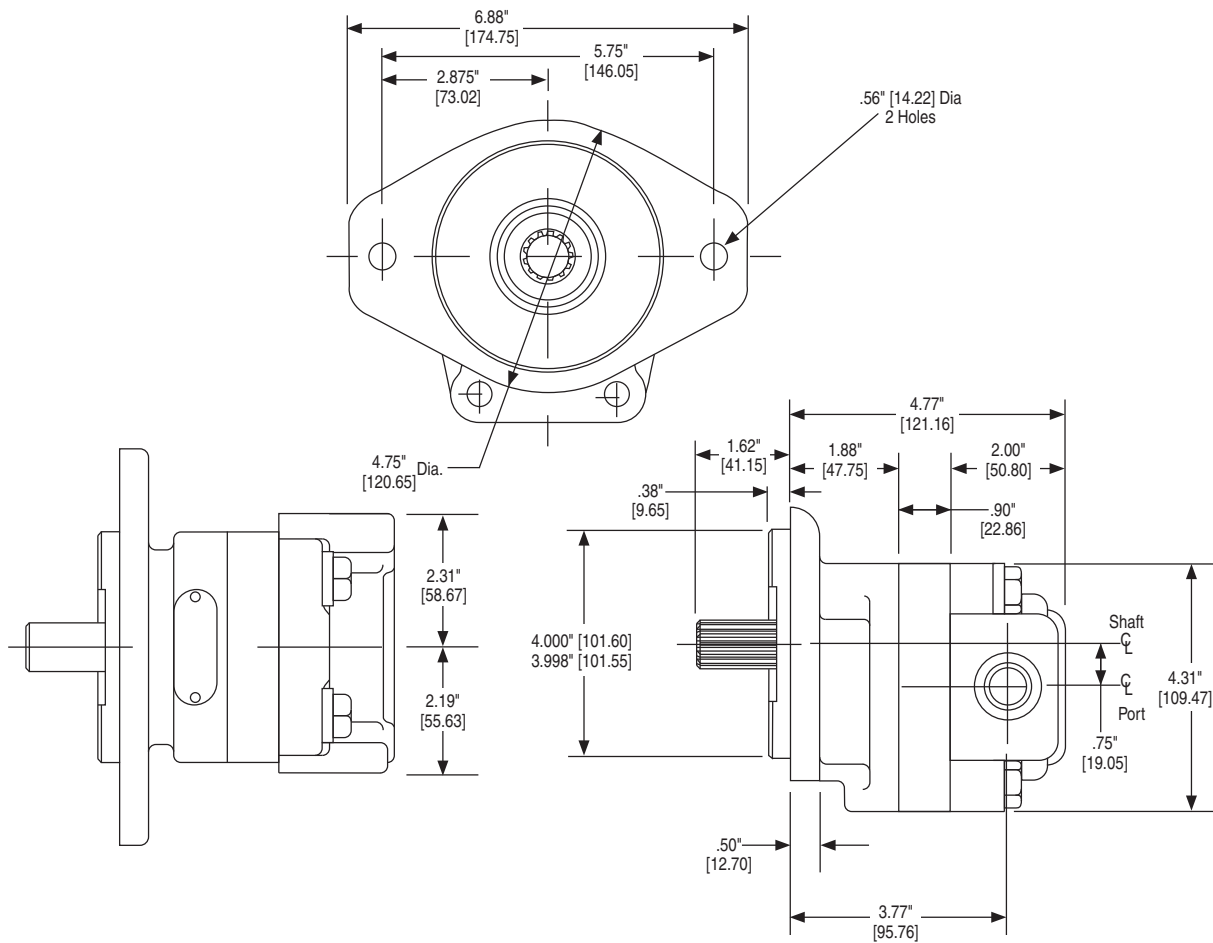
Tamanho		Diâmetro Interno			Diâmetro Externo		Pressão de Trabalho		Pressão de Ruptura		Raio de Curvatura
Polegada	Traço	Nom (mm)	Min (mm)	Max (mm)	Min (mm)	Max (mm)	(Bar)	(Psi)	(Bar)	(Psi)	(mm)
3/16"	03	4.8	4.6	5.4		14.1	345	5000	1378	20000	89
1/4"	04	6.4	6.2	7.0		15.7	345	5000	1378	20000	102
5/16"	05	7.9	7.7	8.5		17.3	293	4250	1171	17000	114
3/8"	06	9.5	9.3	10.1		19.7	276	4000	1102	16000	127
1/2"	08	12.7	12.3	13.5		23.1	241	3500	965	14000	178
5/8"	10	15.9	15.5	16.7		26.3	189	2750	758	11000	203
3/4"	12	19.0	19.6	19.8		30.2	155	2250	620	9000	241
1"	16	25.4	25.0	26.4		38.9	138	2000	551	8000	305
1 1/4"	20	31.8	31.4	33.0		49.6	112	1625	448	6500	419
1 1/2"	24	38.1	37.7	39.3		56.0	86	1250	345	5000	508
2"	32	50.8	50.4	52.0		68.6	78	1125	310	4500	635

