



Alan Gustavo Kist Weiland

**DIMENSIONAMENTO DE UMA UNIDADE DE POTÊNCIA E CONDICIONAMENTO
HIDRÁULICO PARA USO DIDÁTICO**

Horizontina - RS

2019

Alan Gustavo Kist Weiland

**DIMENSIONAMENTO DE UMA UNIDADE DE POTÊNCIA E CONDICIONAMENTO
HIDRÁULICO PARA USO DIDÁTICO**

Trabalho Final de Curso apresentado como
requisito parcial para a obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica na Faculdade
Horizontina, sob a orientação do Prof. Me. Luis
Carlos Wachholz.

Horizontina - RS

2019

FAHOR - FACULDADE HORIZONTINA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, aprova o trabalho final de curso

**“Dimensionamento de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico
para uso didático”**

Elaborada por:
Alan Gustavo Kist Weiland

Como requisito parcial para a obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica

Aprovado em: 05/12/2019
Pela Comissão Examinadora

Aprovado em: 05/12/2019
Pela Comissão Examinadora

Me. Luis Carlos Wachholz

Presidente da Comissão Examinadora - Orientador

Me Adalberto Lovato

FAHOR – Faculdade Horizontina

Dr. Vódice Amoroz Feisther

FAHOR – Faculdade Horizontina

Horizontina - RS

2019

AGRADECIMENTO

Agradeço a todos àqueles que contribuíram com a minha formação humana e profissional.

Aos meus pais Rudi e Sirlei, pelo incentivo em investir em um sonho grandioso como a formação superior e pelo apoio durante os tropeços dessa caminhada.

Aos meus colegas acadêmicos que se engajaram nos momentos de estudo e com quem estabeleci laços de grande amizade, em especial ao colega Diogo Derli Jagnow.

As empresas John Deere Brasil LTDA e Stauff Brasil LTDA que contribuiram com a doação de equipamentos para este projeto, beneficiando muitos acadêmicos das engenharias da FAHOR.

Aos meus colegas de trabalho pelo conhecimento técnico compartilhado ao longo desses 10 anos, em especial ao colega João Oliveira.

“Quase todos os homens são capazes de suportar adversidades, mas se quiser pôr à prova o caráter de um homem, dê-lhe poder”.
(Abraham Lincoln).

RESUMO

Nas últimas décadas os sistemas hidráulicos foram sendo integrados com tecnologias de automação que substituíram gradativamente os meios de acionamento mecânicos pelos acionamentos elétricos, o que potencializou a precisão no comando de mecanismos. Diante da importância dessa tecnologia para a indústria de máquinas e equipamentos, fica evidente a necessidade de preparar os acadêmicos de engenharia para trabalharem em projetos de sistemas hidráulicos, sobretudo os estudantes de engenharia mecânica. Embora a FAHOR tenha estabelecido parcerias com empresas da região, produtoras de máquinas e implementos agrícolas, com a finalidade de proporcionar aos acadêmicos mais interação com produtos onde existem inclusive acionamentos hidráulicos, ainda existe a carência de uma bancada didática de hidráulica para uso em aulas práticas. Este estudo utiliza duas metodologias de projeto de produto paralelas, a primeira proposta por Munari (2008) e a segunda proposta por Rozenfeld (2006), com o objetivo de conceber um produto denominado como UPCH (Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico). Esse produto tem a finalidade de ser utilizado nas aulas de sistemas hidráulicos e em projetos de pesquisa na FAHOR. A pesquisa exploratória reuniu as informações pertinentes sobre os componentes dos sistemas hidráulicos permitindo-se dimensionar componentes como o reservatório e as mangueiras. Também foram feitos cálculos de verificação, a fim de assegurar que os componentes obtidos por meio de doações de empresas parceiras de fato atendessem às especificações do produto em termos de pressão e vazão requeridas. Ao final do projeto será disponibilizado ao professor responsável pelo LaSH (Laboratório de Sistemas Hidráulicos) um modelo do produto desenhado no *Solid Works* bem como os documentos que permitam sua fabricação e posterior utilização pela FAHOR.

Palavras-chave: Didática. Dimensionamento. Hidráulica.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1: Fluxo de energia dentro de um sistema hidráulico.....	21
Figura 2: Componentes de um motor de indução trifásico.....	24
Figura 3: Componentes de uma bomba de engrenagens.....	26
Figura 4: Válvula limitadora de pressão diretamente operada.....	28
Figura 5: Simbologia para as posições das válvulas direcionais.....	28
Figura 6: Simbologia aplicada às válvulas direcionais mais comuns.....	29
Figura 7: Simbologia aplicada ao tipo de acionamento das válvulas direcionais.....	29
Figura 8: Principais posições centrais para válvulas direcionais de quatro vias.....	30
Figura 9: Válvula de carretel deslizante para montagem em placa base.....	31
Figura 10: Bloco mobile com múltiplas válvulas de carretel deslizante.....	32
Figura 11: Válvulas de cartucho de aparafusar.....	33
Figura 12: Manifold de acionamento hidráulico.....	33
Figura 13: Cilindro hidráulico de dupla ação.....	34
Figura 14: Motores hidráulicos.....	35
Figura 15: Componentes de um reservatório hidráulico.....	36
Figura 16: Formas dos núcleos dos trocadores de calor tubo-aleta.....	39
Figura 17: Trocador de calor óleo-ar.....	39
Figura 18: Filtro de succão.....	41
Figura 19: Filtro de pressão.....	41
Figura 20: Filtro de retorno.....	42
Figura 21: Manômetros.....	43
Figura 22: Termômetros.....	44
Figura 23: Classificação dos fluidos hidráulicos.....	45
Figura 24: Classificação ISO de viscosidades cinemáticas.....	47
Figura 25: Variação da viscosidade de óleos em função da temperatura.....	48
Figura 26: Regimes de escoamento de fluidos em tubulações.....	49
Figura 27: Morfologia das mangueiras hidráulicas.....	53
Figura 28: Estrutura funcional dos inversores de frequência.....	59
Figura 29: Variação de torque e potência devido a variação de frequência.....	61
Figura 30: Curvas de aplicação de torque com fluxo magnético constante.....	62
Figura 31: Curvas de redução de torque com fluxo ótimo.....	63
Figura 32: Metodologia de projeto de produto de Munari.....	67

Figura 33: Priorização das necessidades pelo Diagrama de Mudge.....	75
Figura 34: Casa da qualidade ou QFD.....	77
Figura 35: Bancada didática de eletrohidráulica da Líder Didática.....	80
Figura 36: Bancada didática da Festo.....	81
Figura 37: Bancada didática de hidráulica da Parker Hannifin.	82
Figura 38: Circuito hidráulico da UPCH.....	84
Figura 39: Informações técnicas do óleo Hidro 19.	96
Figura 40: Filtro de retorno afogado - HYDAC.	97
Figura 41: Filtro de succão.	97
Figura 42: Vista isométrica frontal da UPCH.	98
Figura 43: Ergonomia na parametrização do inversor de frequência.	99
Figura 44: Movimentação do módulo de potência hidráulica com paleteira.	100
Figura 45: Apresentação inicial do reservatório hidráulico.	101
Figura 46: Detalhe das válvulas de acionamento manual utilizadas no projeto.	101
Figura 47: Detalhes do reservatório.	102
Figura 48: Unidade de recalque.	103
Figura 49: Trocador de calor óleo-ar projetado para a UPCH.	104
Figura 50: Carcaça do radiador e suporte do motor do trocador de calor.	104
Figura 51: Painel de controle da UPCH.	105
Figura 52: Ponto de massa e contatos <i>bonded</i> utilizados.	107
Figura 53: <i>Element quality</i> da malha do suporte do painel elétrico.	108
Figura 54: Distribuição de tensões na estrutura do módulo elétrico.	109
Figura 55: Detalhe do ponto de tensão alta.	109
Figura 56: <i>Element quality</i> da malha da estrutura do módulo hidráulico.	111
Figura 57: Distribuição de tensões na estrutura do módulo hidráulico.	111
Figura 58: Detalhe do ponto de tensão alta na solda da longarina.	112
Figura 59: Proposta de solução para reduzir a tensão na longarina.	113
Figura 60: Distribuição de tensões na estrutura com a solução implementada.	114
Figura 61: Distribuição dos custos dos materiais faltantes.	116
Figura 62: Distribuição dos custos do investimento.	116

LISTA DE QUADROS

Quadro 1: Aplicação da metodologia de Munari no projeto da UPCH.....	71
Quadro 2: Ciclo de vida.....	73
Quadro 3: Necessidades dos clientes.....	74
Quadro 4: Priorização das necessidades dos clientes	75
Quadro 5: Requisitos de engenharia para a UPCH.....	76
Quadro 6: Valores meta do terço superior dos requisitos de engenharia.....	78
Quadro 7: Valores meta do terço médio dos requisitos de engenharia.....	79
Quadro 8: Valores meta do terço inferior dos requisitos de engenharia.....	79
Quadro 9: Acionamentos do <i>manifold</i> agrícola.....	85
Quadro 10: Acionamentos do <i>manifold</i> Danfoss CDS - 100.	86
Quadro 11: Componentes e especificações iniciais para o dimensionamento.....	87
Quadro 12: Ordenação dos desenhos detalhados dos conjuntos da UPCH.....	123
Quadro 13: Ordenação dos desenhos detalhados dos componentes críticos.	141
Quadro 14: Ordenação das páginas do circuito dos painéis de açãoamento.....	155

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Limites entre tipos de escoamento pelo critério do número de Reynolds..	50
Tabela 2: Velocidades recomendadas de acordo com a função da tubulação.	51

QUADRO DE EQUAÇÕES

#	Equação	Descrição
1	$Eh = p1 \cdot Q1$	Equação utilizada para calcular a energia hidráulica
2	$ns = \frac{120 \cdot f}{P}$	Equação utilizada para calcular a velocidade síncrona de rotação
3	$s = \frac{(ns - n)}{ns}$	Equação utilizada para calcular o escorregamento percentual
4	$n = ns \cdot (1 - \frac{s}{100})$	Equação utilizada para calcular a velocidade nominal
5	$Volume\ mínimo = 3 \cdot Q$	Equação utilizada para calcular o volume mínimo do reservatório
6	$Re = \frac{v \cdot di}{\nu}$	Equação utilizada para calcular o número de Reynolds
7	$di = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{máx}}{\pi \cdot v}}$	Equação utilizada para calcular o diâmetro interno das tubulações
8	$t = \left[\frac{p_{máx} \cdot Di}{2(\sigma_u - p_{máx})} \right] \cdot Sg$	Equação utilizada para calcular a espessura da parede de tubos
9	$di = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{máx}}{\pi \cdot v}}$	Equação utilizada para calcular o diâmetro interno das mangueiras

10	$Q = \frac{(V_g \cdot n \cdot n_{vol})}{1000}$	Equação utilizada para calcular a vazão de bombas de deslocamento fixo
11	$F = p \cdot A$	Equação utilizada para determinar a força gerada por um cilindro hidráulico
12	$M = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi}$	Equação utilizada para calcular o torque de um motor hidráulico
13	$P = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}}$	Equação utilizada para calcular a potência requerida pela bomba
14	$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}}$	Equação utilizada para calcular o torque requerido pela bomba
15	$C = k_1 \cdot \phi m \cdot I_1$	Equação utilizada para calcular o conjugado de motores de indução
16	$\phi m = k_2 \cdot \frac{U_1}{f_1}$	Equação utilizada para calcular o fluxo de magnetização
17	$T_a = T_R \cdot T_n$	Equação utilizada para calcular o torque aplicável pelo motor
18	$n = \frac{(Q \cdot 1000)}{(V_{g1} + V_{g2}) \cdot n_{vol}}$	Equação utilizada para calcular a velocidade de acionamento da bomba

LISTA DE SIMBOLOS

Eh – Energia hidráulica

p1 – Pressão de saída da bomba (N/m²)

Q1 – Vazão da bomba (m³)

ns – Velocidade síncrona (RPM)

f – Frequência da rede (Hz)

P' – Número de polos do estator

s – Escorregamento percentual (%)

n – Velocidade nominal (RPM)

Q – Vazão da bomba (l/min)

Re - Número de Reynolds

v – Velocidade do fluido (cm/s)

di – Diâmetro interno (cm)

Di – Diâmetro interno (mm)

ν – Viscosidade do fluido (Stokes)

Q_{máx} – Vazão máxima (cm³/s)

t – Espessura da parede (mm)

p_{máx} – Pressão máxima (MPa)

σ_u – Limite de resistência do material (MPa)

Sg – Coeficiente de segurança

V_g – Volume geométrico (cm³/rev)

n – Velocidade de acionamento (RPM)

F – Força (Kgf)

p – Pressão (bar)

A – Área do êmbolo (cm²)

M – Torque (Nm)

Δp – Diferencial de pressão (bar)

η_{mh} – Rendimento mecânico hidráulico (0,9 – 0,95)

P – Potência em kW

η_{vol} – Rendimento volumétrico (0,9 – 0,95)

C – Conjugado (torque)

k1 – Constante dependente do material e do projeto da máquina

Φ_m – Fluxo de magnetização

I1 – Corrente do rotor

k2 – Constante dependente do material e do projeto da máquina

U1 – Tensão estatórica

f1 – Frequência da tensão de alimentação

Ta – Torque aplicável (Nm)

TR – Fator de aplicação de torque

Tn – Torque nominal do motor (Nm)

LISTA DE ABREVIATURAS E/OU SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

ASTM – American Society for Testing and Materials

BOM – Bill of Materials

CAD – Computer Aided Design

CC – Corrente Contínua

CV – Cavalo Vapor

DIN – Deutsches Institut für Normung

ENIT – Escola Nacional da Inspeção do Trabalho

IGBT – Gate Bipolar Transistor

ISO – International Organization for Standardization

LaSH – Laboratório de Sistemas Hidráulicos

MAG – Metal Active Gas

MIG – Metal Inert Gas

NBR – Norma Brasileira

PWM – Pulse Width Modulation

SAE – Society of Automotive Engineers

SSU – Seconds Saybolt Universal

UCP – Unidade de Conversão Primária

UCS – Unidade de Conversão Secundária

ULC – Unidade de Limitação e Controle

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	17
1.1 TEMA	17
1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA.....	17
1.3 PROBLEMA DE PESQUISA	18
1.4 HIPÓTESES.....	19
1.5 JUSTIFICATIVA	19
1.6 OBJETIVOS	20
1.6.1 Objetivo Geral.....	20
1.6.2 Objetivos Específicos	20
2 REVISÃO DA LITERATURA	21
2.1 SISTEMAS HIDRÁULICOS.....	21
2.1.1 Características dos sistemas hidráulicos	23
2.2 UNIDADE DE CONVERSÃO PRIMÁRIA (UCP)	24
2.2.1 Motor elétrico de indução trifásico	24
2.2.2 Bomba de engrenagens externas	26
2.3 UNIDADE DE LIMITAÇÃO E CONTROLE (ULC)	27
2.3.1 Válvula limitadora de pressão.....	27
2.3.2 Válvula direcional	28
2.4 UNIDADE DE CONVERSÃO SECUNDÁRIA (UCS)	34
2.4.1 Atuadores lineares	34
2.4.2 Atuadores rotativos.....	35
2.5 DISPOSITIVOS DE CONDICIONAMENTO	36
2.5.1 Reservatório	36
2.5.2 Trocador de calor	38
2.5.3 Filtros	40
2.6 EQUIPAMENTOS AUXILIARES	43
2.6.1 Manômetros	43
2.6.2 Termômetros	44
2.7 FLUIDOS HIDRÁULICOS	45
2.7.1 Viscosidade	46
2.7.2 Regimes de escoamento	49
2.7.3 Número de Reynolds.....	50
2.7.4 Velocidades recomendadas	51
2.8 CONDUTORES HIDRÁULICOS	51
2.8.1 Tubulações	52
2.8.2 Mangueiras	53
2.9 ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO	55
2.9.1 Vazão requerida.....	55
2.9.2 Pressão requerida	55
2.9.3 Potência requerida	56
2.9.4 Torque requerido.....	57
2.10 ACIONAMENTO DE MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS	57
2.10.1 Inversor de frequência	58
2.11 NORMAS REGULAMENTADORAS DE SEGURANÇA	64
2.11.1 NR10 – Segurança em instalações e serviços em eletricidade	64
2.11.2 NR12 – Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos	64
2.11.3 NR17 – Ergonomia.....	64
2.12 METODOLOGIA DE PROJETO DE PRODUTO	65

3 METODOLOGIA	66
3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS.....	67
3.1.1 Metodologia de Munari	67
3.1.2 Análise das necessidades	67
3.1.3 Fase de detalhamento.....	70
3.1.4 Fase de aquisição	70
3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS	70
4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS.....	71
4.1 APLICAÇÃO DA METODOLOGIA	71
4.1.1 Aplicação do método de Munari	71
4.1.2 Análise das necessidades	73
4.2 FASE DE DETALHAMENTO.....	83
4.2.1 Especificação do produto.....	83
4.2.2 Cálculos de verificação.....	86
4.2.3 Dimensionamento das linhas hidráulicas	91
4.2.4 Seleção do óleo hidráulico	95
4.2.5 Seleção dos filtros	96
4.2.6 Modelagem da solução	98
4.2.7 Validação da solução	106
4.2.8 Desenhos de especificações técnicas	114
4.3 FASE DE AQUISIÇÃO	115
4.3.1 Lista de materiais – Bill of Materials (BOM)	115
4.3.2 Processos de fabricação	117
4.3.3 Seleção de fornecedores	117
5 CONSIDERAÇÕES FINAIS	118
REFERÊNCIAS.....	119
APÊNDICE A – DETALHAMENTOS DOS CONJUNTOS.....	123
APÊNDICE B – DESENHOS DE ITENS CRÍTICOS.....	141
APÊNDICE C – CIRCUITO ELÉTRICO DOS PAINÉIS	155
ANEXO A – CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR	163
ANEXO B – TABELA DE CONVERSÃO DE VISCOSIDADES.....	164
ANEXO C – TABELA DE BITOLAS DE MANGUEIRAS NBR 14831.....	165
ANEXO D – QUADRO DE CLASSIFICAÇÃO DE MANGUEIRAS PELA SAE.....	166
ANEXO E – TABELA DE CLASSES DE MANGUEIRAS PELA ISO 18752	167

1 INTRODUÇÃO

Todos os cursos de engenharia independentemente da especialidade técnica precisam formar profissionais capacitados a trabalhar com a automação. Essa é uma área em profunda expansão em vários cenários da atividade humana, sua abrangência vai das atividades no agronegócio até a produção industrial de qualquer tipo de produto.

As universidades estão buscando atualizar a ementa dos cursos de engenharia a fim de proporcionar mais do que conhecimento teórico. Atualmente o foco está voltado muito mais à formação de competências, caracterizadas pela capacidade de aplicar a base científica no desenvolvimento de soluções, muitas vezes envolvendo a automatização de processos.

O conhecimento tácito adquirido através da experimentação é uma parte bastante importante na preparação do engenheiro. A prática de experimentos de automação pneumática e hidráulica, por exemplo, proporciona a interação do aluno com os componentes desses sistemas, a verificação do seu funcionamento e a instigação para a pesquisa.

Nesse enredo o projeto de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico para uso didático mais que se justifica. A FAHOR (Faculdade Horizontina) tem a disponibilidade de atuadores como cilindros e motores hidráulicos que podem ser utilizados para o acionamento de diversos mecanismos, porém, não possui uma unidade de potência e condicionamento hidráulico que permita a utilização dos mesmos.

1.1 TEMA

O tema desse projeto é o dimensionamento de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico cujas especificações de produto permitam sua utilização em aulas práticas de automação hidráulica, e em projetos de pesquisa dedicados à essa área na FAHOR.

1.2 DELIMITAÇÃO DO TEMA

Este trabalho delimita-se ao dimensionamento dos componentes de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico para uso didático, com foco nos cálculos e especificação dos componentes da UCP (Unidade de Conversão Primária)

e ULC (Unidade de Limitação e Controle), componentes como o reservatório, bomba, válvula de alívio e tubulações. A construção da unidade hidráulica abre espaço para trabalhos futuros uma vez que o acionamento de mecanismos hidraulicamente acionados requer o dimensionamento dos componentes da UCS (Unidade de Conversão Secundária) como cilindros e motores hidráulicos.

1.3 PROBLEMA DE PESQUISA

Dentre as diversas áreas de estudo da engenharia mecânica destaca-se a mecânica de fluidos e suas aplicações. Sua importância vem de tempos remotos pois é de conhecimento comum a utilização da água como fonte de potência para o acionamento de moinhos na antiguidade.

Na atualidade esses sistemas que realizavam somente trabalhos de potência evoluíram com a introdução da automação, passando a ser componentes de mecanismos com funções de controle em diversas máquinas. Diga-se de passagem, que praticamente todos os veículos automotores atualmente produzidos possuem sistemas de direção hidraulicamente assistidos.

No curso de graduação em engenharia mecânica existem muitas oportunidades para realização de aulas expositivas com atividades práticas, especialmente envolvendo as disciplinas de mecânica de fluidos, máquinas de fluido e sistemas hidráulicos. A vantagem desse tipo de abordagem é promover a aprendizagem de conceitos ditos como velhos de uma forma dinâmica e atualizada, angariando o foco e interesse dos acadêmicos.

Atualmente a FAHOR não possui uma unidade de potência hidráulica para oferecer aulas práticas de automação, fato que dificulta o desenvolvimento de projetos utilizando mecanismos hidraulicamente acionados dentro da instituição.

Assim, esta pesquisa busca responder a seguinte pergunta: a disponibilidade de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico vai apoiar a instituição na preparação de aulas experimentais de automação hidráulica bem como o desenvolvimento de projetos nessa área?

1.4 HIPÓTESES

A disponibilidade de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico possibilitará aos acadêmicos e pesquisadores da FAHOR aprofundar conhecimentos através de:

- Realização de experimentos envolvendo a montagem e teste de mecanismos hidráulicamente acionados.
- Desenvolvimento de projetos de pesquisa na área de automação hidráulica.
- Desenvolvimento e teste de implementos para máquinas agrícolas.

1.5 JUSTIFICATIVA

A cidade de Horizontina está localizada na região noroeste do estado do Rio Grande do Sul, uma região estratégica conhecida como polo metal mecânico produtor de tecnologias para mecanização agrícola. Aqui são produzidos equipamentos como colheitadeiras de grãos, plataformas de colheita, plantadeiras, e inúmeras outras máquinas que atendem às necessidades da agropecuária brasileira.

Todos os exemplos de máquinas agrícolas citadas anteriormente possuem sistemas hidráulicos desempenhando alguma função, essas aplicações caracterizam a importância do desenvolvimento de tecnologias nessa área da engenharia mecânica.

A automação hidráulica é uma realidade em diversos tipos de processos e equipamentos, sobretudo onde se necessita realizar trabalhos de grande magnitude como levantamento de cargas e transporte de grandes massas. Ambos os exemplos são encontrados na operação de uma colheitadeira de grãos, onde observa-se a utilização de cilindros hidráulicos para o levante de plataformas de colheita e onde um sistema hidrostático é responsável pela transmissão da força motriz do equipamento.

A construção de uma unidade hidráulica que forneça potência para o acionamento desses tipos de atuadores permite a realização de atividades práticas nas aulas de sistemas hidráulicos, aproximando os acadêmicos das tecnologias de automação. Além disso, os experimentos possibilitam a visualização dos efeitos práticos dos cálculos de dimensionamento nas características do sistema, como pressão, vazão e temperatura do fluido de trabalho.

Aproximar os acadêmicos das tecnologias de automação hidráulica durante a graduação permitirá a formação de engenheiros mais capacitados, sobretudo para atender a demanda das indústrias de máquinas agrícolas da região, essas empresas são fabricantes de colheitadeiras, tratores, plantadeiras de grãos, forrageiras e demais implementos muitas vezes acionados por sistemas hidráulicos.

1.6 OBJETIVOS

1.6.1 Objetivo Geral

O objetivo deste projeto é dimensionar uma unidade de potência e condicionamento hidráulico que possa ser utilizada como ferramenta didática na preparação de aulas práticas de automação hidráulica.

1.6.2 Objetivos Específicos

Algumas atividades específicas serão desenvolvidas nesse projeto a fim de atingir o objetivo geral anteriormente mencionado. Por ordem de execução seguem listados:

- Definir os requisitos necessários do sistema hidráulico como máxima pressão e vazão;
- Projetar um equipamento adequado às condições ambientais e de infraestrutura da FAHOR;
- Desenvolver o dimensionamento mecânico e hidráulico do projeto;

2 REVISÃO DA LITERATURA

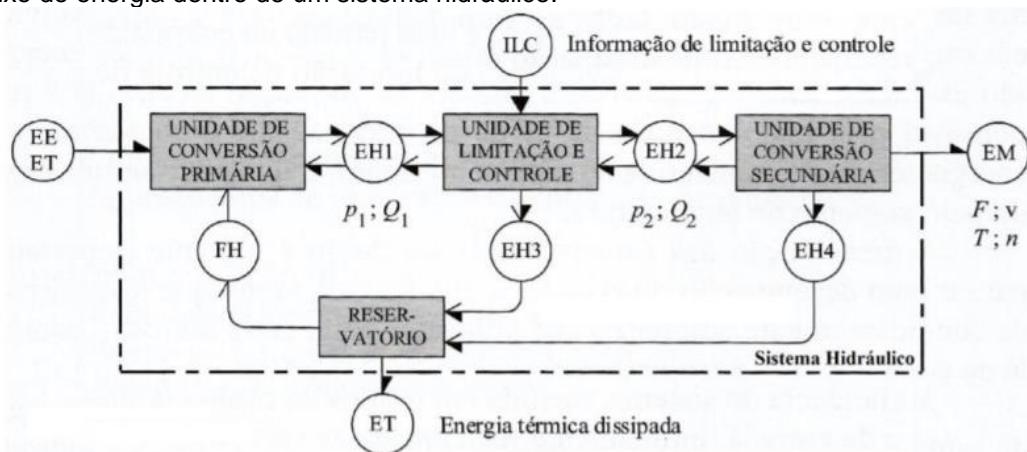
2.1 SISTEMAS HIDRÁULICOS

Um sistema hidráulico é caracterizado pela associação de elementos que utilizando um fluido como meio de transferência de energia permite a transmissão e controle de forças e movimentos (LINSINGEN, 2003).

Para Watton (2012) quando se necessita de grandes forças e torque, ou de ambos, é necessário recorrer a sistemas de controle hidráulicos. Outra vantagem é que estes possuem uma relação peso/potência mais competitiva.

De acordo com Linsingen (2003) os sistemas hidráulicos podem ser divididos em três subsistemas ou unidades com diferentes funções: a unidade de conversão primária (UCP), a unidade de limitação e controle (ULC) e a unidade de conversão secundária (UCS). Essas três unidades interagem umas com as outras através de um fluxo de energia tal como é demonstrado na Figura 1.

Figura 1: Fluxo de energia dentro de um sistema hidráulico.



EE / ET = energia elétrica / energia térmica
 EM = energia mecânica [força (F); velocidade (v) e/ou torque (T); rotação (n)]
 EH = energia hidráulica [pressão (p); vazão (Q)]

Fonte: Linsingen, 2003, p. 17.

Na unidade de conversão primária (UCP) ocorrem duas transformações de energia uma vez que a energia elétrica ou térmica que entra no sistema é primeiramente convertida em energia mecânica por meio de motores elétricos ou de combustão interna, posteriormente, essa energia mecânica é convertida em energia hidráulica por meio de uma bomba (LINSINGEN, 2003).

Linsingen (2003) afirma que a energia hidráulica é diretamente proporcional a pressão e a vazão do sistema como se verifica na Equação 1.

$$Eh = p_1 \cdot Q_1 \quad (1)$$

Onde:

Eh – Energia hidráulica

p_1 – Pressão de saída da bomba (N/m^2)

Q_1 – Vazão da bomba (m^3/h)

A unidade de limitação e controle (ULC) tem a função de condicionar as características do fluxo que sai da bomba limitando e/ou controlando a energia hidráulica, tornando-a adequada à operação do sistema. Essa tarefa é realizada com base em sinais de entrada externos ou retroalimentados (LINSINGEN, 2003).

Posteriormente a energia hidráulica devidamente condicionada pela ULC é transformada novamente em energia mecânica na unidade de conversão secundária (UCS), essa energia mecânica manifesta-se em atuadores lineares como força e velocidade, nos atuadores rotativos como torque e rotação (LINSINGEN, 2003).

Em todos os processos de transformação de energia ocorrem perdas que são dissipadas sob forma de calor sendo transmitidas ao meio ambiente e para o óleo. A maioria dessas perdas ocorre nos processos de limitação e controle pela natureza dissipativa de componentes como válvulas reguladoras de pressão e vazão (LINSINGEN, 2003).

Segundo Linsingen (2003) os sistemas hidráulicos precisam de outros elementos para o condicionamento do fluido de trabalho, especificamente para o controle de contaminação e temperatura. Com essa finalidade são utilizados sistemas auxiliares de filtração e trocadores de calor que contribuem com a manutenção das características hidrodinâmicas do óleo.

Entre os processos de transformação de energia que ocorrem em um circuito hidráulico existem elementos de ligação que permitem a transferência da energia hidráulica de um módulo ao outro, as mangueiras e ou tubulações hidráulicas. Esses componentes precisam ser devidamente dimensionados a fim de proporcionar a menor perda de carga possível, além de evitar vazamentos. A ligação entre os condutos e os demais componentes do sistema como bombas, motores e cilindros é possível com o uso de tubulações e diversas conexões hidráulicas que proporcionam flexibilidade para a montagem das linhas hidráulicas (SULLIVAN, 1989).

2.1.1 Características dos sistemas hidráulicos

Linsingen (2003) afirma que os sistemas hidráulicos possuem algumas características vantajosas listadas como:

- Baixa relação peso potência permitindo projetar sistemas de transmissões de grandes forças ou torques, com dimensões relativamente reduzidas;
- Baixa inércia promovendo resposta rápida à inversão de movimento;
- Autolubrificação com o fluido de trabalho;
- Permite variação contínua de força e velocidade nos atuadores lineares;
- Permite variação contínua de torque e rotação nos atuadores rotativos;
- Fácil proteção contra sobrecargas;
- Extrema precisão para movimentos rápidos e lentos;
- Fácil armazenagem de energia através de acumuladores;
- Permite interação com sistemas elétricos, mecânicos e pneumáticos.

Fialho (2012) corrobora afirmando que o projeto de transmissões de potência ou de movimentos utilizando sistemas hidráulicos oferece grande flexibilidade para instalação dos componentes, inclusive em espaços reduzidos. Essa condição dificilmente é reproduzida em projetos de transmissões mecânicas.

Linsingen (2003) também apresenta as limitações características dos sistemas hidráulicos listadas como:

- Perda de potência devido a dissipação de energia por atrito viscoso;
- Perdas por vazamentos internos que reduzem a eficiência dos sistemas;
- Necessidade de equipamentos especiais para a sincronização precisa de dois atuadores devido a compressibilidade do fluido;
- Movimentação pulsante dos atuadores quando existe ar livre dentro do sistema;
- Elevada dependência da temperatura para controle da viscosidade do fluido de trabalho.

Fialho (2012) acrescenta que a série de transformações de energia envolvidas na transmissão de potência por meio de sistemas hidráulicos é uma das causas do baixo rendimento destas comparado às transmissões mecânicas. Outra desvantagem é o elevado custo inicial dos sistemas de transmissão hidráulicos comparado aos sistemas mecânicos de mesma capacidade.

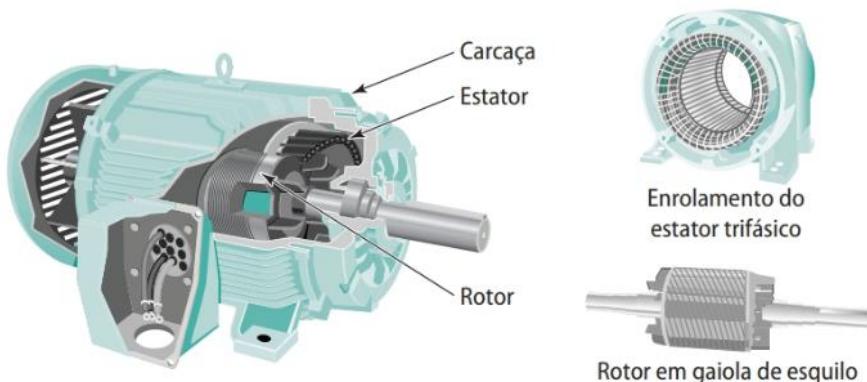
2.2 UNIDADE DE CONVERSÃO PRIMÁRIA (UCP)

2.2.1 Motor elétrico de indução trifásico

O motor elétrico é a máquina destinada a transformar energia elétrica em energia mecânica. É o tipo de motor mais utilizado atualmente devido as vantagens que oferece como baixo custo, simplicidade construtiva, fácil manutenção e maiores rendimentos (WEG, 2001).

Petruzella (2013) corrobora afirmando que o motor de indução trifásico de corrente alternada é o tipo mais utilizado comparado aos outros modelos de motores elétricos devido a sua maior simplicidade e custo de produção. O motor de indução recebe esse nome porque nenhuma tensão externa é aplicada ao seu rotor. A Figura 2 ilustra os principais componentes de um motor de indução trifásico gaiola de esquilo.

Figura 2: Componentes de um motor de indução trifásico.



Fonte: Petrunzella, 2013, p. 134.

O rotor do tipo gaiola de esquilo é construído usando um determinado número de barras individuais curto-circuitadas nas extremidades por anéis e dispostas radialmente. Quando o estator é energizado um campo magnético girante é criado e esse campo induz uma tensão no rotor, o que provoca a formação de correntes elétricas nas barras do mesmo. Essas correntes do rotor estabelecem seu próprio campo magnético que interage com o campo magnético do estator gerando um torque, o torque resultante gira o rotor no mesmo sentido de rotação do campo magnético do estator (PETRUNZELLA, 2013).

As principais características do motor de indução trifásico com rotor gaiola de esquilo são: velocidade constante e próxima da velocidade síncrona, grandes

correntes de partida geram variações na tensão de linha e a inversão de duas das três fases de alimentação do estator inverte o sentido de giro do rotor (PETRUNZELLA, 2013).

Normalmente são utilizados dois termos distintos quando se refere a velocidade dos motores trifásicos de indução, velocidade síncrona e velocidade nominal. A velocidade síncrona é definida pela velocidade de rotação do campo girante, que depende do número de polos do estator e da frequência da rede sendo determinada pela Equação 2 (WEG, 2001).

$$ns = \frac{120 \cdot f}{P'} \quad (2)$$

Onde:

ns – Velocidade síncrona de rotação (RPM)

f – Frequência da rede (Hz)

P' – Número de polos do estator

Kosow apud Franchi (2005) salienta que existe uma diferença entre a velocidade do rotor e a velocidade do campo magnético girante do estator denominada escorregamento. A Equação 3 define o escorregamento como um valor percentual da velocidade síncrona.

A velocidade nominal de um motor de indução operando sob potência e frequência de rede nominais depende do escorregamento e da velocidade síncrona sendo determinada pela Equação 4 (WEG, 2001).

$$s = \frac{(ns - n)}{ns} \quad (3)$$

$$n = ns \cdot \left(1 - \frac{s}{100}\right) \quad (4)$$

Onde:

s – Escorregamento percentual (%)

ns – Velocidade síncrona (RPM)

n – Velocidade nominal (RPM)

Para a aceleração de uma carga é necessário que exista torque sobre o eixo do motor, de forma que o torque requerido é diretamente proporcional a carga aplicada. Dessa forma, à medida que a carga aumenta a velocidade do motor cai devido ao aumento do escorregamento do motor (WEG, 2001).

2.2.2 Bomba de engrenagens externas

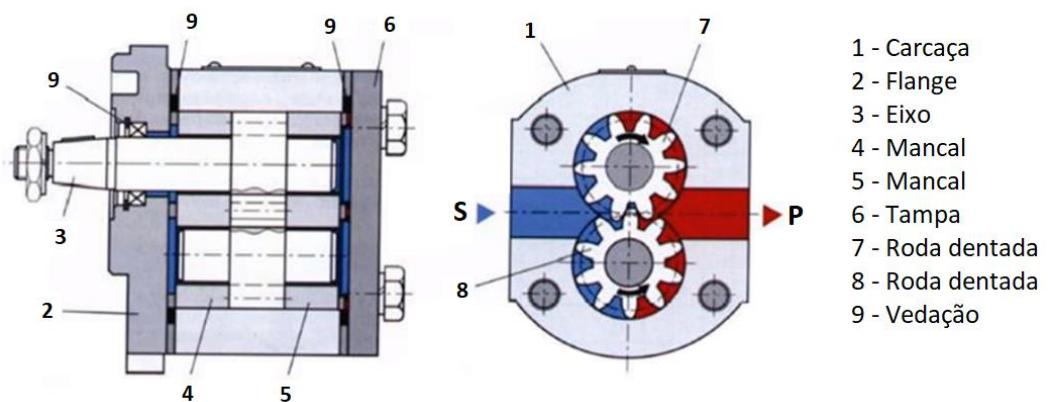
O princípio de funcionamento das bombas de engrenagens externas é o constante engrenamento e desengrenamento de um par de engrenagens. O desengrenamento cria uma descompressão na câmara de sucção fazendo com que o fluido seja succionado do reservatório (RACINE, 1983).

O óleo é então transferido perifericamente pelos vãos das engrenagens que forma uma câmara fechada com a carcaça e as tampas laterais. Um fluxo constante é criado pelo contínuo engrenamento do par de engrenagens que expulsa o óleo dos vãos e o força para fora da bomba (RACINE, 1983).

Segundo Lisingen (2003) as bombas de engrenagens são máquinas de deslocamento fixo, porque não é possível promover a variação do volume das células de transporte de fluido compreendido como os vãos entre as engrenagens. Dessa forma essas bombas tem um valor de vazão constante para cada rotação de trabalho.

No que diz respeito ao campo de aplicação, Fialho (2012) afirma que bombas de engrenagens são aplicadas para sistemas que trabalham com pressões relativamente altas de até 21MPa e baixa ou média vazão limitada a 660 l/min. A Figura 3 apresenta os principais componentes de uma bomba de engrenagens.

Figura 3: Componentes de uma bomba de engrenagens.



Fonte: Adaptado de Exner et al., 2013, p. 55.

Alguns cuidados devem ser tomados no condicionamento do óleo hidráulico recalcado por bombas de engrenagens. É altamente recomendável incluir no projeto um trocador de calor refrigerando o óleo proveniente das linhas de retorno, também um sistema de filtragem para as linhas de sucção da bomba e retorno à tanque (BOSCH, 2017).

2.3 UNIDADE DE LIMITAÇÃO E CONTROLE (ULC)

A unidade de limitação e controle tem a função de condicionar a energia hidráulica proveniente na saída da UCP de forma que esta atenda às necessidades do sistema. De forma genérica, válvulas regulam os parâmetros de pressão e ou vazão para limitar a potência hidráulica do sistema através de dois princípios de ação bastante distintos, o controle conservativo e o controle resistivo (LINSINGEN, 2003).

No controle conservativo apenas a energia necessária é consumida na UCP e transformada em energia hidráulica. Isso é possível por meio da utilização de bombas de deslocamento variável onde a vazão pode ser ajustada ou controlada continuamente através de sinais de realimentação provenientes do próprio sistema hidráulico (LINSINGEN, 2003).

O controle resistivo se dá pela atuação de válvulas onde o controle da potência hidráulica proveniente da UCP se dá pela transformação da energia excedente em energia térmica. Dessa forma, a UCP precisa disponibilizar continuamente um potencial energético superior ao requerido para a operação do sistema, o que reduz a eficiência energética do sistema (LINSINGEN, 2003).

O controle resistivo tem custo inicial inferior ao controle conservativo. Também permite variações rápidas de vazão e pressão o que justifica sua aplicação em sistemas hidráulicos de média e pequena potência (LINSINGEN, 2003).

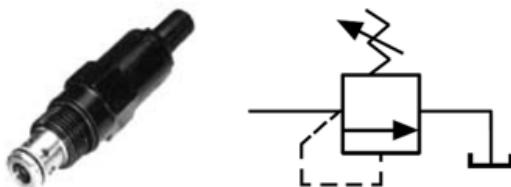
2.3.1 Válvula limitadora de pressão

As válvulas limitadoras de pressão são de natureza dissipativa e normalmente fechadas, nesse tipo de válvula a pressão de entrada é ajustada por força de mola. A válvula só abre quando a força da mola for superada pela força gerada pela pressão de entrada (LINSINGEN, 2003).

Quando gradualmente a pressão na entrada excede a força da mola a válvula inicia a abertura de um caminho de desvio à tanque. Se a pressão de entrada continuar a aumentar a válvula abre plenamente permitindo que todo o fluxo proveniente seja desviado à tanque (FESTO, 2001).