PGP/PGM315 Specifications

PGP315 Frame Size	05	07	10	12	15	17	20
Displacement – cm ³ /rev (in ³ /rev)	10.2 (0.62)	15.2 (0.93)	20.3 (1.24)	25.4 (1.55)	30.5 (1.86)	35.6 (2.17)	40.6 (2.48)
Max continuous pressure – bar (psi)	241 (3,500)	241 (3,500)	241 (3,500)	241 (3,500)	228 (3,300)	200 (2,900)	172 (2,500)
Max Speed – RPM	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
Approximate Weight – Lbs. [kg]	16.0 [7.2]	17 [7.7]	18 [8.2]	19 [8.6]	20 [9.1]	21 [9.5]	22 [10.0]

PGM315 Frame Size	05	07	10	12	15	17	20
Displacement – cm ³ /rev (in ³ /rev)	10.2 (0.62)	15.2 (0.93)	20.3 (1.24)	25.4 (1.55)	30.5 (1.86)	35.6 (2.17)	40.6 (2.48)
Max continuous pressure – bar (psi)	241 (3,500)	241 (3,500)	241 (3,500)	241 (3,500)	228 (3,300)	200 (2,900)	172 (2,500)
Max Speed – RPM	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000	3,000
Approximate Weight – Lbs. [kg]	16.0 [7.2]	17 [7.7]	18 [8.2]	19 [8.6]	20 [9.1]	21 [9.5]	22 [10.0]

PGP/PGM315 Dimensions



! WARNING: This product can expose you to chemicals including lead or DEHP which are known to the state of California to cause cancer, birth defects, and other reproductive harm. www.p65warnings.ca.gov

PGP/PGM315 Performance Data

PGP315 Pump Performance Data

Speed RPM	Output Flow	Gear Widths						
	Input Power	1/2"	3/4"	1"	1-1/4"	1-1/2"	1-3/4"	2"
900	GPM	2.0	3.2	4.4	5.5	6.7	7.9	9.0
	LPM	8	12	17	21	26	30	34
	HP	5	8	11	13	15	15	15
	KW	4	6	8	10	11	11	11
1200	GPM	2.8	4.4	6.0	7.6	9.2	10.7	12.2
	LPM	11	17	23	29	35	40	46
	HP	7	11	14	18	20	21	20
	KW	5	8	11	13	15	15	15
1500	GPM	3.6	5.6	7.7	9.6	11.6	13.5	15.4
	LPM	14	21	29	36	44	51	58
	HP	9	13	18	22	25	26	25
	KW	7	10	13	16	19	19	19
1800	GPM	4.4	6.8	9.3	11.6	14.0	16.3	18.6
	LPM	17	26	35	44	53	62	70
	HP	11	16	21	27	30	31	30
	KW	8	12	16	20	22	23	23
2100	GPM	5.2	8.1	10.9	13.6	16.4	19.1	21.8
	LPM	20	30	41	51	62	72	83
	HP	12	19	25	31	35	36	35
	KW	9	14	18	23	26	27	26
2400	GPM	6.0	9.3	12.5	15.6	18.8	21.9	25.1
	LPM	23	35	47	59	71	83	95
	HP	14	21	28	35	40	41	40
	KW	11	16	21	26	30	31	30
3000	GPM	7.7	11.7	15.7	19.6	23.7	27.6	31.5
	LPM	29	44	59	74	90	104	119
	HP	18	27	35	44	50	51	51
	KW	13	20	26	33	37	38	38