Segundo Linsingen (2003), as válvulas limitadoras de pressão podem ser utilizadas com dois propósitos distintos, como válvulas de segurança e como válvulas de controle de pressão. A Figura 4 apresenta uma válvula limitadora de pressão diretamente operada e a simbologia aplicada de acordo com norma ISO 1219.

Figura 4: Válvula limitadora de pressão diretamente operada.



Fonte: Adaptado de Parker, 2019, p. 102.

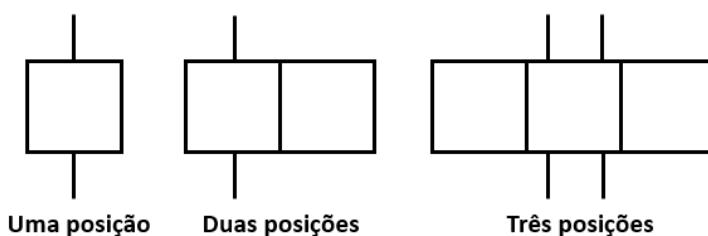
Válvulas limitadoras de pressão operando como válvula de segurança protegem o sistema contra os danos de sobrepressão, sendo montadas sempre em paralelo com a bomba e mantendo-se fechadas até que a pressão do sistema atinja o valor pré-ajustado. Como válvulas de controle as válvulas limitadoras de pressão têm a função de limitar a pressão de trabalho de todo o sistema ou em partes do mesmo, recebendo diferentes nomenclaturas de acordo com a função específica que executam (LINSINGEN, 2003).

2.3.2 Válvula direcional

Exner *et al.* (2013) esclarece que são denominados como válvulas direcionais todos os componentes que comandam acionamentos de parada, partida e alteração de sentido de fluxo do fluido no sistema. As válvulas direcionais são caracterizadas por dois fatores específicos, o número de vias e o número de posições.

Sullivan (1989) afirma que as posições dizem respeito a quantidade de específica de posições que o elemento de comutação pode assumir dentro do corpo da válvula enquanto direciona o fluxo por diferentes caminhos. Enfatiza ainda que o símbolo utilizado nos circuitos é chamado de envelope e dividido em seções para indicar o número de posições tal como ilustra a Figura 5.

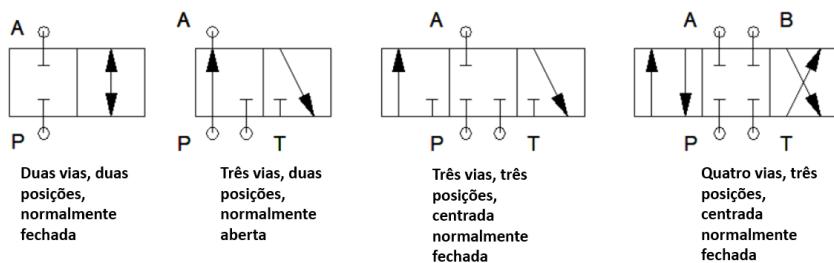
Figura 5: Simbologia para as posições das válvulas direcionais.



Fonte: Adaptado de Sullivan, 1989, p. 222.

O número de vias caracteriza a quantidade de conexões úteis presentes, ou seja, o número de caminhos por onde o óleo pode escoar através da válvula (SULLIVAN, 1989). As válvulas direcionais mais comuns têm uma, duas, três e até quatro vias como ilustra a Figura 6.

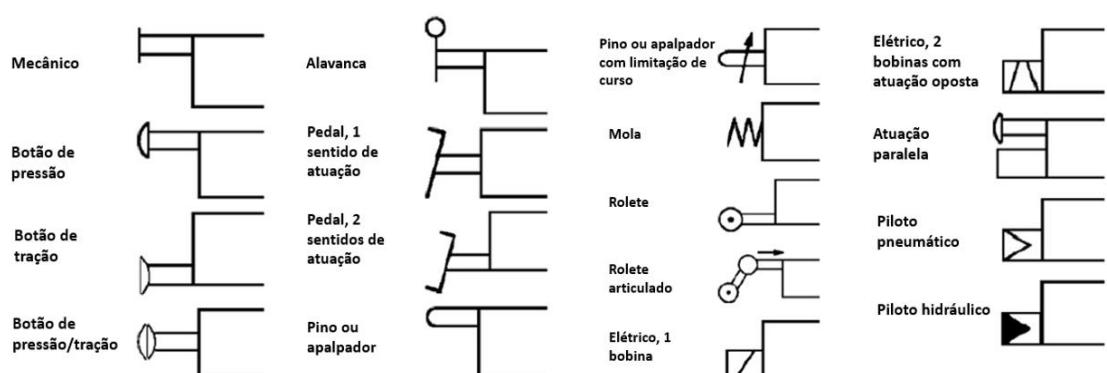
Figura 6: Simbologia aplicada às válvulas direcionais mais comuns.



Fonte: Adaptado de Sullivan, 1989, p. 222.

Existem diversas formas de acionamento para as válvulas direcionais, por meio de força muscular, utilizando meios mecânicos, hidráulicamente, pneumáticamente, eletricamente ou pela combinação destes métodos (MOREIRA, 2012). A Figura 7 apresenta a simbologia empregada para os principais métodos de acionamento de acordo com a norma ISO 1219.

Figura 7: Simbologia aplicada ao tipo de acionamento das válvulas direcionais.



Fonte: Adaptado de Rabie, 2009, p. 163.

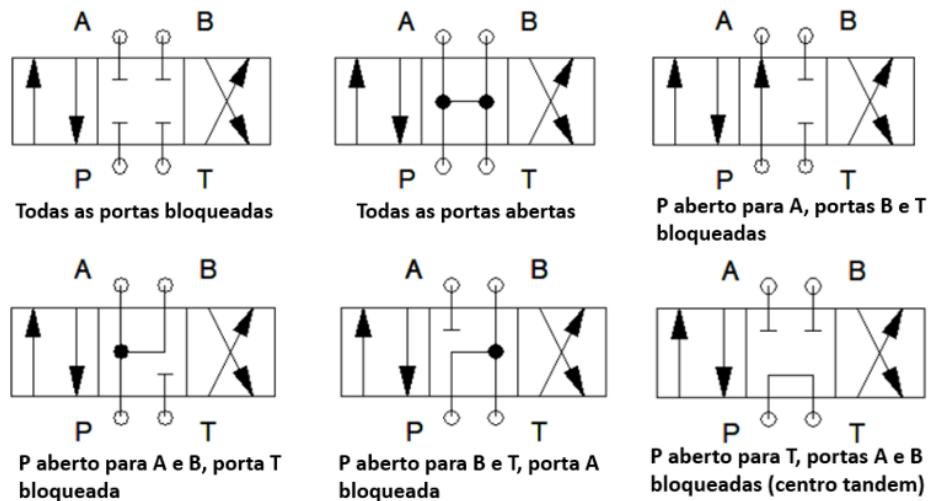
Rabie (2009) afirma que nas válvulas direcionais diretamente operadas, aquelas em que a força do controlador pode pilotar diretamente o carretel, o aumento da vazão ocasiona o aumento das forças de momento sobre o carretel requisitando válvulas com maiores dimensões. Dessa forma, o controlador deve exercer mais força para a pilotagem da válvula.

Quando eletricamente acionadas por solenoides de corrente contínua isso significa aplicar bobinas com fios de maior diâmetro e com maior quantidade de espiras. Por consequência, o tamanho e massa dos solenoides também aumenta restringindo o acionamento elétrico dessas válvulas para vazões de até 100 l/min (RABIE, 2009).

Válvulas direcionais de quatro vias possuem quatro caminhos por onde o óleo pode fluir por dentro da carcaça da válvula permitindo o acionamento e reversão do movimento dos atuadores. Normalmente as portas são nomeadas como entrada de fluxo proveniente da bomba (P), retorno a tanque (T), e duas portas de trabalho nomeadas como (A) e (B) (SULLIVAM, 1989).

Sullivan (1989) afirma que a posição central das válvulas direcionais de quatro vias define que tipo de válvula é adequada para cada aplicação uma vez que a posição neutra influencia na operação do resto do sistema. Normalmente o centro dessas válvulas é do tipo aberto ou fechado, com inúmeras variações possíveis em cada configuração. A Figura 8 apresenta as principais configurações de válvulas de acordo com a posição central.

Figura 8: Principais posições centrais para válvulas direcionais de quatro vias.



Fonte: Adaptado de Sullivan, 1989, p. 229.

As válvulas de centro aberto conectam a linha de pressão da bomba ao retorno para o reservatório quando na posição neutra. Isso reduz o consumo de potência quando o sistema está ocioso e gera um fluxo de circulação dentro do reservatório o que favorece o arrefecimento do sistema. Essas características justificam sua aplicação em sistemas que utilizam bombas de deslocamento fixo (SULLIVAN, 1989).

Válvulas de centro fechado não conectam a linha de pressão da bomba ao retorno à tanque, dessa forma quando a válvula é pilotada para a posição neutra a linha de pressão da bomba permanece pressurizada na pressão regulada pela válvula de alívio. As cargas conectadas às portas de trabalho devem permanecer paradas se o vazamento interno da válvula for mínimo. Válvulas de centro fechado requerem sistemas com bombas de deslocamento variável e tem a vantagem de fornecer continuamente um nível de pressão para linhas piloto (SULLIVAN, 1989).

2.3.2.1 Válvula direcional do tipo carretel deslizante

As válvulas direcionais do tipo carretel deslizante são compostas basicamente por um corpo perfurado com câmaras de acesso dentro do qual desliza um pistão cilíndrico com rebaixos usinados. O movimento relativo do carretel em relação às câmaras determina a direção do fluxo de forma que cada posição estabelece ligações entre as vias da válvula (LINSINGEN, 2003).

Exner et al. (2013) afirma que as válvulas direcionais do tipo carretel deslizante são comumente montadas sobre uma placa base de onde provém os fluxos de óleo. A Figura 9 apresenta um exemplo de válvula direcional do tipo carretel deslizante com acionamento elétrico por solenoide para montagem em placa base.

Figura 9: Válvula de carretel deslizante para montagem em placa base.



Fonte: Adaptado de Parker, 2001, p. 75.

Racine (1983) apresenta a aplicação das válvulas direcionais de carretel deslizante sob a forma de comandos múltiplos conhecidos como comandos mobile, amplamente utilizados em guindastes e máquinas agrícolas. Essas válvulas são montadas lado a lado e unidas por parafusos tirantes, além disso, os meios de acionamento mais comuns são o manual por alavanca e elétrico por solenoide conforme ilustra a Figura 10.

Figura 10: Bloco mobile com múltiplas válvulas de carretel deslizante.



Fonte: Parker, 2007, p. 2.

De acordo com Exner et al. (2013) nas válvulas de carretel a vedação entre as vias depende de três fatores os quais denomina como: medidas da folga entre carretel e cavidade, viscosidade do fluido e pressão de trabalho.

As válvulas direcionais de carretel deslizante não possuem plena vedação contra vazamentos internos entre regiões com grandes diferenciais de pressão. Para algumas aplicações essa limitação impõe que sejam desenvolvidas soluções envolvendo a aplicação de válvulas de retenção pilotadas ou válvulas de contrapressão (LINSINGEN, 2003).

2.3.2.2 Válvula direcional de cartucho

A partir da década de 1970 as válvulas direcionais de carretel deslizante começaram a ser substituídas pelas válvulas de cartucho em diversas aplicações, devido a vantagens como o baixo custo e tamanho reduzido. Atualmente essas válvulas tem sido empregadas como componentes de controle proporcional, uma vez que o acionamento elétrico das mesmas permite a utilização de controles eletrônicos (LINSINGEN, 2003).

Segundo Bravo (2002) as válvulas direcionais de cartucho podem ter aplicações tanto industriais quanto móbil, permitindo diversas configurações de acionamentos a um custo reduzido comparado aos circuitos convencionais.

A relativa simplicidade construtiva é uma das principais características das válvulas direcionais de cartucho do tipo de aparafusar, compostas por basicamente dois componentes: uma parte fixa que é aparafusada na cavidade do bloco e outra parte interna que é móvel e realiza a comutação das funções da válvula (BRAVO, 2002). A Figura 11 apresenta algumas válvulas de cartucho de aparafusar.

Figura 11: Válvulas de cartucho de aparafusar.



Fonte: Hydraforce, 2019.

Linsingen (2003) define uma válvula direcional de cartucho como uma válvula de duas vias semelhante a uma válvula de retenção pilotada. No entanto, suas possibilidades de utilização podem ser ampliadas com a utilização de múltiplas válvulas de cartucho operando com outros tipos de válvulas e sistemas de ligação.

Composições adequadas de válvulas de cartucho com válvulas-piloto possibilitam a obtenção não só de todas as funções de válvulas direcionais convencionais, mas também a simulação de diversas válvulas em um só conjunto (LINSINGEN, 2003, p. 321).

As válvulas de cartucho do tipo aparafusadas são projetadas para compor um conjunto de acionamento personalizado para cada aplicação, sendo montadas sob forma de um conjunto compacto ou bloco de válvulas, chamado *manifold*. Dessa forma todo um sistema de acionamento pode ser disponibilizado em um único bloco projetado para caber em um local definido (WATTON, 2012). A Figura 12 apresenta a utilização de válvulas de cartucho em um *manifold*.

Figura 12: Manifold de acionamento hidráulico.



Fonte: Hydraforce, 2019.

Watton (2012) esclarece que os materiais com que os *manifolds* são fabricados são especificados de acordo com as pressões de trabalho dos sistemas, dessa forma, é utilizado alumínio T - 6061 para pressões de até 210 bar e ferro fundido dúctil dos tipos 65 – 45 – 12 para pressões de até 350 bar.

As principais vantagens da utilização de blocos *manifold* são o menor custo, reduzido tempo de montagem, menor tamanho e redução dos potenciais pontos de vazamento de óleo hidráulico (WATTON, 2012).

2.4 UNIDADE DE CONVERSÃO SECUNDÁRIA (UCS)

A unidade de conversão secundária (UCS) realiza a conversão da energia hidráulica em energia mecânica utilizando atuadores lineares e rotativos. Esses componentes realizam acionamentos mecânicos diversos. Os cilindros hidráulicos permitem exercer força e deslocamento enquanto que os motores hidráulicos fornecem torque e rotação (LINSINGEN, 2003).

2.4.1 Atuadores lineares

Atuadores lineares também são chamados de cilindros hidráulicos e tem a função de transformar um fluxo de óleo sobre pressão em um movimento linear controlado. A força exercida por um cilindro hidráulico é diretamente proporcional à área da seção transversal do êmbolo e à pressão hidráulica aplicada sobre o mesmo (SULLIVAN, 1989).

A construção física dos cilindros é pouco complexa, basicamente uma carcaça tubular chamada camisa que aloja em seu interior uma haste onde está fixo um êmbolo provido de anéis de vedação. Próximo as extremidades da camisa situam-se as tampas que podem conter as conexões de entrada e saída de óleo (MOREIRA, 2012). A Figura 13 apresenta um cilindro hidráulico de dupla ação.

Figura 13: Cilindro hidráulico de dupla ação.



Fonte: Hidromatic, 2019.

Os cilindros de simples ação são empregados em sistemas onde existe a necessidade de aplicação de força em somente um sentido, o movimento no outro sentido ocorre pela força peso da própria carga ou pela ação de uma mola de reposição. Cilindros de dupla ação são utilizados quando esforços devem ser aplicados em ambos os sentidos, tanto o avanço quanto o recuo da haste ocorrem devido a aplicação de energia hidráulica (FESTO, 2001).

2.4.2 Atuadores rotativos

Os principais atuadores rotativos são os motores hidráulicos, operam transformando a energia hidráulica fornecida em potência mecânica sob forma de torque e rotação. A construção dos motores hidráulicos é semelhante a construção das bombas, embora executem operações inversas (RACINE, 1983).

De forma geral todos os tipos de motores possuem uma carcaça fixa com conexões de entrada e saída de óleo, além de um conjunto rotativo ligado ao eixo de saída. Os motores hidráulicos podem ter vazão fixa ou variável, subdividindo-se como motores de palhetas, motores de engrenagens, motores gerotor, motores de pistões radiais e motores de pistões axiais (PARKER, 2001). A Figura 14 apresenta em (a) um motor de pistões axiais e em (b) um motor de engrenagens externas, ambas da marca Rexroth.

Figura 14: Motores hidráulicos.



a) Motor de pistões axiais

a) Motor de engrenagens externas

Fonte: Adaptado de Rexroth, 2019.

Moreira (2012) afirma que a especificação de um motor hidráulico para uma aplicação requer o conhecimento das características da carga que o mesmo deve mover, ou seja, o torque e a velocidade de operação. O torque definido como a força de torção disponível no eixo de saída do motor normalmente expressa na unidade de kgfm ou Nm.

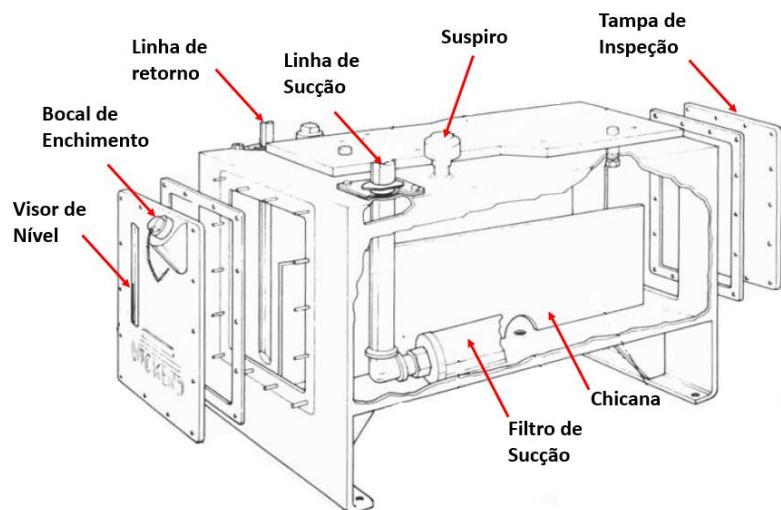
2.5 DISPOSITIVOS DE CONDICIONAMENTO

Unidades hidráulicas são compostas por muitos componentes individuais, que em conjunto permitem a transmissão de potência através de um fluido hidráulico. Alguns componentes não interferem diretamente nas conversões de energia do sistema, porém, são fundamentais para o bom funcionamento do mesmo. Nesta classe se encontram os elementos condicionadores do fluido como o reservatório, o trocador de calor, e os filtros (SULLIVAN, 1989).

2.5.1 Reservatório

O reservatório é dimensionado para comportar todo o fluido hidráulico do sistema mais uma reserva, além de exercer funções adjacentes como a separação de bolhas de ar presentes no óleo, retenção de contaminantes sólidos e dissipação de calor por convecção (MOREIRA, 2012). A Figura 15 representa um clássico reservatório industrial.

Figura 15: Componentes de um reservatório hidráulico.



Fonte: Adaptado de Sullivan, 1989, p. 279.

Sullivan (1989) define alguns requisitos a serem observados no projeto de reservatórios hidráulicos para que estes exerçam suas funções adequadamente:

- O dimensionamento do reservatório deve oferecer uma superfície livre para desaeração do fluido, eliminação de bolhas de ar e espuma;
- Um suspiro deve ser adicionado para permitir a entrada e ar atmosférico e equalização da pressão interna do tanque;

- A cota de profundidade deve assegurar que mesmo durante picos de consumo o nível do óleo hidráulico esteja acima da linha de sucção da bomba;
- O dimensionamento do reservatório deve permitir que exista uma superfície adequada de contato entre o óleo com as paredes e fundo do reservatório a fim de permitir uma boa troca térmica por convecção;
- Um dreno deve ser adicionado no ponto mais baixo do reservatório;
- Sempre que possível a linha de retorno do óleo deve estar posicionada em uma cota inferior ao nível do óleo no reservatório, isso evita a formação de bolhas de ar dentro do óleo;
- Deve possuir um visor de nível para inspeção periódica;
- Tampas para manutenção e limpeza devem ser adicionadas.

De acordo com Moreira (2012) os reservatórios também devem possuir chicanas, componentes internos normalmente construídos com chapas no formato de placas. Têm a função de guiar o escoamento do fluido da linha de retorno até a linha de sucção por um caminho indireto, evitando a turbulência dentro do reservatório e facilitando a troca térmica.

O dimensionamento do reservatório em função da área necessária para a troca térmica por convecção é inviável devido às grandes dimensões que esse cálculo impõe ao tanque (FIALHO, 2012). Dessa forma, o volume mínimo do reservatório deve ser calculado pela regra prática enunciada pela Equação 5.

$$\text{Volume mínimo} = 3 \cdot Q \quad (5)$$

Onde:

Volume mínimo - Volume mínimo do reservatório (litros)

Q - Vazão da bomba (l/min)

De acordo com Fialho (2012, p. 104) “o volume do fluido armazenado no reservatório deve ser o suficiente para suprir o sistema por um período de no mínimo três minutos antes que haja o seu retorno completo em um ciclo”. Essa recomendação clássica é aplicada para instalações industriais, porém, quando se trata de equipamentos mobile, a instalação de trocadores de calor de alta capacidade permite que os sistemas sejam otimizados e utilizem reservatórios com menor volume de fluido.

2.5.2 Trocador de calor

De acordo com Shah e Sekulić (2003) os trocadores de calor são dispositivos utilizados no processo de transferência de energia térmica entre dois fluidos, entre um fluido e uma superfície sólida ou entre particulados sólidos e um fluido. Para que esse processo aconteça deve existir contato térmico entre os meios e um diferencial de temperatura.

Equipamentos que possuem sistemas hidráulicos podem operar em ambientes de elevada temperatura ou sob ciclos de carga que geram muito calor, isso impede que o calor gerado seja dissipado somente pelo reservatório e através das tubulações. Nessas situações, um trocador de calor apropriado é adicionado à unidade de potência hidráulica para condicionar o óleo à temperatura ideal de funcionamento do sistema, evitando a perda de viscosidade por superaquecimento (MOREIRA, 2012).

Na maioria dos trocadores de calor não existe contato direto entre os dois fluidos envolvidos na transferência de energia, normalmente estão separados por uma superfície de transferência de calor. Os trocadores de calor mais conhecidos são os radiadores automotivos, condensadores, evaporadores, aquecedores de ar e os radiadores de óleo (THULUKKANAM, 2013).

Shah e Sekulić (2003) ressaltam que os trocadores de calor podem ser classificados de acordo com o processo de transferência de calor, número de fluidos, grau de compacidade, arranjo de fluxos e forma construtiva. O anexo A apresenta a classificação dos trocadores de calor de acordo com a forma construtiva.

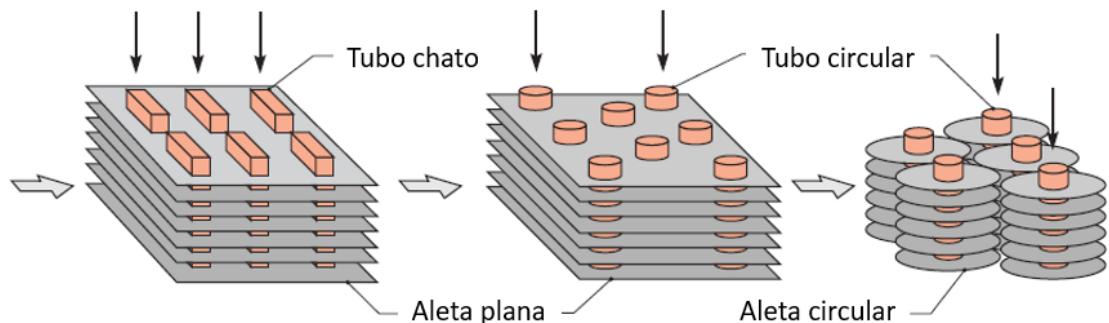
Os trocadores compreendidos no grupo de superfície estendida são uma alternativa para aplicações onde trocadores do tipo casco e tubo não são eficazes. Trocadores casco e tubo tem menor densidade de superfície sendo limitada a $700 \text{ m}^2/\text{m}^3$, os trocadores de aletas planas, por exemplo, podem atingir $5900 \text{ m}^2/\text{m}^3$. Logo a utilização de trocadores aletados permite utilizar menos espaço com o sistema de arrefecimento (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Em um trocador convencional do tipo tubo-aleta o calor é transferido entre dois fluidos por condução através da parede do tubo. Nessa condição o coeficiente de transferência de calor por condução no lado do líquido é maior que o coeficiente de transferência por convecção no lado do gás. Dessa forma, visando a maior compacidade do trocador, aletas são adicionadas no lado do gás para aumentar a

área superficial, permitindo o balanceamento da condutividade térmica entre os dois lados (SHAH; SEKULIĆ, 2003).

Bergman et al. (2011) esclarece que os trocadores tubo-aleta podem ter tubos chatos ou tubos de secção circular e as aletas podem ter formato poligonal ou circular. A Figura 16 apresenta as configurações geométricas dos núcleos desses trocadores de calor.

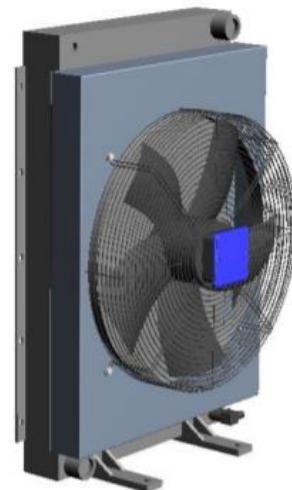
Figura 16: Formas dos núcleos dos trocadores de calor tubo-aleta.



Fonte: Adaptado de Bergman et al., 2011, p. 708.

Fialho (2012) divide os trocadores de calor em duas classes distintas de acordo com o fluido utilizado como refrigerante, logo, trocadores do tipo óleo-ar e trocadores do tipo óleo-água. Ressalta que os trocadores do tipo óleo-ar são a solução mais empregada para aplicações onde a unidade hidráulica é móvel ou quando não se dispõe de água. A Figura 17 apresenta um tipo de trocador óleo-ar da marca Beims e Bräscher.

Figura 17: Trocador de calor óleo-ar.



Fonte: Beims & Bräscher, 2018.

É comum o trocador de calor incorporar em sua construção um ventilador com o fim de aumentar a transferência de calor. Na maioria das aplicações em que unidades hidráulicas são montadas em veículos é comum que a mesma hélice do ventilador do radiador do motor também forneça o fluxo de ar que refrigera o radiador de óleo do sistema (SULLIVAN, 1989).

2.5.3 Filtros

Os filtros tem a função de manter a contaminação do óleo hidráulico dentro dos limites aceitáveis para o bom funcionamento do sistema. Atuam como elementos de retenção dos contaminantes insolúveis e partículas sólidas (MOREIRA, 2012).

Existem basicamente dois tipos de filtros os filtros químicos e os filtros mecânicos. Os filtros químicos são utilizados quando é imprescindível um alto grau de limpeza, são compostos por reagentes químicos que anulam a acidez ou alcalinidade do fluido. A reação química transforma os agentes contaminadores em água ou cloreto de sódio que posteriormente também são segregados deixando passar somente o óleo (RACINE, 1983).

Os filtros mecânicos são basicamente uma barreira física que retém os contaminantes particulados de acordo com o seu tamanho. São constituídos por uma série de malhas com porosidades em que continuamente o tamanho dos poros vai diminuindo. A filtragem sucessiva faz com que fiquem retidas as partículas maiores que os poros de cada malha (RACINE, 1983).

O excesso de contaminação em sistemas hidráulicos e de lubrificação é responsável por mais de 75% das falhas dos componentes desses sistemas. As falhas causadas pelos contaminantes ocasionam trocas mais constantes do óleo hidráulico; elevação dos custos de manutenção e perdas de produção (PARKER, 2001).

2.5.3.1 Filtro de sucção

O filtro de sucção tem a função de impedir que grandes partículas de contaminantes sejam succionadas pela bomba causando severas avarias. São construídos na forma de telas com malhas de 74 a 150 microns e montados dentro do reservatório abaixo do nível do fluido (PARKER, 2001). A Figura 18 apresenta um filtro de sucção da marca Newtec.

Figura 18: Filtro de sucção.



Fonte: Hitocom, 2019.

Os filtros de sucção devem ser instalados de forma que fiquem a pelo menos 5 cm do fundo do reservatório, essa é uma distância adequada para que os contaminantes decantados no fundo do tanque não sejam succionados e saturam a base do filtro. Os filtros de sucção devem ser adequadamente dimensionados à vazão da bomba para evitar a cavitação, a máxima pressão negativa na sucção da bomba deve limitar-se a 0,7 bar (0,07MPa) (BOSCH, 2017).

2.5.3.2 Filtro de pressão

É montado na linha de pressão do sistema quando é necessário manter um alto grau de limpeza no óleo hidráulico. Este filtro é normalmente utilizado como forma de proteção para componentes específicos do sistema mais sensíveis a contaminações grosseiras, sendo montado na linha de pressão que chega a esses componentes (RACINE, 1983). A Figura 19 apresenta um filtro de pressão da marca Parker.

Figura 19: Filtro de pressão.



Fonte: Parker, 2019.

Esses filtros permitem a filtragem de partículas muito finas de 3 a 40 micrões e tem sua aplicação muito limitada por serem relativamente caros devido a construção mais robusta a fim de suportar a alta pressão e choques hidráulicos. São utilizados principalmente para a proteção de válvulas proporcionais (PARKER, 2001).

2.5.3.3 Filtro de retorno

Na maioria dos sistemas é responsável pela reter partículas muito finas de todo o óleo que retorna ao reservatório retendo os contaminantes absorvidos pelo fluido durante o ciclo de trabalho. Esse filtro vai ficando saturado durante o seu ciclo de vida fazendo aumentar a pressão na linha de retorno, dessa forma é recomendável que se tenha uma válvula *by-pass* em paralelo com o filtro juntamente de um manômetro de pressão para indicação do momento da troca (RACINE, 1983). A Figura 20 apresenta um filtro de retorno da marca Hydac.

Figura 20: Filtro de retorno.



Fonte: Hydac, 2019.

Os filtros de retorno retêm contaminantes de 5 a 40 micrões evitando que estes cheguem ao reservatório. As vantagens desse tipo de filtro são o menor custo devido a construção menos robusta e a possibilidade de filtragem fina (PARKER, 2001).

Sullivan (1989) afirma que a 90% dos contaminantes são menores que 10 micrões e que a durabilidade dos componentes depende diretamente da manutenção dos filtros. Dessa forma a correta inspeção e troca dos filtros de retorno garante a retenção da maioria dos contaminantes particulados protegendo o sistema.

A filtração do óleo na linha de retorno é ideal para equipamentos que utilizam bombas de alto rendimento. Essas bombas possuem folgas extremamente reduzidas na montagem de seus componentes móveis, logo, são sensíveis a contaminantes grosseiros que usualmente passam pelos filtros de sucção (MOREIRA, 2012).

2.6 EQUIPAMENTOS AUXILIARES

Rabie (2009) afirma que existem componentes nas unidades de potência hidráulicas que não atuam diretamente nos processos de geração, transmissão, controle e transformação da energia hidráulica, porém, são fundamentais para o funcionamento das mesmas. Elementos como manômetros, termômetros e fluxômetros são considerados acessórios, esses instrumentos mensuram variáveis críticas na operação de unidades de potência hidráulica.

Algumas aplicações de hidráulica industrial e mobile requerem mais do que somente a indicação de variáveis, nesses casos é comum a utilização de um controlador. Esses dispositivos fazem o monitoramento de variáveis como temperatura, pressão e nível, posteriormente, a realimentação e controle do processo (PARKER, 2001).

2.6.1 Manômetros

Os manômetros são instrumentos que medem um diferencial de pressão. São conectados em paralelo com a linha cuja pressão se deseja monitorar e através de uma escala ou visor conseguem indicá-la ao observador em termos de unidades de pressão, comumente nas unidades de MPa, Psi ou Kgf/cm², esta última unidade também é conhecida como bar (RACINE, 1983).

Existem diversos tipos construtivos de manômetros entre os quais se destacam o manômetro de Bourdon e os manômetros eletrônicos digitais. Ambos os tipos são utilizados principalmente no ajuste de válvulas limitadoras de pressão, normalmente montados o mais próximo possível das válvulas para evitar distorções (MOREIRA, 2012). A Figura 21 apresenta os dois manômetros descritos.

Figura 21: Manômetros.



Fonte: Adaptado de Wika, 2019.

A indicação da leitura dos manômetros de Bourdon é obtida através de um mecanismo que amplia a deformação de um elemento metálico e a transfere para um ponteiro, a posição do ponteiro relativa à escala fornece o diferencial de pressão. A medição de pressão em linhas com pulsação de pressão requer a utilização de manômetros glicerinados, esse fluido amortece as vibrações e prolonga a vida do manômetro (RACINE, 1983).

2.6.2 Termômetros

Os termômetros tem finalidade de medir e informar a temperatura do óleo hidráulico e são normalmente incorporados ao reservatório. Da mesma forma que os manômetros apresentam dois tipos construtivos mais usuais, os termômetros analógicos e os termômetros digitais (MOREIRA, 2012). A Figura 22 apresenta os dois tipos de termômetros mencionados.

Figura 22: Termômetros.



a) Termômetro analógico

b) Termômetro digital

Fonte: Adaptado de Wika, 2019.

Os termômetros analógicos funcionam de forma semelhante aos manômetros de Bourdon, ocorre que mercúrio metálico é mantido dentro de um bulbo e com a variação da temperatura esse mercúrio se expande ou se contrai acionando um mecanismo que movimenta um ponteiro indicador. Nos manômetros digitais um termopar faz a medição da temperatura que é indicada em um visor (RACINE, 1983).

Tanto os termômetros analógicos quanto os termômetros digitais podem indicar suas leituras em escalas de temperatura diversas, normalmente expressas em graus centígrados ($^{\circ}\text{C}$), graus Fahrenheit ($^{\circ}\text{F}$) ou Kelvin (K) (MOREIRA, 2012).

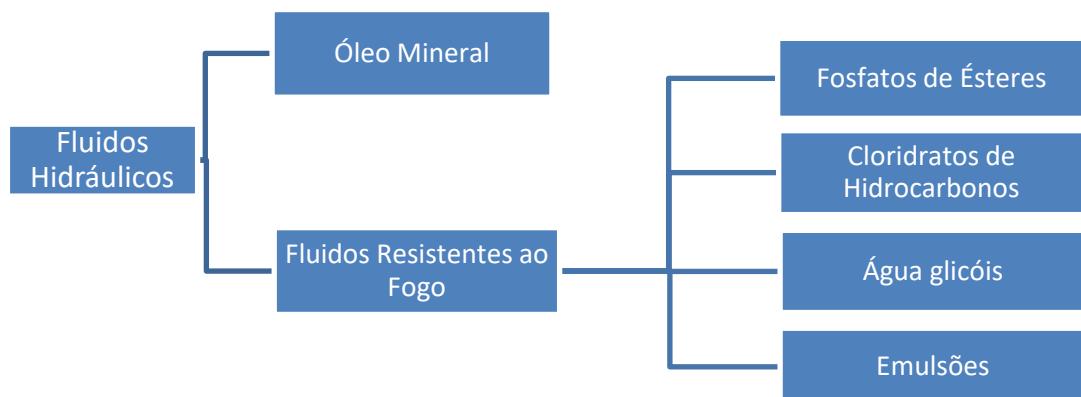
2.7 FLUIDOS HIDRÁULICOS

A definição clássica de fluido utilizada no meio científico caracteriza uma substância cujas propriedades permitem o seu escoamento de forma a ocupar todo o volume do recipiente que o contém (FIALHO, 2012).

De acordo com Sullivan (1989) os fluidos hidráulicos tem como funções principais a transmissão de potência, lubrificação de peças móveis, transporte e dissipação do calor. Para exercer essas funções com eficiência é necessário que o fluido hidráulico tenha alta estabilidade química, mantendo suas propriedades constantes mesmo com a variação de temperatura devido à diferentes condições de operação.

Os fluidos aplicados em sistemas hidráulicos são divididos em duas classes distintas, óleos minerais e fluidos resistentes ao fogo como ilustra a Figura 23. A seleção do fluido adequado à aplicação é uma etapa primordial para a segurança e eficiência do sistema, sendo necessário avaliar também a necessidade da presença de aditivos que acrescentam propriedades adicionais ao fluido (RACINE, 1983).

Figura 23: Classificação dos fluidos hidráulicos.



Fonte: Adaptado Racine, 1983, p. 45.

Os óleos minerais são produtos derivados do refinamento do petróleo cru possuindo algumas propriedades inerentes e outras atribuídas por aditivos como antioxidantes, detergentes, antiespumantes e aditivos antidesgaste. Os óleos minerais são compatíveis com a maioria dos materiais utilizados em vedações sendo comumente utilizados com vedações de borracha nitrílica, borracha siliconizada e os flúor elastômeros (SULLIVAN, 1989).

Sullivan (1989) salienta que os óleos minerais são o tipo de fluido mais utilizado em sistemas hidráulicos devido ao seu baixo custo. Além disso, tem a capacidade de manter suas propriedades estáveis desde que sua temperatura se limite a 65,5°C.

Quando a aplicação do sistema hidráulico exige condições de trabalho envolvendo altas temperaturas existe a preocupação com a possibilidade de incêndio, por isso são utilizados fluidos resistentes ao fogo. Os fosfatos de ésteres se incluem nessa classe de fluido, sendo recomendados para todas as aplicações uma vez que têm excelente qualidade de lubrificação e são oferecidos em larga faixa de viscosidades (SULLIVAN, 1989).

Sistemas hidráulicos que utilizam fluidos sintéticos como fosfatos de ésteres tem maiores custos de instalação comparados a outros que utilizam óleos minerais. Isso se deve ao alto custo do fluido além da necessidade de utilizar vedações de materiais mais nobres como os flúor elastômeros Viton e Fluorel (RACINE, 1983).

2.7.1 Viscosidade

A viscosidade de um fluido é definida como a resistência que o mesmo oferece ao escoamento. Essa propriedade está vinculada a resistência interna ao cisalhamento do fluido, e esta depende diretamente da coesão entre as moléculas. Sabe-se que as forças de coesão moleculares diminuem com o aumento da temperatura, logo, a viscosidade também diminui quando a temperatura do óleo aumenta (FIALHO, 2012).

Quando o óleo perde sua viscosidade original por envelhecimento, superaquecimento ou contaminação o sistema hidráulico apresenta problemas funcionais e maior nível de desgaste. Óleos com viscosidade muito baixa perdem o efeito lubrificante devido a redução da espessura da película de separação entre os componentes móveis, permitindo a fricção entre os mesmos. Por outro lado, a durabilidade de bombas que operam succionando óleos com viscosidades muito elevadas é comprometida pela ocorrência de cavitação (RACINE, 1983).

A viscosidade cinemática na unidade de Centistoke (cSt) é determinada por um ensaio regulamentado pela norma ASTM D445, através da medição do tempo de escoamento de uma quantidade fixa de fluido através de um tubo capilar devidamente calibrado a uma temperatura constante. O tempo é medido em segundos e o valor da viscosidade na unidade de cSt é obtido pela multiplicação do referido tempo pela constante de calibração do viscosímetro (SULLIVAN, 1989).

Os fluidos lubrificantes industriais são classificados de acordo com a viscosidade pela norma DIN 51519. A ISO (*International Organization for Standardization*) estabelece a classificação dos óleos lubrificantes de acordo com um grau de viscosidade obtido por um ensaio de escoamento em tubo capilar regulamentado pela norma ISO 3104 que corresponde a norma ASTM D445. Dessa forma, os óleos são classificados em 18 categorias de viscosidade na unidade de cSt que equivale a mm²/s conforme apresentado na Figura 24 (FIALHO, 2012).

Figura 24: Classificação ISO de viscosidades cinemáticas.