Performance data shown are the average results based on a series of laboratory tests of production units and are not necessarily representative of any one unit. Tests were run with the oil reservoir temperature at 120° F and viscosity 150 SUS at 100° F.
NOTE: Pump output flow is at the maximum rated pressure.

PGM315 Motor Performance Data

Speed RPM	Output Torque	Gear Widths									
		1" 3500 psi		1-1/4" 3500 psi		1-1/2" 3300 psi		1-3/4" 2900 psi		2" 2500 psi	
		A	B	A	B	A	B	A	B	A	B
900	in/lbs	7.1	665	8.3	830	9.6	940	10.9	965	12.2	950
	Nm	27	75.1	32	93.8	37	106.2	41	109.0	46	107.3
1200	in/lbs	8.8	665	10.5	830	12.2	940	13.8	965	15.5	950
	Nm	33	75.1	40	93.8	46	106.2	52	109.0	59	107.3
1500	in/lbs	10.6	660	12.6	825	14.7	935	16.7	955	18.8	945
	Nm	40	74.6	48	93.2	56	105.6	63	107.9	71	106.8
1800	in/lbs	12.3	655	14.7	820	17.2	930	19.6	950	22.1	940
	Nm	46	74.0	56	92.6	65	105.1	74	107.3	84	106.2
2100	in/lbs	14.0	655	16.8	820	19.7	930	22.5	950	25.4	940
	Nm	53	74.0	64	92.6	75	105.1	85	107.3	96	106.2
2400	in/lbs	15.7	640	18.9	800	22.2	910	25.4	930	28.8	920
	Nm	59	72.3	72	90.4	84	102.8	96	105.1	109	103.9
3000	in/lbs	19.0	640	23.0	800	27.2	905	31.2	925	35.3	915
	Nm	72	72.3	87	90.4	103	102.3	118	104.5	134	103.4

A: Input Flow GPM/LPM; B: Output Torque IN/LBS/Nm

NOTE: In accordance with our policy of continuing product development, we reserve the right to change specifications shown in this catalog without notice.

WARNING: This product can expose you to chemicals including lead or DEHP which are known to the state of California to cause cancer, birth defects, and other reproductive harm. www.p65warnings.ca.gov

DA Series 140 - 350 BAR, 1 to 1.4 Litres

NBR rubber mix (previous known as ELM range)

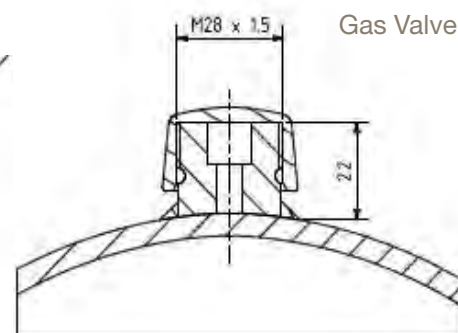
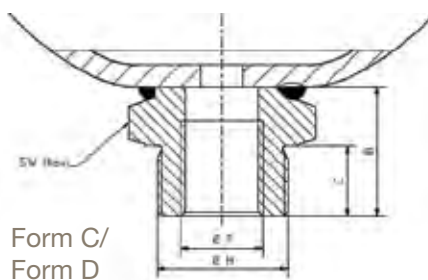
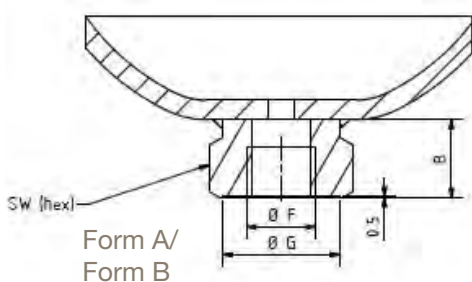
Standard Version (Carbon steel /mix NBR) compatible with mineral oils (2)
 According to PED 2014/68/EU

E-configurable product
 visit Parker.com/acde

Type Part number	Clamps Model (quantity) Part number	Lock nut Model (quantity) Part number	Cross Reference OLAER	Cross Reference ADE
DA-1.00L-210BAR-10984701125 DA-100-21000AF1125PXXX*	E136 (1) 20251103648	-	ELM 1-210/00/AF* 10984701125	ADE100-21R1A2
DA-1.00L-210BAR-10984801125 DA-100-21000CF1125PXXX*	E136 (1) 20251103648	M33x1.5 10945700100	ELM 1-210/00/CF* 10984801125	
DA-1.00L-350BAR-11110901125 DA-100-35000AF1125PXXX*	E136 (1) 20251103648	-	ELM 1-350/00/AF* 11110901125	
DA-1.00L-350BAR-11111001125 DA-100-35000CF1125PXXX*	E136 (1) 20251103648	M33x1.5 10945700100	ELM 1-350/00/CF* 1111101125	
DA-1.40L-140BAR-10850201125 DA-140-14090AF1125PXXX	E155 (1) 20251203648	-	ELM 1.4-140/90/AF 10850201125	ADE140-14R1C2
DA-1.40L-140BAR-10850301125 DA-140-14090CF1125PXXX	E155 (1) 20251203648	M33x1.5 10945700100	ELM 1.4-140/90/CF 10850301125	
DA-1.40L-210BAR-10996501125 DA-140-21090AF1125PXXX	E155 (1) 20251203648	-	ELM 1.4-210/90/AF 10996501125	
DA-1.40L-210BAR-10996601125 DA-140-21090CF1125PXXX	E155 (1) 20251203648	M33x1.5 10945700100	ELM 1.4-210/90/CF 10996601125	
DA-1.40L-250BAR-11013201125 DA-140-25090AF1125PXXX	E155 (1) 20251203648	-	ELM 1.4-250/90/AF 11013201125	ADE140-25R1C2
DA-1.40L-250BAR-11013301125 DA-140-25090CF1125PXXX	E155 (1) 20251203648	M33x1.5 10945700100	ELM 1.4-250/90/CF 11013301125	
DA-1.40L-350BAR-10932101125 DA-140-35090AF1125PXXX	E160 (1) 20259003648	-	ELM 1.4-350/90/AF 10932101125	
DA-1.40L-350BAR-10932201125 DA-140-35090CF1125PXXX	E160 (1) 20259003648	M33x1.5 10945700100	ELM 1.4-350/90/CF 10932201125	

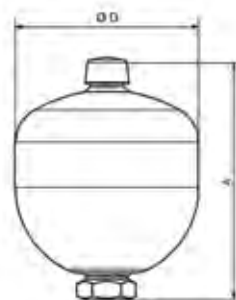
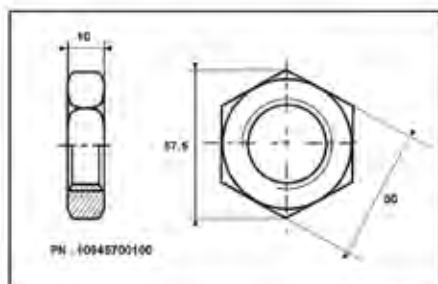
(2) For other fluids consult Parker