Graus ISO	Faixa de Viscosida de Cine-mática cSt a 40°C	Viscosidade cinemática em outras temperaturas e para diferentes índices de viscosidade					
		Índice de viscosidade = 50			Índice de viscosidade = 95		
		cSt a 20°C	cSt a 37,8°C	cSt a 50°C	cSt a 20°C	cSt a 37,8°C	cSt a 50°C
ISO VG 2	1,98 - 2,42	(2,07-3,69)	(2,05-2,52)	(1,69-2,03)	(2,92-3,71)	(2,06-2,52)	(1,69-2,03)
ISO VG 3	2,8 - 3,52	(4,59-5,92)	(3,02-3,70)	(2,38-2,84)	(4,58-5,83)	(3,01-3,69)	(2,39-2,86)
ISO VG 5	4,1 - 5,06	(7,28-9,35)	(4,37-5,37)	(3,29-3,95)	(7,09-9,03)	(4,36-5,35)	(3,32-3,99)
ISO VG 7	6,12-7,48	(11,9-15,3)	(6,52-8,01)	(4,68-5,61)	(11,4-14,4)	(6,50-7,98)	(4,76-5,72)
ISO VG 10	9,00-11,0	19,1-24,5	9,68-11,9	6,65-7,99	18,1-23,1	9,64-11,8	6,78-8,14
ISO VG 15	13,5-16,5	31,6-40,6	14,7-18,0	9,62-11,5	29,8-38,3	14,6-17,9	9,80-11,8
ISO VG 22	19,8-24,2	51,0-65,8	21,7-26,6	13,6-16,3	48,0-61,7	21,6-26,5	13,9-16,6
ISO VG 32	28,8-35,2	82,6-108	31,9-39,2	19,0-22,6	76,9-98,7	31,7-38,9	19,4-23,3
ISO VG 46	41,4-50,6	133-172	46,3-56,9	26,1-31,3	120-153	45,9-56,3	27,0-32,5
ISO VG 68	61,2-74,8	219-238	62,2-85,0	37,1-44,1	193-244	68,4-83,9	38,7-46,6
ISO VG 100	61,2-74,8	219-238	69,2-85,0	37,1-44,4	193-244	68,4-83,9	38,7-46,6
ISO VG 150	135-165	583-743	155-195	75,9-91,2	486-614	153-188	80,6-97,1
ISO VG 220	198-242	927-1180	230-282	108-129	761-964	226-227	115-138
ISO VG 320	288-352	1460-1870	337-414	151-182	1180-1500	331-406	163-196
ISO VG 460	414-506	2290-2930	488-599	210-252	1810-2300	478-587	228-274
ISO VG 680	612-748	3700-4740	728-894	300-360	2880-3650	712-874	326-393
ISO VG 1000	900-1100	5960-7640	1080-1330	425-509	4550-5780	1050-1290	468-560
ISO VG 1500	1350-1650	9850-12600	1640-2010	613-734	7390-9400	1590-1960	676-812

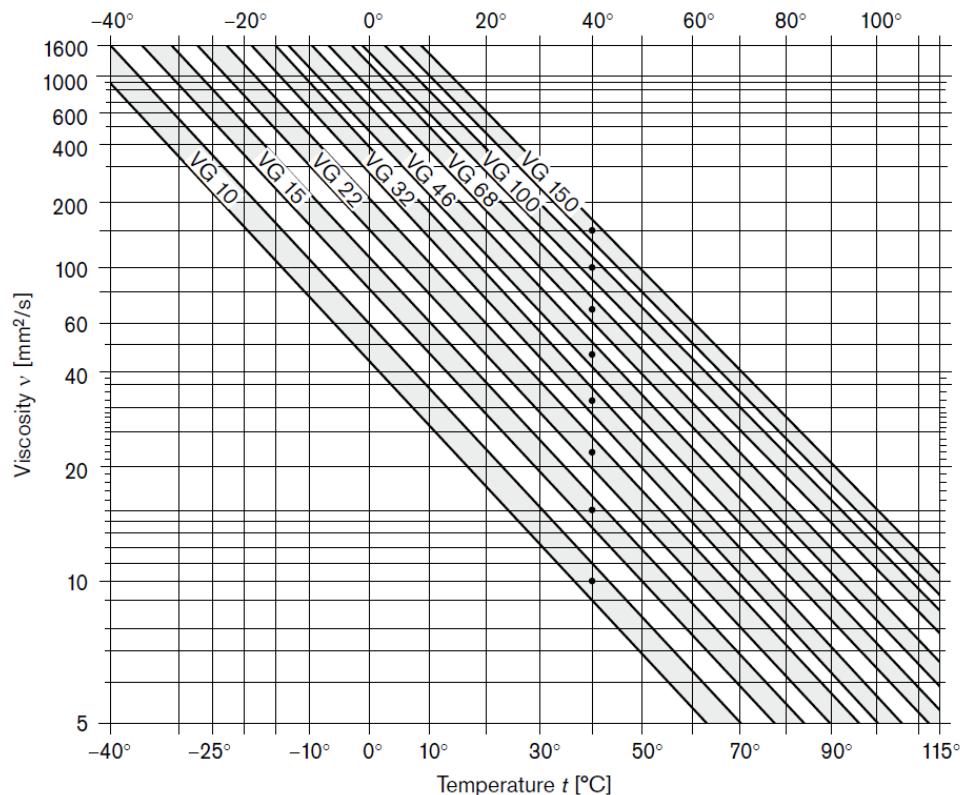
Fonte: Fialho, 2012, p. 247.

Também é comum encontrar valores de viscosidade expressos na unidade de SSU (*Saybolt Second Universal*), esse procedimento de ensaio é normatizado pela norma ASTM D88 e define a viscosidade como o tempo em segundos que uma amostra de 60 ml de fluido leva para escoar através de um orifício calibrado a uma temperatura constante. A norma ASTM D2161 regulamenta os fatores de conversão aplicados para conversões de unidades de viscosidade, o anexo B apresenta uma tabela onde são informados os limites inferior e superior de cada classe de viscosidade cinemática em cSt e o valor equivalente em SSU (SULLIVAN, 1989).

A viscosidade do fluido em sua temperatura de operação determina alguns fatores críticos para o funcionamento do sistema como o nível de desgaste dos componentes, tempo de resposta dos circuitos de controle, estabilidade dos acionamentos, amortecimento de movimentos e o fator de eficiência do sistema (BOSCH, 2019).

O fluido hidráulico deve ser selecionado considerando os limites de temperatura de operação do sistema e a viscosidade requerida pelos componentes. Deve ser definida uma faixa global de viscosidades admissíveis para o sistema, considerando a faixa individual de viscosidade recomendada pelo fabricante de cada componente. O óleo selecionado deve apresentar valores de viscosidade variando dentro da faixa de temperaturas de operação, que atendam a faixa global de viscosidade especificada no projeto. A Figura 25 apresenta a variação da viscosidade de oito classes de óleos em diferentes temperaturas (BOSCH, 2012).

Figura 25: Variação da viscosidade de óleos em função da temperatura.



Fonte: Bosch Rexroth AG, 2012, p. 5.

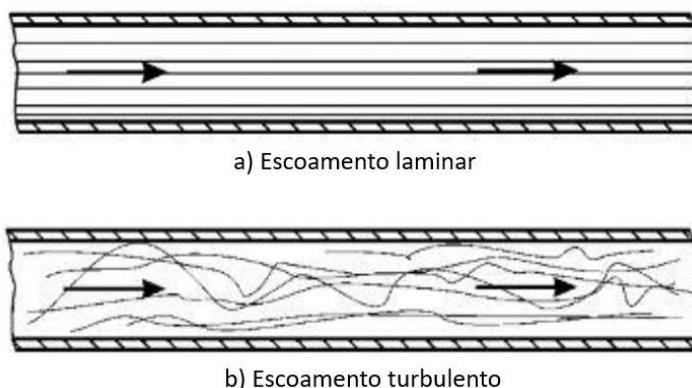
O componente mais afetado por variações na viscosidade do fluido hidráulico é a bomba, se a viscosidade ficar muito baixa ocorre o aumento do vazamento interno

e também maior desgaste, e se a viscosidade for muito alta ocorre danos por cavitação. Para evitar esses inconvenientes a maioria dos fornecedores de bombas estabelece como faixa ideal de viscosidade limites dentro da faixa de 65 SSU até 4000 SSU (SULLIVAN, 1989).

2.7.2 Regimes de escoamento

Sullivan (1989) afirma que o fluxo de fluidos não compressíveis dentro de tubulações pode ser definido como laminar ou turbulento. O fluxo laminar é fortemente influenciado pela viscosidade do fluido e caracteriza-se por um escoamento onde as linhas de fluxo são paralelas entre si. No fluxo turbulento, no entanto, as forças de inércia presentes em escoamentos de alta velocidade tornam o fluxo desorganizado. A Figura 26 representa os regimes de escoamento dos fluidos em tubulações.

Figura 26: Regimes de escoamento de fluidos em tubulações.



Fonte: Adaptado de Fialho, 2012, p. 83.

Entre os regimes laminar e turbulento existe uma fase de transição no comportamento do escoamento em que o mesmo não pode ser apropriadamente distinguido. Ocorre neste caso o escoamento indeterminado, onde a velocidade crítica limita o regime de escoamento, abaixo do limite inferior da velocidade crítica o regime é laminar e acima do limite superior da velocidade crítica o regime é turbulento (FIALHO, 2012).

O tipo de escoamento depende principalmente da rugosidade interna das tubulações, do diâmetro interno, da velocidade e da viscosidade do fluido. Um parâmetro quantitativo chamado número de Reynolds permite identificar o tipo de escoamento através da comparação com valores experimentalmente observados (RACINE, 1983).

2.7.3 Número de Reynolds

O número de Reynolds traduz a razão de proporcionalidade entre as forças de inercia e a viscosidade do fluido em escoamentos através de tubulações de seções constantes (FIALHO, 2013). A Equação 6 relaciona o perfil de velocidade do escoamento, diâmetro da tubulação e a viscosidade do fluido para calcular o fator adimensional Re.

$$Re = \frac{v \cdot di}{\nu} \quad (6)$$

Onde:

Re - Número de Reynolds

v - Velocidade do fluido (cm/s)

di - Diâmetro interno da tubulação (cm)

ν - Viscosidade do fluido (Stokes)

A partir de experimentos avaliando as características do escoamento de diversos fluidos, o cientista Osborne Reynolds e demais pesquisadores sucessores estabeleceram os limites inferiores e superiores que separam o escoamento laminar do escoamento turbulento (SULLIVAN, 1989). A Tabela 1 define os limites em que cada tipo de escoamento ocorre na unidade de número de Reynolds.

Tabela 1: Limites entre tipos de escoamento pelo critério do número de Reynolds.

Limites de escoamento	
Escoamento laminar	Re ≤ 2000
Escoamento indeterminado	2000 < Re < 3000
Escoamento turbulento	Re ≥ 3000

Fonte: Adaptado de Racine, 1983, p. 18.

As tubulações dos sistemas hidráulicos devem ser dimensionadas para que o escoamento do fluido seja laminar. Escoamentos turbulentos devem ser evitados devido aos maiores atritos internos que causam o aquecimento do fluido, além de maiores perdas de carga (FIALHO, 2013).

2.7.4 Velocidades recomendadas

Alguns limites de velocidade foram estabelecidos de acordo com a função da linha hidráulica para assegurar que o escoamento do fluido seja laminar (RACINE, 1983). A Tabela 2 apresenta os limites de velocidade para linhas de sucção, pressão e retorno na unidade de cm/s.

Tabela 2: Velocidades recomendadas de acordo com a função da tubulação.

Função da linha hidráulica	Velocidade recomendada (cm/s)
Linhos de sucção	60,96 a 121,92
Linhos de retorno	304,80 a 457,20
Linhos de pressão até 210 Bar (21MPa)	762,20 a 914,40
Linhos de pressão acima de 210 Bar (21MPa)	457,20 a 509,60

Fonte: Adaptado de Racine, 1983, p. 20.

Aplicando essas velocidades no dimensionamento das tubulações o fluxo do escoamento será laminar evitando grandes perdas de carga e aquecimento do óleo nos sistemas hidráulicos. Dessa forma, o diâmetro nominal calculado será igual ou muito próximo dos diâmetros comerciais (RACINE, 1983).

2.8 CONDUTORES HIDRÁULICOS

Os condutores tem a função de conectar os diversos componentes do sistema hidráulico permitindo a transferência de energia hidráulica entre eles. Esses componentes são dimensionados para fazer o transporte do fluido hidráulico sem que ocorra vazamentos e com a menor perda de carga possível (SULLIVAN, 1989).

De acordo com Rabie (2009) os condutores hidráulicos também chamados de linhas de transmissão hidráulica podem ser tubulações ou mangueiras. As tubulações são construídas utilizando tubos rígidos e são aplicadas na conexão entre componentes isentos de vibração mecânica. As mangueiras são construídas com materiais flexíveis e aplicadas na conexão entre elementos móveis ou que estejam submetidos a vibrações.

Os principais fatores a serem observados no projeto de linhas hidráulicas são a pressão e a vazão de operação. Outros fatores como material, custo,

compatibilidade com o fluido hidráulico e durabilidade são importantes, embora não sejam utilizados no cálculo de dimensionamento (SULLIVAN, 1989).

2.8.1 Tubulações

As tubulações hidráulicas são construídas com tubos rígidos de materiais variados como aço, cobre e até plásticos. Tubulações de aço apresentam vantagens como alta resistência mecânica e ampla disponibilidade de bitolas e espessuras. As principais desvantagens são o alto peso e volume, além da necessidade de utilizar inúmeras conexões o que também aumenta os pontos de possíveis vazamentos (SULLIVAN, 1989).

O cálculo do diâmetro interno de um tubo (d_i) depende da vazão máxima que fluirá pelo conduto e da velocidade recomendada para que o escoamento seja laminar (RABIE, 2009). A Equação 7 correlaciona essas variáveis definindo o diâmetro interno da tubulação.

$$d_i = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_{máx}}{\pi \cdot v}} \quad (7)$$

Onde:

d_i – Diâmetro interno (cm)

$Q_{máx}$ – Vazão máxima (cm^3/s)

v – Velocidade do fluido (cm/s)

O cálculo da espessura da parede do tubo é definido pela Equação 8 e depende da pressão do fluido hidráulico, do limite de resistência do material, do diâmetro do tubo e do fator de segurança aplicado ao dimensionamento. O fator de segurança é relacionado à pressão máxima do fluido na tubulação, de forma que em aplicações não críticas recomenda-se usar o coeficiente 4 para pressões limitadas a 1000 Psi (6,89MPa), coeficiente 6 para pressões entre 1000 Psi (6,89MPa) e 2500 Psi (17,24MPa) e o coeficiente 8 para pressões superiores a 2500 Psi (17,24MPa) (SULLIVAN, 1989).

$$t = \left[\frac{p_{máx} \cdot d_i}{2(\sigma_u - p_{máx})} \right] \cdot Sg \quad (8)$$

Onde:

t – Espessura da parede (mm)

$p_{máx}$ – Pressão máxima (MPa)

D_i – Diâmetro interno (mm)

σ_u – Limite de resistência do material (MPa)

S_g – Coeficiente de segurança

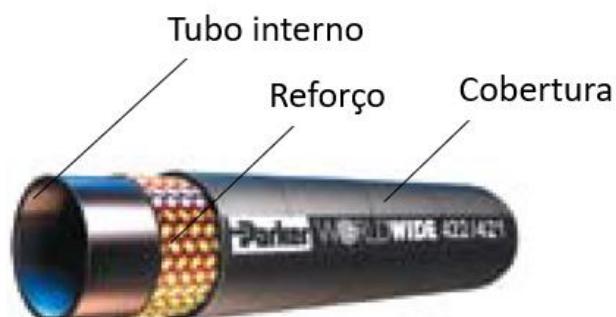
Os tubos de aço utilizados na fabricação de tubulações hidráulicas são especificados pela norma DIN 2391 que trata dos requisitos dimensionais e dos limites de resistência para os aços aplicados em tubulações hidráulicas. A partir dessa norma foram compiladas tabelas de seleção que permitem a seleção dos tubos através do diâmetro interno e da pressão máxima de trabalho (HENNINGS, 2012).

2.8.2 Mangueiras

As mangueiras são utilizadas nos sistemas hidráulicos para conectar componentes entre os quais existe movimento relativo ou vibração mecânica. Por esse motivo são muito empregadas em unidades hidráulicas móveis ou aplicações mobile como máquinas agrícolas e de construção (SULLIVAN, 1989).

Como demonstra a Figura 27 a morfologia das mangueiras é composta basicamente por três componentes, o tubo interno, o reforço e a cobertura. O tubo interno precisa ser flexível e ter compatibilidade química e térmica com o fluido de trabalho do sistema, o reforço é o componente que oferece resistência mecânica ao conjunto frente à pressão interna normalmente feito de fios de aço ou fibras trançadas; por fim a cobertura, que nada mais é que uma capa protetora contra o atrito e demais agentes externos que podem vir a deteriorar o reforço, essa capa pode ser de fios metálicos, termoplástica ou de borracha (PARKER, 2001).

Figura 27: Morfologia das mangueiras hidráulicas.



Fonte: Parker, 2001, p. 155.

Os fabricantes de mangueiras hidráulicas seguem normas regulamentadoras que fixam as exigências quanto aos requisitos mínimos de fabricação, tolerâncias dimensionais e aplicação desses componentes. No Brasil a norma que regulamenta a especificação de mangueiras é a NBR 14831, esta norma classifica o diâmetro interno das mangueiras em função de 1/16 da polegada, referenciando-as pelo módulo ou traço como apresenta a tabela do anexo C (ABNT, 2002).

Globalmente as indústrias fabricantes e compradoras de mangueiras tem utilizado os padrões estabelecidos pela SAE (*Society of Automotive Engineers*) através de um conjunto de normas que especifica as mangueiras de acordo com a forma construtiva e o nível de pressão de trabalho, como apresentado no Quadro do anexo D (PARKER, 2001).

Os padrões estabelecidos pela SAE vêm sendo adotados pelos fabricantes voluntariamente a fim de permitir a intercambialidade dos componentes e facilitar os projetos na fase de especificação. No entanto, a SAE não oferece a certificação dos fabricantes quanto à conformidade aos padrões estabelecidos. (PARKER, 2016).

Muitos fabricantes estão adotando os padrões da norma ISO 18752 que classifica as mangueiras pelos critérios de pressão e desempenho. A padronização pela ISO oferece como vantagem a certeza que de em qualquer lugar do mundo as mangueiras sejam fabricadas e testadas com os mesmos padrões (PARKER, 2016).

A classificação ISO estabelece a existência de nove classes de pressão variando de 500 Psi (3,45MPa) a 8000 Psi (5,62MPa). Além disso, as mangueiras são classificadas através do teste de pressão de impulso que estabelece quatro classes de resistência nomeadas como A, B, C, e D, onde em cada classe as mangueiras precisam resistir a um número determinado de ciclos de pressão a uma dada temperatura constante. A tabela apresentada no anexo E apresenta as classes de pressão pelo critério de teste de impulso (PARKER, 2016).

O cálculo do diâmetro interno das mangueiras (di) é igual ao aplicado às tubulações, portanto, utiliza-se a Equação 7. A definição do diâmetro interno depende da vazão máxima que fluirá pela mangueira e da velocidade recomendada para que o escoamento seja laminar (RABIE, 2009).

2.9 ESPECIFICAÇÃO DO SISTEMA HIDRÁULICO

2.9.1 Vazão requerida

Exner et al. (2003) apresenta a Equação 9 para a determinação da vazão disponibilizada por bombas de deslocamento fixo na unidade de litros por minuto. Esse cálculo é muito útil para a seleção da bomba através do seu volume geométrico, sendo adequado para aplicações onde se conhece as características de acionamento como vazão e pressão requeridas.

$$Q = \frac{(V_g \cdot n \cdot \eta_{vol})}{1000} \quad (9)$$

Onde:

Q – Vazão da bomba (l/min)

V_g – Volume geométrico (cm^3/rev)

n – Velocidade de acionamento (RPM)

η_{vol} – Rendimento volumétrico (0,9 – 0,95)

A bomba é o último componente a ser dimensionado em um sistema hidráulico, especialmente porque seu dimensionamento depende de outros parâmetros como a vazão e pressão requeridas no acionamento dos atuadores. Em sistemas com atuadores, deve-se considerar também o efeito da perda de carga (RACINE, 1983).

2.9.2 Pressão requerida

Moreira (2012) define a pressão existente em um sistema hidráulico como o nível de resistência a passagem que um fluido sofre durante seu escoamento enquanto realiza trabalho por meio de um atuador. Dessa forma, a pressão máxima da bomba interfere diretamente na força e torque máximos dos atuadores.

Pode-se definir a força máxima gerada por um cilindro hidráulico como função da área transversal de seu êmbolo e a pressão a ele aplicado conforme a Equação 10 (RACINE, 1983).

$$F = p \cdot A \quad (10)$$

Onde:

F – Força (Kgf)

p – Pressão Kgf/cm² (bar)

A – Área do êmbolo (cm²)

O torque máximo que um motor hidráulico pode entregar depende das suas características geométricas e do diferencial de pressão a que este é submetido como demonstra a Equação 11 (EXNER *et al.*, 2013).

$$M = \frac{V_g \cdot \Delta p \cdot \eta_{mh}}{20 \cdot \pi} \quad (11)$$

Onde:

M – Torque (Nm)

V_g – Volume geométrico (cm^3/rev)

Δp – Diferencial de pressão (bar)

η_{mh} – Rendimento mecânico hidráulico (0,9 – 0,95)

Definidas as necessidades das cargas acionadas pelo sistema hidráulico pode-se selecionar a bomba pelo critério de pressão, estabelecendo também a pressão máxima do sistema. A pressão máxima do sistema é limitada pela válvula de alívio e deve ser inferior a pressão máxima admissível pela bomba e superior a pressão de trabalho requerida para o acionamento da maior carga (FIALHO, 2012).