* According to Article 4.3 PED 2014/68/EU



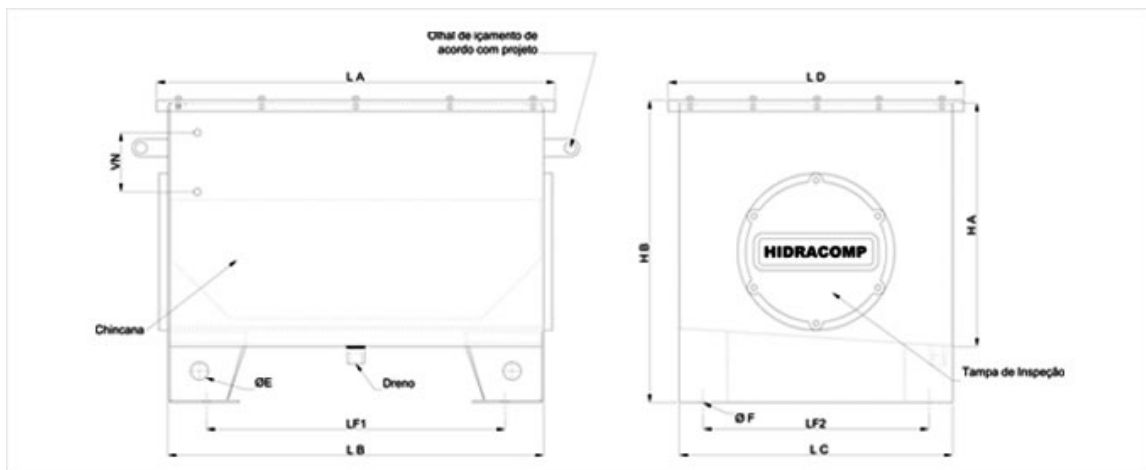
Type	Effective Gas vol. Litres	Max. Working pressure (PS) bar	Temp. Min/Max (°C)	Max. Pre-charge bar	Max compression in bar ratio P2/P0	Max Pressure amplitude P2-P1	Weight kg	Dimensions in mm						Oilport	
								A max Height	B	C	SW	D	G	F	H
DA-1.00L-210BAR-10984701125	1	210	-20/+80	130	8	170	3.5	182	22		41	136	34	G½	-
DA-1.00L-210BAR-10984801125	1	210	-20/+80	130	8	170	3.5	192	33	18	41	136	-	G½	M33x1.5
DA-1.00L-350BAR-11110901125	1	350	-10/+80	130	8	150	5	200	22		41	129	34	G½	-
DA-1.00L-350BAR-11111001125	1	350	-10/+80	130	8	150	5	211	33	18	41	129		G½	M33x2
DA-1.40L-140BAR-10850201125	1.4	140	-20/+80	130	8	120	4.2	192	22		41	147	34	G½	-
DA-1.40L-140BAR-10850301125	1.4	140	-20/+80	130	8	120	4.2	203	33	18	41	147	-	G½	M33x1.5
DA-1.40L-210BAR-10996501125	1.4	210	-20/+80	130	8	120	4.2	192	22		41	148	34	G½	-
DA-1.40L-210BAR-10996601125	1.4	210	-20/+80	130	8	120	4.2	203	33	18	41	148	-	G½	M33x1.5
DA-1.40L-250BAR-11013201125	1.4	250	-20/+80	130	8	140	5.4	196	22		41	152	34	G½	
DA-1.40L-250BAR-11013301125	1.4	250	-20/+80	130	8	140	6	207	33	18	41	152	-	G½	M33x1.5
DA-1.40L-350BAR-10932101125	1.4	350	-20/+80	130	8	150	7	199	22		41	156	34	G½	
DA-1.40L-350BAR-10932201125	1.4	350	-20/+80	130	8	150	7	221	44	18	44	156	-	G½	M33x1.5

Lock-nut



RESERVATÓRIOS HIDRÁULICOS

Tabela de reservatórios – Dimensional – Din 24339



CÓDIGO	CAPACIDADE	L	LB	LC	LD	HA	HB	N	LF1	LF2	ØE	ØF
RST-30	30 Litros	395	350	304	349	350	405	76	220	254	30	11
RST-60	60 Litros	545	508	365	403	410	510	76	377	285	30	11
RST-100	100 Litros	671	633	460	498	410	510	127	503	380	30	11
RST-120	120 Litros	670	632	480	518	475	574	127	522	400	30	11
RST-160	160 Litros	855	817	590	628	410	510	127	687	490	50	13
RST-250	250 Litros	1057	1019	667	705	430	530	127	888	567	50	13
RST-350	350 Litros	1327	1289	700	738	450	570	127	1155	600	50	14
RST-500	500 Litros	1460	1422	800	838	529	651	127				14

Fale Conosco

Medidas em milímetros