2.9.3 Potência requerida

De acordo com Exner et al. (2003) uma vez estabelecidas a vazão e a pressão máximas requeridas pelo sistema hidráulico, pode-se determinar a potência máxima requerida para acionamento da unidade de recalque. A Equação 12 permite calcular a potência requerida pela bomba na unidade de kW.

$$P = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} \quad (12)$$

Onde:

P – Potência em kW

p – Pressão (bar)

Q – Vazão da bomba (l/min)

η_{vol} – Rendimento volumétrico (0,9 – 0,95)

η_{mh} – Rendimento mecânico hidráulico (0,9 – 0,95)

Sempre que possível o motor de indução deve partir acionando a bomba sem carga, isso evita picos de corrente que podem danificar o equipamento ou causar a queda de tensão da rede (RACINE, 1983).

2.9.4 Torque requerido

Uma vez selecionada a bomba e conhecendo-se a pressão máxima requerida pelo sistema pode-se determinar qual será o torque ou conjugado que deve ser disponibilizado pela fonte de potência, normalmente um motor elétrico ou de combustão. A Equação 13 permite calcular o torque requerido pela bomba.

$$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} \quad (13)$$

Onde:

M – Torque (Nm)

V_g – Volume geométrico (cm^3/rev)

η_{mh} – Rendimento mecânico hidráulico (0,9 – 0,95)

Δp – Diferencial de pressão (bar)

2.10 ACIONAMENTO DE MOTORES DE INDUÇÃO TRIFÁSICOS

Uma das principais características dos motores de indução com rotor gaiola de esquilo é a sua capacidade de manter uma velocidade praticamente constante operando dentro do conjugado nominal. Essa característica restringe os métodos de variação da velocidade para esses motores, exigindo o uso de variadores mecânicos ou a utilização de inversores de frequência (FILHO, 2013).

Variadores mecânicos de velocidade foram os primeiros meios de variação de velocidade utilizados em equipamentos acionados por motores elétricos de indução. Independentemente do princípio de funcionamento, o objetivo destes equipamentos é o mesmo, adequar a rotação do motor às características de funcionamento da máquina. Transmissões por meio de acoplamentos de polias fixas, polias escalonadas, polias cônicas e polias variadoras são exemplos de variadores mecânicos. Também são muito utilizados os trens de engrenagens, montados em pares ou compondo caixas de transmissão, os motorredutores são utilizados quando é necessário diminuir a velocidade fornecida à máquina (FILHO, 2013).

Segundo Filho (2013) os inversores de frequência possuem eficiência energética da ordem de 95%, sendo que as perdas nesses dispositivos ocorrem principalmente nos semicondutores de retificação e chaveamento, fusíveis e

capacitores. A alta eficiência energética oferecida pelo acionamento eletrônico é um dos fatores que justifica sua ampla aceitação em projetos industriais.

2.10.1 Inversor de frequência

O inversor de frequência atualmente é o mais eficiente meio de variação de velocidade para motores de indução trifásicos. Seu princípio de funcionamento é a variação da frequência da tensão de alimentação do motor, através de dispositivos conversores de frequência. Também é possível controlar continuamente a velocidade e torque disponibilizados de acordo com a solicitação mecânica (WEG, 2016).

Em máquinas assíncronas como os motores de indução trifásicos do tipo rotor de gaiola de esquilo, o torque do motor depende diretamente do fluxo de magnetização e da corrente do rotor de acordo com a Equação 14 (WEG, 2016).

$$C = k_1 \cdot \Phi_m \cdot I_1 \quad (14)$$

Onde:

C – Conjugado (torque)

k_1 – Constante dependente do material e do projeto da máquina

Φ_m – Fluxo de magnetização

I_1 – Corrente do rotor

O fluxo de magnetização é dependente da relação existente entre a tensão estatórica e a frequência de rede, como relaciona a Equação 15. Dessa forma, para a manutenção do torque constante do motor em diferentes velocidades de operação, deve-se variar a tensão estatórica proporcionalmente com a frequência da tensão de alimentação a fim de manter o fluxo de magnetização constante (WEG, 2016).

$$\Phi_m = k_2 \cdot \frac{U_1}{f_1} \quad (15)$$

Onde:

Φ_m – Fluxo de magnetização

k_2 – Constante dependente do material e do projeto da máquina

U_1 – Tensão estatórica

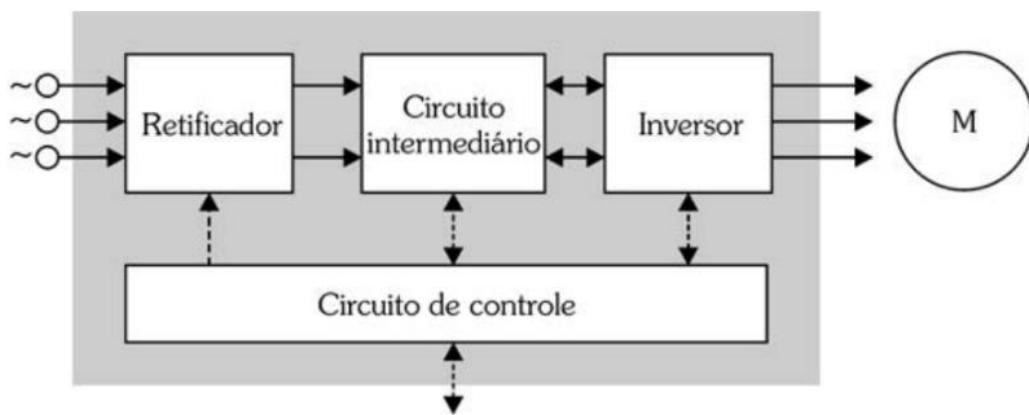
f_1 – Frequência da tensão de alimentação

Os inversores de frequência basicamente utilizam a tensão da rede de alimentação que tem amplitude e frequência constantes, convertendo-a em uma

tensão de amplitude e frequência variáveis para a alimentação do motor de acordo com a necessidade do acionamento (WEG, 2016).

Inversores de frequência têm uma estrutura funcional dividida basicamente três partes: retificador de entrada, circuito intermediário e inversor. Esses componentes realizam suas funções parametrizados pelo circuito de controle, este por sua vez recebe as instruções de comando através da interface homem máquina (FRANCHI, 2009). A Figura 28 apresenta a estrutura funcional dos inversores de frequência.

Figura 28: Estrutura funcional dos inversores de frequência.



Fonte: Franchi, 2019, p. 59.

Franchi (2009) sintetiza as operações realizadas em cada bloco da estrutura funcional dos inversores como:

- Retificador: transforma a tensão alternada da rede de alimentação em tensão contínua pulsante através de diodos na configuração de retificador de onda completa.
- Circuito intermediário: é um filtro capacitivo que faz a regulação da tensão retificada reduzindo as oscilações através do armazenamento de energia em capacitores, posteriormente a tensão contínua filtrada é disponibilizada para o próximo módulo no barramento CC.
- Inversor: nesse bloco a tensão contínua proveniente do barramento CC é transformada num sinal alternado por semicondutores chamados transistores de potência IGBT (*Insulated Gate Bipolar Transistor*). Essa tensão vai alimentar o motor com amplitude e frequência controladas permitindo o motor operar em velocidades ajustáveis.

Como o circuito inversor é alimentado por uma tensão contínua retificada e filtrada por circuitos independentes da fonte de alimentação, a frequência e a tensão de saída independem das características da tensão de rede. Isso permite que a tensão de saída que alimenta o motor tenha frequências menores ou maiores que a frequência nominal da rede, flexibilizando o ajuste de velocidades (FRANCHI, 2009).

Os transistores IGBT modelam o formato da tensão de saída através de chaveamento por largura de pulso PWM (*Pulse Width Modulation*) de forma a tornar a onda quadrada resultante o mais semelhante possível a uma senóide, no entanto, as ondas de fluxo geradas pela alimentação PWM são diferentes das geradas por uma alimentação senoidal o que contribui nas perdas globais do inversor (FRANCHI, 2009).

Segundo Franchi (2019) motores de indução acionados com inversor de frequência são a melhor opção para acionamentos em processos industriais, principalmente porque suportam maiores quedas de tensão de rede mantendo a máquina em funcionamento, proporcionam flexibilidade e precisão na definição de velocidades e tem maior eficiência energética.

Embora o inversor de frequência ofereça flexibilidade quanto a definição da velocidade de operação nos motores de indução trifásicos, vale ressaltar que o torque desses motores é dependente da velocidade de operação. Condições de operação abaixo ou acima da velocidade nominal são plenamente possíveis, porém, ocorre nesses casos a redução do torque disponível. Nessas aplicações é imprescindível determinar o valor do torque aplicável pelo motor utilizando as curvas de *derating* da classe de isolamento, e assegurar que o conjugado resistente da carga se limita ao torque máximo aplicável para que não ocorra o comprometimento da isolação por superaquecimento (WEG, 2016).

2.10.1.1 Fator de redução de torque

O fenômeno da redução de torque conhecido como *derating* é resultante da utilização de inversores de frequência em aplicações onde o motor de indução precisa operar acionando cargas de conjugado constante em velocidades abaixo ou acima da velocidade nominal (WEG, 2016).

Quando um motor de indução autoventilado acionado por um inversor de frequência opera a velocidades muito abaixo da velocidade nominal e sob corrente constante, ocorre o superaquecimento do mesmo. Dessa forma, a menor velocidade

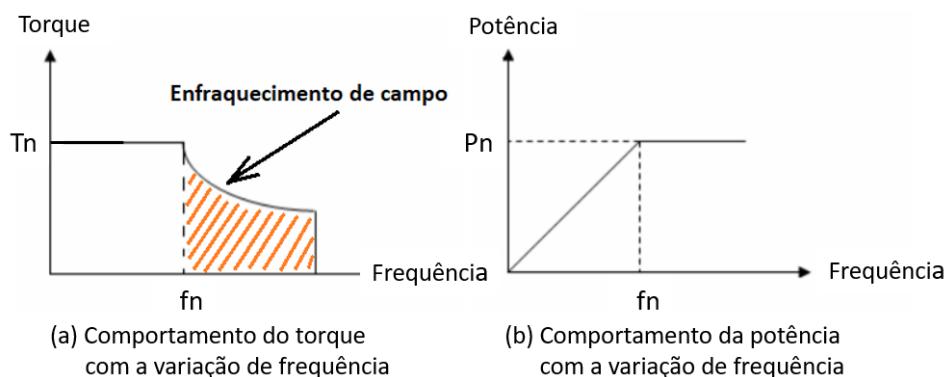
possível fica limitada a condição de operação cujo aquecimento do motor não ultrapassa a temperatura limite da classe de isolamento (MELLO; PIRES, 2006).

Motores de indução autoventilados devem operar na faixa entre 50% e 100% da velocidade nominal a fim de assegurar que o ventilador acoplado a uma das extremidades do eixo seja capaz de refrigerar a carcaça do motor. Quando isso não é possível, para operação em velocidades abaixo de 50% da velocidade nominal e acionando cargas de conjugado constante, deve-se optar pelo superdimensionamento da potência nominal do motor ou pelo projeto de uma carcaça especial superdimensionada capaz de dissipar o calor gerado (WEG, 2016).

Por outro lado, quando um motor de indução autoventilado precisa operar sob carregamento constante em velocidades superiores à velocidade nominal ocorre perda de conjugado por enfraquecimento de campo. Na operação em frequências acima da frequência nominal (f_n) o fluxo eletromagnético começa a diminuir e junto com ele diminui o torque disponível (FRANCHI, 2009). Na Figura 29 em (a) é apresentado um gráfico que ilustra o comportamento do torque do motor com a variação da frequência.

Como a potência disponível na ponta do eixo do motor é basicamente o produto entre o conjugado disponível e a velocidade de operação, percebe-se que a potência útil do motor cresce linearmente até que se atinja a frequência nominal de operação, para frequências superiores a nominal, verifica-se que a potência permanece constante, embora nessa condição exista perda de torque (WEG, 2016). Na Figura 29 em (b) é apresentado um gráfico que ilustra o comportamento da potência do motor com a variação da frequência.

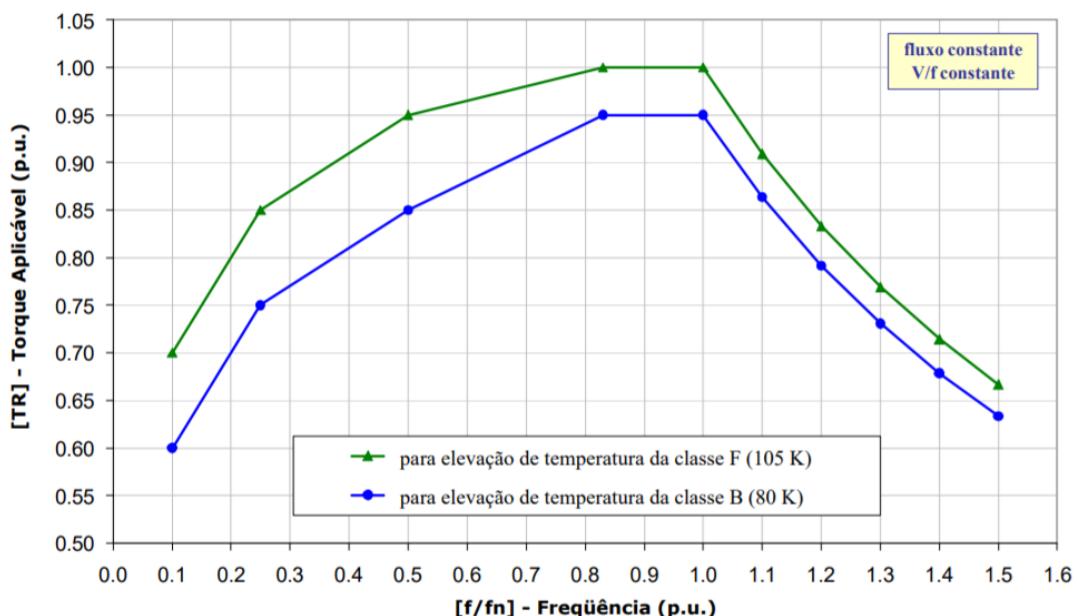
Figura 29: Variação de torque e potência devido a variação de frequência.



Fonte: Adaptado de Weg, 2006, p. 7.

Um fator de aplicação de torque foi estabelecido para definir o montante de torque útil, resultante do acionamento de motores de indução com inversores de frequência operando na condição de fluxo constante. Para acionamentos em baixa velocidade, essas curvas representam o percentual do torque nominal que pode ser aplicado, sem que ocorra superaquecimento e por consequência rompimento da isolação do motor. Existe uma curva de *derating* característica para cada classe de isolamento como demonstra a Figura 30 (WEG, 2016).

Figura 30: Curvas de aplicação de torque com fluxo magnético constante.



Fonte: Weg, 2006, p. 21.

Dessa forma, a partir da relação entre a frequência requerida e a frequência nominal “f/fn” localizada no eixo das abcissas, define-se o fator de aplicação de torque TR como um ponto no eixo das ordenadas. Esse fator é multiplicado ao torque nominal do motor permitindo determinar o torque aplicável pelo motor operando na frequência requerida conforme a Equação 16 (WEG, 2016).

$$Ta = TR \cdot Tn \quad (16)$$

Onde:

Ta - Torque aplicável (Nm)

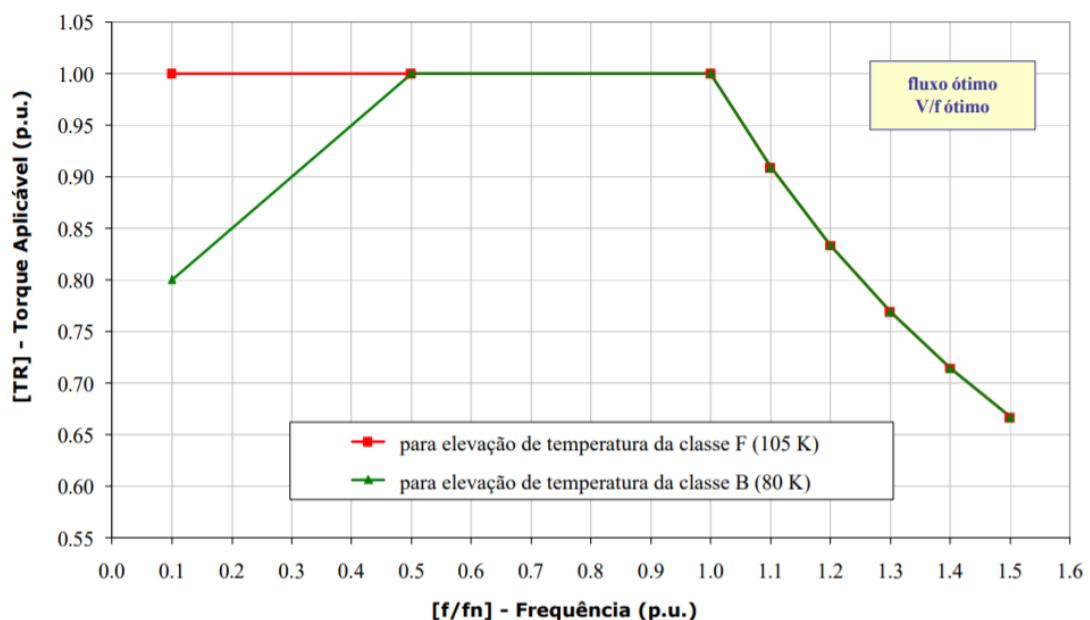
TR - Fator de aplicação de torque

Tn - Torque nominal do motor (Nm)

Mello e Pires (2006) esclarecem que as perdas globais no acionamento de motores de indução com inversores de frequência estão vinculadas a frequência de operação e ao fluxo magnético. Dessa forma, sendo o fluxo magnético dependente da relação entre a tensão e frequência V/f como demonstra a Equação 16, para cada nível de frequência existe um valor ideal de V/f.

A solução de fluxo ótimo da Weg é consolidada pela utilização dos valores ideais da relação V/f no acionamento de motores de indução utilizando os inversores de frequência dos modelos CFW09, CFW11 ou superiores. As curvas de *derating* com fluxo ótimo representadas na Figura 31 diferenciam-se das curvas utilizando fluxo constante porque proporcionam maiores fatores de aplicação de torque em toda a faixa de velocidades (WEG, 2016).

Figura 31: Curvas de redução de torque com fluxo ótimo.



Fonte: Weg, 2006, p. 22.

Nos inversores de frequência que utilizam a solução de fluxo ótimo operando no módulo de acionamento vetorial *sensorless*, a redução das perdas térmicas permite o acionamento de motores abaixo da frequência nominal e sob torque constante, sem o uso de ventilação forçada ou superdimensionamento da potência nominal. Essa característica reduz os custos dos projetos e proporciona flexibilidade às instalações (WEG, 2016).

2.11 NORMAS REGULAMENTADORAS DE SEGURANÇA

De acordo com a ENIT (Escola Nacional da Inspeção do Trabalho) as normas regulamentadoras são dispositivos legais que complementam o artigo V da Consolidação das Leis do Trabalho que tratam das obrigações, direitos e deveres a serem cumpridos por empregadores e trabalhadores dentro do território brasileiro (ENIT, 2019a).

2.11.1 NR10 – Segurança em instalações e serviços em eletricidade

Visando garantir a efetiva funcionalidade de sistemas preventivos de controle do risco elétrico, através da implementação de padrões e métodos eficazes, a Norma Regulamentadora NR-10 deve ser analisada e aplicada desde o processo de geração do projeto até a etapa de construção, utilização efetiva e processos de manutenção realizados. A utilização desta NR garante a segurança e a saúde dos trabalhadores que estejam interagindo, direta ou indiretamente, com instalações elétricas ou serviços envolvendo eletricidade (MOREIRA, 2013).

2.11.2 NR12 – Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos

A Norma Regulamentadora NR-12 determina os requisitos mínimos necessários para garantir a proteção da saúde e integridade física dos trabalhadores, estabelecendo as condições necessárias à prevenção da ocorrência de acidentes e doenças relacionadas ao trabalho com máquinas e equipamentos, englobando todas as etapas dos processos realizados. Segundo esta norma, a adoção de medidas de proteção para o uso seguro de máquinas e equipamentos é de inteira responsabilidade do empregador (ENIT, 2019b).

2.11.3 NR17 – Ergonomia

A Norma Regulamentadora NR17 estabelece critérios que conciliam das condições de trabalho às características fisiológicas dos trabalhadores envolvidos nos processos, possibilitando o máximo conforto e segurança possíveis, contribuindo assim para o melhor desempenho de cada indivíduo. As condições de trabalho incluem todo e qualquer aspecto relacionado ao esforço necessário por parte do trabalhador, seja com atividades de levantamento, transporte e descarga de mercadorias e às condições ambientais dos locais de trabalho (ENIT, 2018).

2.12 METODOLOGIA DE PROJETO DE PRODUTO

Para Siqueira et. al (2014) o método é definido como o processo lógico e ordenado que se percorre para chegar a um objetivo pré-estabelecido, seja ele a concepção de um produto ou a entrega de uma solução. A medida em que aumenta a complexidade do produto a ser desenvolvido, vai ficando mais evidente a importância de ter um método pré-estabelecido de projeto desde a concepção da necessidade, de forma a organizar os recursos e o conhecimento, minimizar os desvios e guiar o processo criativo até a solução.

Cerca de 80% dos custos de produção de um produto são comprometidos pelas decisões tomadas nas fases iniciais de planejamento, projeto conceitual e projeto preliminar. Isso justifica a importância do desenvolvimento de projetos de produto seguindo uma metodologia bem estruturada, que elimine as práticas de tentativa e erro (BACK E OGLIARI, 2000).

Mello (2011) afirma que existem referências de diversas metodologias de projeto de produto, sendo a maioria destas apresentadas sob forma de um fluxo linear e fechado de ações que constituem o método. Salienta, porém, que cada autor tende a enfatizar uma área específica da metodologia onde possui maior conhecimento, e que normalmente existem lacunas nas demais fases, isso justifica a importância de flexibilizar as metodologias de projeto de produto.

De acordo com Siqueira et. al (2014) a definição da metodologia que será utilizada no projeto de um produto depende das necessidades específicas de cada projeto, de forma que pode-se seguir fielmente de acordo com uma metodologia, ou fazer interseções entre duas ou mais metodologias a fim de consolidar um processo robusto, capaz de desenvolver bem as atividades necessárias em cada fase.

A metodologia de projeto de produto proposta por Bruno Munari tem uma linguagem clara e permite uma visão geral e organizada das fases a serem desenvolvidas, do levantamento das necessidades até a entrega da solução. Outra característica importante é o foco na criatividade durante a fase de *design*, explicitada desde sua proposição (MELLO, 2011).

Munari (2008) descreve a metodologia aplicada ao projeto de produto como:

O método de projeto, para o designer, não é absoluto nem definitivo; pode ser modificado caso ele encontre outros valores objetivos que melhorem o processo. E isso tem a ver com a criatividade do projetista, que, ao aplicar o método, pode descobrir algo que o melhore. (MUNARI, 2008, p. 11).

3 METODOLOGIA

Este capítulo descreve o método utilizado para o desenvolvimento deste trabalho acadêmico, a natureza da pesquisa desenvolvida e as ferramentas utilizadas para conceber o produto nomeado como UPCH (Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico).

Inicialmente foi realizada uma pesquisa exploratória com o intuito de buscar o maior número de informações possíveis sobre o funcionamento e sobre os componentes das unidades hidráulicas. A pesquisa recorreu à revisão bibliográfica dos autores que discorrem sobre o assunto no Brasil, dentre os quais vale a pena mencionar Linsingem (2003) e Fialho (2012). Também foram consultadas fontes internacionais como Sullivan (1989) e Rabie (2009), além de manuais de consagrados fornecedores de componentes hidráulicos como a Parker Hannifin e a Bosch Rexroth.

O desenvolvimento do projeto é estruturado seguindo a metodologia de projeto de produto proposta por Munari (2008), método recomendado para projetistas iniciantes devido a clareza das proposições existentes em cada fase. Porém, o método de Munari é deficiente nas análises de gestão estratégica do produto que são imprescindíveis na fase inicial de planejamento do projeto.

Algumas atividades foram desenvolvidas para sanar essas deficiências na fase de análise das necessidades, através do detalhamento do ciclo de vida do produto, determinação dos requisitos de cliente, priorização dos requisitos de cliente pelo método de Mudge, definição dos requisitos de projeto e correlação destes com os requisitos de cliente pela matriz QFD (*Quality Function Deployment*), finalizando com o estabelecimento de especificações meta.

Terminado o planejamento inicia-se a fase de detalhamento, que compreende a modelagem funcional do circuito hidráulico através de um diagrama hidráulico, cálculos de especificação do sistema, cálculos de dimensionamento de componentes e a modelagem do produto utilizando o software *Solid Works*. Nessa fase do projeto é que a UPCH toma forma como produto, permitindo-se analisar as melhores opções de materiais e métodos de fabricação para cada subsistema ou componente.

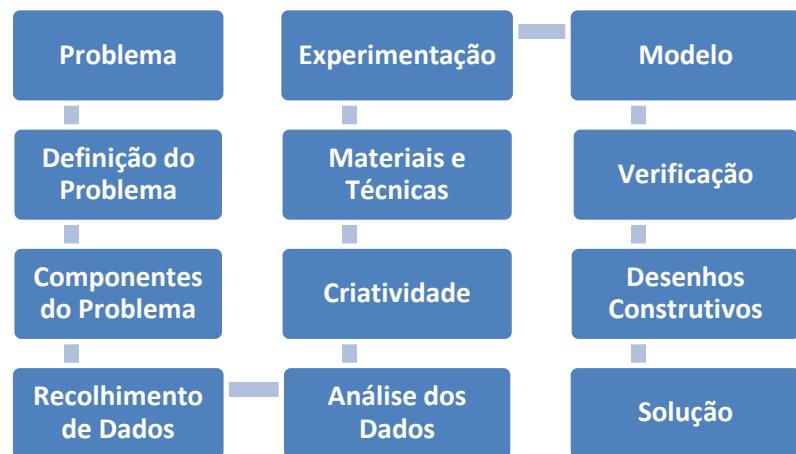
O projeto é finalizado na fase de aquisição de materiais, nesse momento a forma física do produto já está consolidada e permite a definição de quais componentes serão comprados e quais serão manufaturados, nessa fase também é apresentada a BOM (*Bill of Materials*), incluída nas listas de materiais dos desenhos.

3.1 MÉTODOS E TÉCNICAS UTILIZADOS

3.1.1 Metodologia de Munari

A metodologia de projeto de produto proposta por Bruno Munari segue uma linha sequencial de doze fases que devem ser executadas do projeto até a concepção do produto. Essa metodologia busca conduzir as atividades de projeto da forma mais eficiente possível, oferecendo precisão e segurança nas decisões. A Figura 32 apresenta a sequência de processos que compõe o método.

Figura 32: Metodologia de projeto de produto de Munari.



Fonte: Adaptado de Munari, 2008, p. 55.

Algumas atividades contidas nas fases de recolhimento e análise dos dados da metodologia de Munari serão trabalhadas com mais ênfase na análise das necessidades, essa possibilidade é válida porque o método de Munari permite adaptações que venham a melhorar o processo. Serão aplicadas ferramentas como o questionário para o levantamento das necessidades do cliente e uma análise mercadológica para saber o que já existe no mercado.

3.1.2 Análise das necessidades

A análise das necessidades é a primeira etapa do desenvolvimento de um produto, trata-se da identificação do problema de engenharia ou da oportunidade de mercado a ser explorada. Esta é uma fase muito importante porque as decisões tomadas nessa fase interferem diretamente na capacidade do projetista desenvolver um produto cujas especificações satisfaçam o desejo do cliente (VALDIERO, 2008).

3.1.2.1 Ciclo de vida do produto

Com o problema de projeto claramente definido, deve-se compilar o ciclo de vida do produto como uma representação linear da vida do produto desde a fase de projeto até o descarte ao fim da vida útil. Uma parte importante dessa atividade é a identificação dos clientes de cada fase, ou seja, as pessoas que vão interagir como produto e com o projeto (ROZENFELD *et. al*, 2006).

3.1.2.2 Necessidades dos clientes

A identificação das necessidades dos clientes é a consulta literal sobre as expectativas dos clientes de cada fase do ciclo de vida do produto. Muitas vezes essa informação é adquirida por meio de questionários ou pela entrevista formal ou informal com os clientes (BAXTER, 2000).

3.1.2.3 Priorização dos requisitos de cliente pelo Diagrama de Mudge

O diagrama de Mudge é uma ferramenta de priorização de variáveis muito útil na fase de análise das necessidades, ela permite que os projetistas decidam quais são os requisitos de cliente mais importantes para o sucesso do projeto, eliminando a tendência pelas suas próprias preferências individuais. A hierarquização ocorre pela análise dos requisitos aos pares, sendo que todos os requisitos são confrontados entre si através de questionamentos como: qual é o mais importante? Quanto é mais importante para o sucesso do produto? (ROZENFELD *et. al*, 2006).

O objetivo dessa valoração dos requisitos do cliente é a obtenção de uma lista de priorização dos requisitos que permita visualizar onde a equipe de projeto deve investir mais esforços nas fases que seguem, eliminando aquelas necessidades pouco relevantes (ROZENFELD *et. al*, 2006).

3.1.2.4 Requisitos de engenharia

Como os requisitos dos clientes são muitas vezes subjetivos é necessário convertê-los em características mensuráveis do produto, de forma que fique claro aos projetistas o como as necessidades do cliente podem ser atendidas em termos quantitativos. Os requisitos de engenharia também chamados de requisitos do produto constituem a primeira decisão sobre a morfologia do produto a ser projetado (ROZENFELD *et. al*, 2006).

3.1.2.5 QFD (*Quality Function Deployment*)

O QFD também conhecido como casa da qualidade foi desenvolvido no Japão na década de 1970, sendo popularizado como ferramenta de correlação entre os requisitos de cliente e requisitos de engenharia. Oferece como vantagens a redução do número de mudanças no projeto, redução de custos iniciais de operação e identificação dos requisitos de engenharia que mais interferem na qualidade do produto (ROZENFELD *et. al.*, 2006).

Valdiero (2008) afirma que a matriz da casa da qualidade é composta por duas partes principais, o corpo central e o telhado. O corpo central relaciona os requisitos de clientes que estão posicionados na coluna da direita, um em cada linha, com os requisitos de engenharia, estes posicionados nas colunas abaixo do telhado. A valoração destes requisitos é feita utilizando uma escala de intensidade, que representa o nível de importância de cada requisito de engenharia para o atendimento dos requisitos dos clientes.

O telhado da casa da qualidade tem a forma de uma matriz meia banda e apresenta o tipo de relação existente entre as características de engenharia. Através do uso de simbologias é possível identificar quando as características de engenharia interagem positivamente e negativamente (VALDIERO, 2008).

3.1.2.6 Especificações meta

As especificações meta são um conjunto de características mensuráveis que o produto deve apresentar, resumidamente compreende os requisitos de engenharia associados com valores metas e as suas respectivas unidades. As especificações meta servem de guia na proposição de soluções para o problema de projeto e servem de critério para a tomada de decisões (ROZENFELD *et. al.*, 2006).

3.1.2.7 Análise dos produtos concorrentes

Traçar o perfil dos produtos concorrentes no mercado é uma atividade que possui três objetivos principais: analisar como os produtos atuais vão concorrer como novo produto em desenvolvimento, verificar a existência de oportunidades de inovação e fixar metas para que o produto seja competitivo após o lançamento. É importante iniciar essa análise definindo claramente que tipo de características serão comparadas entre os produtos concorrentes e o produto proposto (BAXTER, 2000).

3.1.3 Fase de detalhamento

A fase de detalhamento utiliza as informações levantadas pelo método de Munari e pela análise das necessidades, como dados de entrada para a modelagem das soluções que vão compor os requisitos de engenharia do produto. Nessa fase são feitos os cálculos para especificação das características gerais do sistema hidráulico, cálculos de especificação de componentes e seleção de componentes.

Um modelo da UPCH será desenvolvido utilizando-se o *software CAD Solid Works*, nessa atividade a criatividade e o conhecimento técnico do projetista são fatores primordiais para o sucesso do *design* do produto. A fim de verificar a resistência das estruturas projetadas serão realizadas simulações virtuais de carga estática utilizando o *software Ansys*.

O detalhamento da UPCH é finalizado com a apresentação dos desenhos dos componentes, estes documentos devem fornecer informações suficientes para a construção e utilização do equipamento de forma segura e eficiente.

3.1.4 Fase de aquisição

As atividades da fase de aquisição compreendem os esforços para gerenciar os custos dos materiais necessários para a construção do produto, basicamente a definição de que peças/componentes serão comprados e quais serão manufaturados (Make or Buy), e também a construção da lista de materiais conhecida como BOM.

Uma atividade importante realizada nessa fase é a busca de parcerias com empresas para a obtenção de conhecimento técnico sobre os produtos e doação de materiais. Essa iniciativa apoia a viabilidade financeira do projeto e aproxima as empresas dos profissionais formados pela FAHOR.

3.2 MATERIAIS E EQUIPAMENTOS

Para o desenvolvimento deste projeto será consultado o acervo físico e digital da biblioteca da FAHOR, além das bibliografias técnicas de fornecedores de componentes disponíveis na Internet. Também serão utilizados os softwares do pacote *Office da Microsoft*, *Solid Works*, *Ansys* e *FluidSim*. O espaço físico do LaSH será utilizado para armazenagem dos componentes provenientes de doações e para a realização da montagem da UPCH.

4 APRESENTAÇÃO E ANÁLISE DOS RESULTADOS

4.1 APLICAÇÃO DA METODOLOGIA

4.1.1 Aplicação do método de Munari

A aplicação da metodologia de projeto de produto de Munari é demonstrada no Quadro 1, onde na terceira coluna são apresentadas as entregas planejadas para cada fase do desenvolvimento da UPCH.

Quadro 1: Aplicação da metodologia de Munari no projeto da UPCH.

Fase	Definição da fase	Entrega da fase
Problema	Apresentação do problema	Pouca utilização do laboratório de sistemas hidráulicos da FAHOR no desenvolvimento de aulas práticas e projetos de pesquisa.
Definição do problema	Aprofundamento inicial na causa do problema, trata-se do que à primeira vista poderia vir a solucionar o problema.	Falta de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico no laboratório de sistemas hidráulicos da FAHOR.
Componentes do problema	Fragmentação do problema em subproblemas menores para facilitar a resolução.	Alto custo de aquisição de bancadas didáticas, bancadas didáticas são pouco flexíveis para uso em projetos de pesquisa.
Recolhimento de dados	Levantamento das necessidades do cliente, identifica o que realmente o produto ou solução deve entregar. Análise do que já existe a disposição no mercado.	Levantamento dos requisitos de uma UPCH para uso didático na FAHOR, e análise mercadológica das bancadas didáticas existentes.
Análise dos dados	Avaliação das características dos produtos atualmente no mercado identificando o que vale a pena manter e o que pode ser melhorado.	Análise dos tipos de acionamentos requeridos para demonstração em aulas práticas, verificação da possibilidade de uso em projetos de pesquisa.
Criatividade	Desenvolver as especificações de produto que atendam aos requisitos do cliente.	Concepção da UPCH sob forma de um produto, especificando seus subsistemas e componentes.

Materiais e tecnologias	Descrição dos principais possíveis materiais e técnicas de processamento.	Utilização de materiais comerciais e processos de fabricação convencionais e de baixo custo. Utilização das máquinas dos laboratórios da FAHOR.
Experimentação	Teste de compatibilidade entre os materiais e técnicas de processamento selecionadas.	Essa fase não é necessária porque os aços utilizados são de fácil usinagem e boa soldabilidade.
Modelo	Construção do protótipo ou de subsistemas a fim de testar os materiais e técnicas de fabricação.	Nessa fase será realizada a modelagem da UPCH utilizando o software de CAD Solid Works.
Verificação	Teste funcional do protótipo, verificação da eficiência da solução, identificação de oportunidades de melhoria.	Simulação de cargas estáticas na estrutura como software Ansys. Não serão realizados testes físicos devido inexistência de um protótipo ainda na fase de projeto.
Desenhos detalhados	Concepção dos desenhos detalhados contendo as informações necessárias para a construção do produto.	Após a concepção do modelo em CAD serão feitos os desenhos detalhados dos componentes manufaturados e a lista de materiais.
Solução	Entrega do produto final solução para o problema	Unidade de potência e condicionamento hidráulico que possibilite a realização de aulas práticas de automação hidráulica, permitindo o acionamento de mecanismos hidraulicamente acionados por meio de comando manual ou automatizado. O equipamento vai possuir pressão e vazão ajustáveis possibilitando seu uso em projetos de pesquisa.

Fonte: O autor, 2019.

A metodologia aplicada ao desenvolvimento desse projeto embora utilize o método proposto por Munari é complementado pela análise das necessidades.

4.1.2 Análise das necessidades

4.1.2.1 Ciclo de vida da UPCH

O Quadro 2 apresenta o ciclo de vida da UPCH e os respectivos clientes internos, intermediários e externos. Os clientes de cada fase do ciclo de vida foram listados para ter visibilidade sobre quem irá interagir com o produto ao longo do tempo, oportunizando projetar através de uma perspectiva futura para atender os interesses de todos os clientes.

Quadro 2: Ciclo de vida.

Fase do ciclo de vida	Clientes		
	Internos	Intermediários	Externos
Projeto	Acadêmico	Professor Orientador	
Fabricação	Estagiários da FAHOR		Fornecedores
Testes	Acadêmico		
Utilização		Professores da FAHOR	Alunos da FAHOR
Descarte	Responsável do LaSH	FAHOR	Empresa especializada em destinação de resíduos

Fonte: O autor, 2019.

Como demonstra o Quadro 2, o ciclo de vida da UPCH apresenta 5 fases com as quais os respectivos clientes estão relacionados do projeto ao descarte do produto. Os clientes iniciais do projeto são o acadêmico responsável e o professor orientador que devem conduzir o projeto da UPCH, a fase de fabricação tem como clientes os estagiários da FAHOR e os fornecedores de peças e serviços.

Na fase de testes novamente o acadêmico responsável é o cliente da fase onde verifica-se a funcionalidade do produto, na fase de utilização todos os professores e alunos da FAHOR são clientes potenciais através do uso do LaSH. Ao final do ciclo, após terminada a vida útil da UPCH os clientes da fase são a própria FAHOR, o professor responsável do LaSH e a empresa gerenciadora de resíduos.

4.1.2.2 Necessidades dos clientes

Desde o princípio do projeto a FAHOR teve seus interesses representados pelos professores Antônio Carlos Valdiero e Luis Carlos Wachholz, titulados respectivamente como o coordenador do curso de graduação em Engenharia

Mecânica e professor responsável pelo LaSH, ambos fomentadores de projetos inovadores em sistemas hidráulicos e automação.

Por meio de uma entrevista com os professores mencionados, as necessidades da FAHOR foram listadas pensando-se na aplicação de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico para uso didático na instituição, cujas especificações de produto permitissem seu uso na preparação de aulas práticas e a utilização em projetos de pesquisa. O Quadro 3 apresenta as necessidades levantadas.

Quadro 3: Necessidades dos clientes.

Fase do ciclo de vida	Identificação	Necessidades dos clientes
Projeto	A	Utilização de materiais comerciais
	B	Componentes de qualidade
	C	Projeto simplificado
	D	Baixo custo
Fabricação	E	Fácil fabricação
Testes	F	Ter boa confiabilidade
Utilização	G	Ser ergonômico
	H	Fácil interpretação
	I	Promover segurança
	J	Versatilidade de uso
	K	Permitir movimentação manual
Descarte	L	Utilização de materiais recicláveis

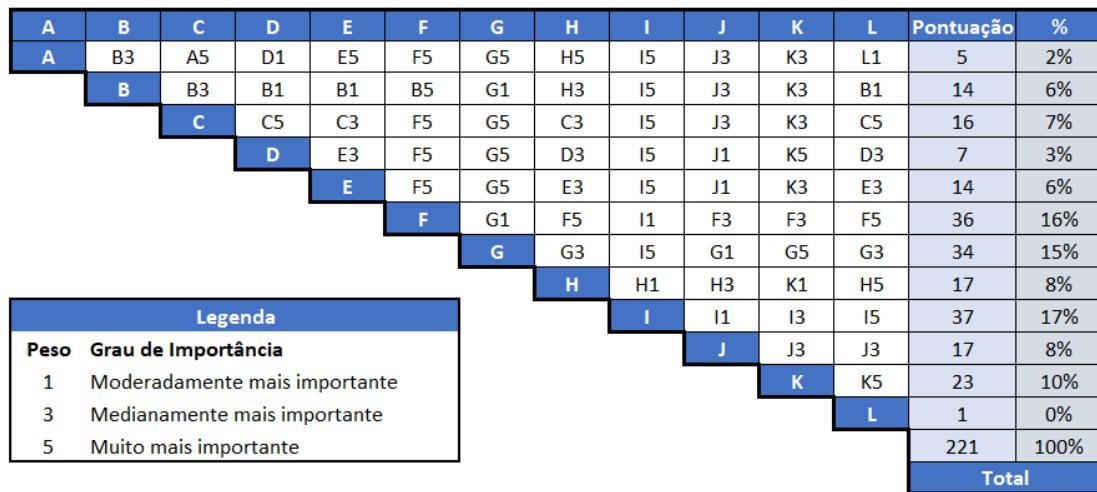
Fonte: O autor, 2019.

O Quadro fornece uma visão ampla das necessidades dos diversos clientes que a UPCH vai ter ao longo do seu ciclo de vida. Porém, essas necessidades são somente a manifestação da expectativa dos clientes de cada fase isoladamente, nem todas influenciam com a mesma importância na satisfação geral com o produto.

4.1.2.3 Priorização das necessidades pelo Diagrama de Mudge

A priorização das necessidades dos clientes foi realizada utilizando o método do Diagrama de Mudge, onde as 12 necessidades levantadas foram confrontadas umas contra as outras, de forma a determinar quais eram as mais importantes. A Figura 33 apresenta a aplicação do Diagrama de Mudge.

Figura 33: Priorização das necessidades pelo Diagrama de Mudge.



Fonte: O autor, 2019.

A aplicação do método de Mudge permitiu a hierarquização das necessidades dos clientes, proporcionando o entendimento de quais necessidades influenciam mais na expectativa e satisfação dos clientes com o produto. O Quadro 4 apresenta a listagem dos requisitos de clientes por ordem de importância.

Quadro 4: Priorização das necessidades dos clientes

Identificação	Pontuação	%	Necessidades dos clientes
I	37	17%	Promover segurança
F	36	16%	Ter boa confiabilidade
G	34	15%	Versatilidade de uso
K	23	10%	Permitir movimentação manual
J	17	8%	Ser ergonômico
H	17	8%	Fácil interpretação
C	16	7%	Projeto simplificado
B	14	6%	Componentes de qualidade
E	14	6%	Fácil fabricação
D	7	3%	Baixo custo
A	5	2%	Utilização de materiais comerciais
L	1	1%	Materiais recicláveis

Fonte: O autor, 2019.

A partir das informações contidas no Quadro 4 pode-se iniciar a etapa seguinte que trata da especificação dos requisitos de engenharia. Os requisitos de engenharia devem garantir principalmente o atendimento aos requisitos mais importantes hierarquizados pelo método de Mudge.

4.1.2.4 Requisitos de engenharia

A definição dos requisitos de engenharia trata sobre a forma como o produto nomeado como UPCH vai atender aos requisitos dos clientes. Cada necessidade listada no Quadro 4 foi analisada buscando-se eliminar ambiguidades, a fim de garantir a plena compreensão sobre a expectativa do cliente quanto ao produto. O Quadro 5 apresenta os requisitos de engenharia propostos no projeto da UPCH.

Quadro 5: Requisitos de engenharia para a UPCH.

Identificação	Requisito de engenharia
A	Componentes de baixo custo
B	Utilizar recursos disponíveis na FAHOR
C	Utilizar materiais padronizados
D	Pressão variável
E	Vazão variável
F	Adaptável a diversos atuadores
G	Acionamentos manuais
H	Acionamentos elétricos
I	Arquitetura modular
J	Possuir manual de instruções
K	Atender as normas de segurança
L	Peso reduzido
M	Dimensões reduzidas
N	Vida útil elevada

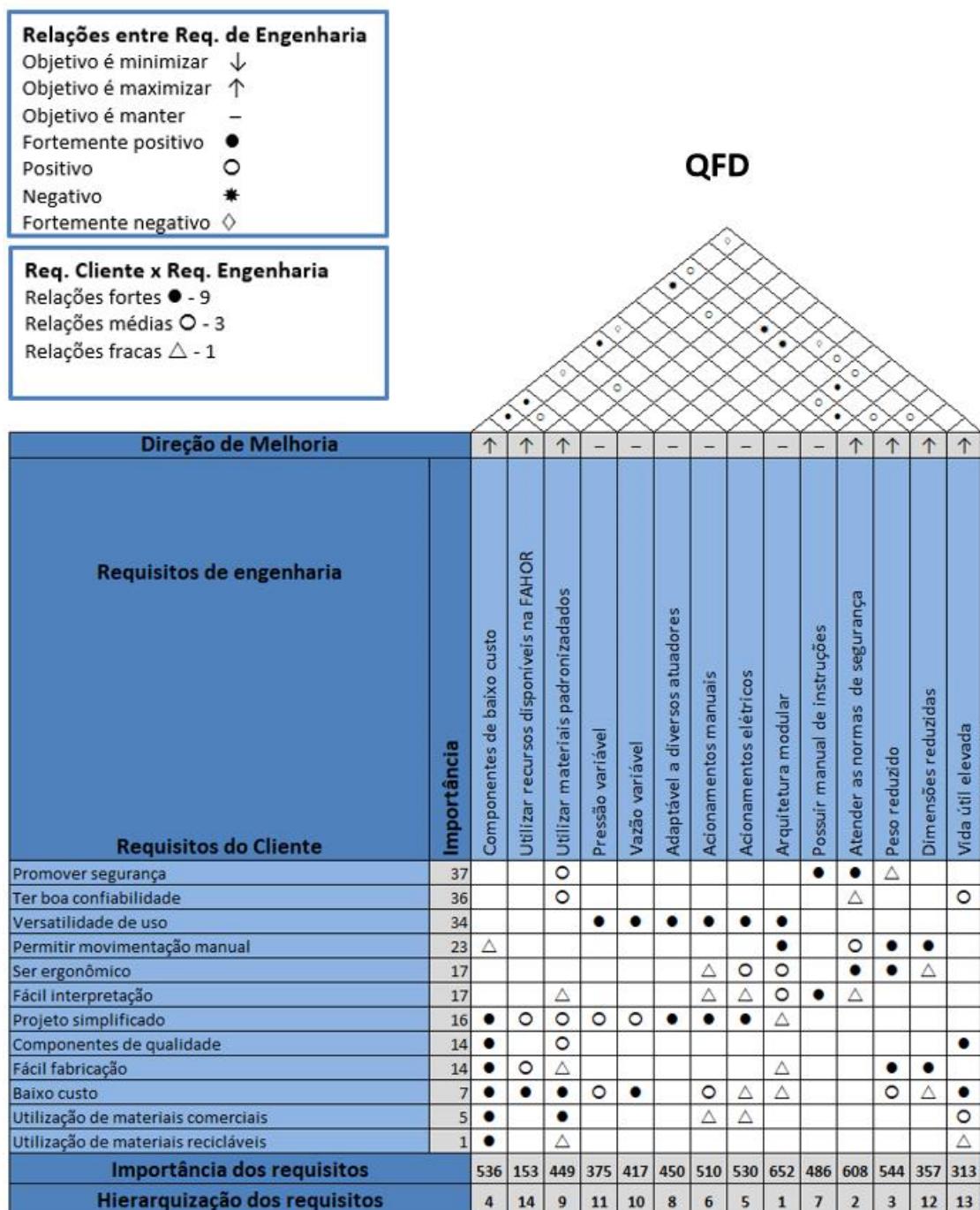
Fonte: O autor, 2019.

Foram definidos 14 requisitos de engenharia que devem guiar o projetista na fase de detalhamento para a modelagem do produto. O nível de importância de cada requisito de engenharia também é variável, logo, o próximo passo consiste em hierarquizar os requisitos de engenharia de acordo com a importância que possuem para a satisfação dos clientes.

4.1.2.5 QFD – Casa da Qualidade

O método da casa da qualidade ou QFD é utilizado para fazer a priorização dos requisitos de engenharia, através da comparação sistemática destes com os requisitos dos clientes. O nível de importância que um requisito de engenharia exerce sobre um requisito de cliente, quando essa relação existe, é mensurado como forte, médio ou fraco. A Figura 34 apresenta o QFD aplicado ao projeto da UPCH.

Figura 34: Casa da qualidade ou QFD.



Fonte: O autor, 2019.

O telhado da casa da qualidade compara a relação existente entre os requisitos de engenharia, permitindo verificar se os requisitos são diretamente ou inversamente proporcionais. Existem casos em que aumentar o valor meta de um requisito de engenharia exige aumentar ou diminuir o valor de outro requisito. Em outros casos os requisitos nem se relacionam.

4.1.2.6 Especificações meta

Os requisitos de engenharia hierarquizados pelo QFD, apresentados na última linha da Figura 34, precisam receber valores meta para serem utilizados como referência na fase de concepção de soluções e detalhamento. Normalmente essa valoração é feita dividindo os requisitos em subgrupos denominados “terços”. O Quadro 6 apresenta o terço superior dos requisitos de engenharia e seus valores meta.

Quadro 6: Valores meta do terço superior dos requisitos de engenharia.

#	Requisito de engenharia	Valor meta	Forma de avaliação	Aspectos Indesejados
1	Arquitetura modular	Pelo menos 2 módulos	Análise do projeto	Dificuldade de montagem
2	Atender as normas de segurança	Atender plenamente	NR 10 e NR12	Incremento de custo
3	Peso reduzido	Máximo 500Kg/módulo	Análise do projeto	Dificuldade de movimentação
4	Componentes de baixo custo	Custo total máximo R\$15.000,00	Avaliação de custo dos componentes	Exceder o orçamento
5	Acionamentos elétricos	Utilizar válvulas solenoides	Análise do projeto	Incremento de custo

Fonte: O autor, 2019.

O terço superior dos requisitos de engenharia apresenta os requisitos que são mais expressivos na satisfação e expectativa dos clientes da UPCH. Os três primeiros requisitos são estratégicos para o sucesso do produto, inclusive apresentam relação entre si como demonstra o telhado da casa da qualidade. A construção sob arquitetura modular permite dividir o peso total do equipamento, facilitando a movimentação dos módulos e melhorando a segurança e ergonomia na fase de utilização.

Os requisitos de engenharia que compõe o terço médio são apresentados no Quadro 7. Embora tenham menor importância relativa comparados aos requisitos do terço superior, devem ser considerados nas concepções para o produto.

Quadro 7: Valores meta do terço médio dos requisitos de engenharia.

#	Requisito de engenharia	Valor meta	Forma de avaliação	Aspectos Indesejados
6	Acionamentos manuais	Válvulas de acionadas por alavanca	Análise do projeto	Exagerado esforço físico
7	Possuir manual de instruções	Atender plenamente	Análise do projeto	Dificuldade de interpretação
8	Adaptável a diversos atuadores	Interface com engates rápidos	Análise do projeto	Vazamentos de óleo ou dificuldade na montagem
9	Utilizar materiais padronizados	60%	Análise do projeto	Componentes com processos de fabricação especiais
10	Vazão variável	10 l/min a 30l /min	Análise do projeto	Vazão fora do limite especificado

Fonte: O autor, 2019.

O terço inferior dos requisitos de engenharia é apresentado pelo Quadro 8, nele estão os requisitos que menos interferem na percepção do cliente sobre o atendimento aos seus requisitos. Da mesma forma que o terço médio, esses requisitos devem ser considerados nas concepções do produto apesar de sua menor significância global.

Quadro 8: Valores meta do terço inferior dos requisitos de engenharia.

#	Requisito de engenharia	Valor meta	Forma de avaliação	Aspectos Indesejados
11	Pressão variável	0 bar a 210 bar	Análise do projeto	Pressão fora do limite especificado
12	Dimensões reduzidas	Máximo 2m ² por módulo	Análise do projeto	Dificuldade de movimentação
13	Vida útil elevada	15 anos	Monitoramento	Vida útil reduzida
14	Utilizar os recursos disponíveis na FAHOR	50%	Análise do projeto	Componentes com processos de fabricação especiais

Fonte: O autor, 2019.

A conclusão das especificações de engenharia da UPCH permite que sejam iniciadas as atividades de concepção de soluções que venham a atender os valores meta apresentados. Na metodologia deste projeto foi decidido fazer a análise dos produtos concorrentes principalmente porque o projeto não traz uma inovação disruptiva para o produto em questão, essa análise busca evitar o desperdício de tempo a procura de reinventar algo que já existe e que pode ser facilmente incorporado ao projeto.

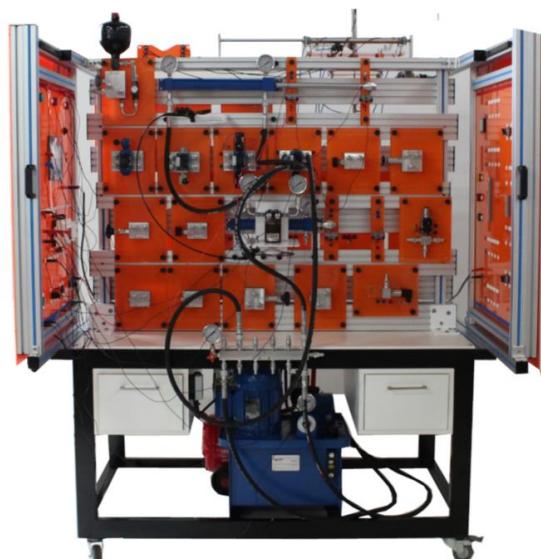
4.1.2.7 Análise de produtos concorrentes

A pesquisa realizada objetivou o entendimento do mercado brasileiro de fornecedores de bancadas didáticas de eletrohidráulica, constatou-se que existem 3 empresas com capacidade de fornecer esse tipo de equipamento, a Líder Didática, a Parker Hannifin e a Festo. Embora nem todos os catálogos técnicos dos produtos dessas empresas estivessem disponíveis para consulta, verificou-se que o principal diferencial delas é a capacidade de entregar um produto personalizado às necessidades do cliente.

A Líder Didática é uma empresa brasileira localizada na cidade de Canoas no estado do Rio Grande do Sul, especializada na fabricação e fornecimento de equipamentos para uso em aulas didáticas para diversos tipos de instituições de ensino. Tem uma ampla gama de produtos atendendo desde o fornecimento de modelos anatômicos para cursos relacionados a área de saúde, até bancadas de acionamentos elétricos e mecânica de fluidos para as engenharias.

O grande diferencial dessa empresa para as engenharias é a customização dos projetos das bancadas didáticas a fim de atender às necessidades específicas de cada cliente. É possível configurar o tipo de circuito hidráulico da bancada, tipo de válvulas direcionais e atuadores. O catálogo técnico da empresa não traz informações que caracterizam os requisitos de engenharia dos produtos, porém, a Figura 35 ilustra um dos projetos desenvolvidos pela empresa no campo da eletrohidráulica.

Figura 35: Bancada didática de eletrohidráulica da Líder Didática.

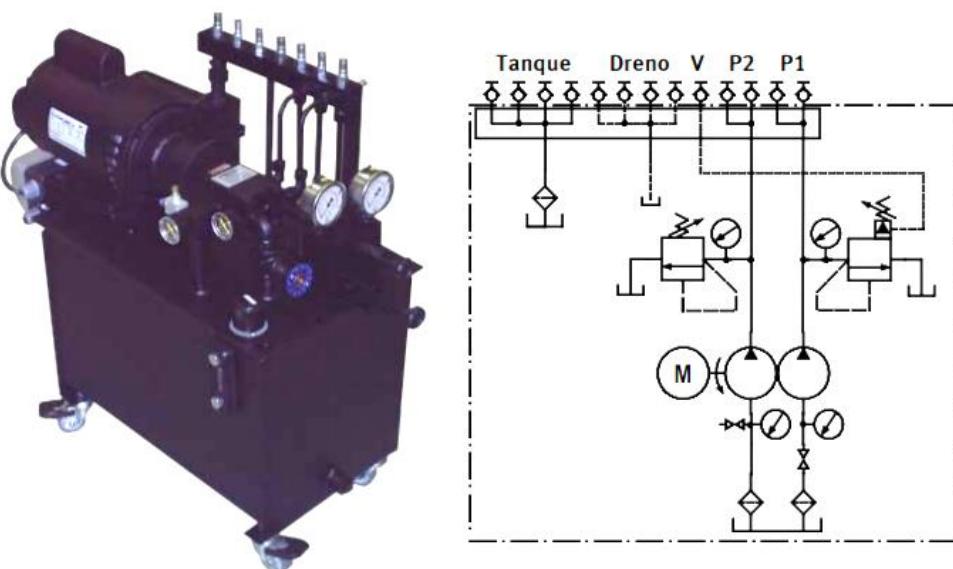


Fonte: Líder Didática, 2019.

A Festo é uma empresa multinacional de origem alemã e que possui representação no Brasil na cidade de São Paulo, no estado de São Paulo. Tem tradição no desenvolvimento e fornecimento de tecnologias de automação pneumática, porém, também fornece componentes de hidráulica industrial.

Abancada didática de eletrohidráulica da Festo tem como características a possibilidade de seleção das válvulas e atuadores, porém, restringe a customização do circuito hidráulico principalmente na configuração da UCP. Isso se deve ao fornecimento de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico pré-concebida, com potência limitada a 3CV e pressão máxima de trabalho de 100 bar (10 MPa). A Figura 36 ilustra a bancada didática da Festo e o circuito hidráulico da UCP.

Figura 36: Bancada didática da Festo.



Fonte: Adaptado de Festo, 2015.

O catálogo disponibilizado pela Festo apresenta outras informações importantes como a capacidade do reservatório, tipo de motor, tipo de bomba, vazão total, pressões de operação e pressão máxima. Esses fatores são descritos abaixo:

- Capacidade do reservatório: 40 litros.
- Tipo de motor: monofásico de 3CV, 110V – 220 Vca, 60 Hz.
- Tipo de bomba: bomba dupla de engrenagens com deslocamento fixo.
- Vazão total: 10 l/min.
- Pressão de operação: 0 – 80 bar (8MPa).
- Pressão máxima: 100 bar (10 MPa).

A Parker Hannifin é uma empresa de origem norte-americana com tradição no desenvolvimento e fornecimento de soluções envolvendo tecnologias de automação em acionamentos hidráulicos. Possui representação no Brasil na cidade de São José dos Campos, no estado de São Paulo.

A bancada didática oferecida pela Parker Hannifin da mesma forma que a bancada da Festo, tem como característica a possibilidade de seleção das válvulas e atuadores, porém, restringe a customização do circuito hidráulico principalmente na configuração da UCP. O produto é fornecido em estrutura modular, onde o cliente adquire a unidade de potência e condicionamento hidráulico, cujas especificações são pré-concebidas. Pode adquirir também outros dois módulos nomeados como módulo didático hidráulico de acionamento manual, e o módulo didático eletrohidráulico com acionamentos elétricos. A Figura 37 apresenta uma visão geral do produto.

Figura 37: Bancada didática de hidráulica da Parker Hannifin.



Fonte: Parker, 2001, p. 05.

O catálogo disponibilizado pela Parker Hannifin não apresenta tantas informações a respeito da UCP quanto o da Festo, porém, possui algumas informações importantes como a capacidade do reservatório, tipo de bomba e vazão e pressão máximas. Esses fatores são descritos abaixo:

- Capacidade do reservatório: 50 litros.
- Tipo de bomba: bomba dupla de engrenagens com deslocamento fixo.
- Pressão máxima: 100 bar (10MPa).
- Vazão máxima: 16 l/min.

4.2 FASE DE DETALHAMENTO

4.2.1 Especificação do produto

A UPCH a ser desenvolvida pra uso didático na FAHOR deve permitir o acionamento de mecanismos hidráulicamente acionados por meio de comando manual e automatizado. Por esse motivo contará com dois *manifolds*, um com válvulas de carretel deslizante acionadas por alavanca e outro com válvulas de cartucho de acionamento elétrico por solenoides.

O equipamento deve possuir pressão ajustável e limitada a pressão máxima de 210 Bar (21MPa). A vazão também deve ser ajustável, de forma que possa ser fornecido um fluxo variável entre 10 l/min a 30 l/min. Essas duas características vão possibilitar seu uso em projetos de pesquisa.

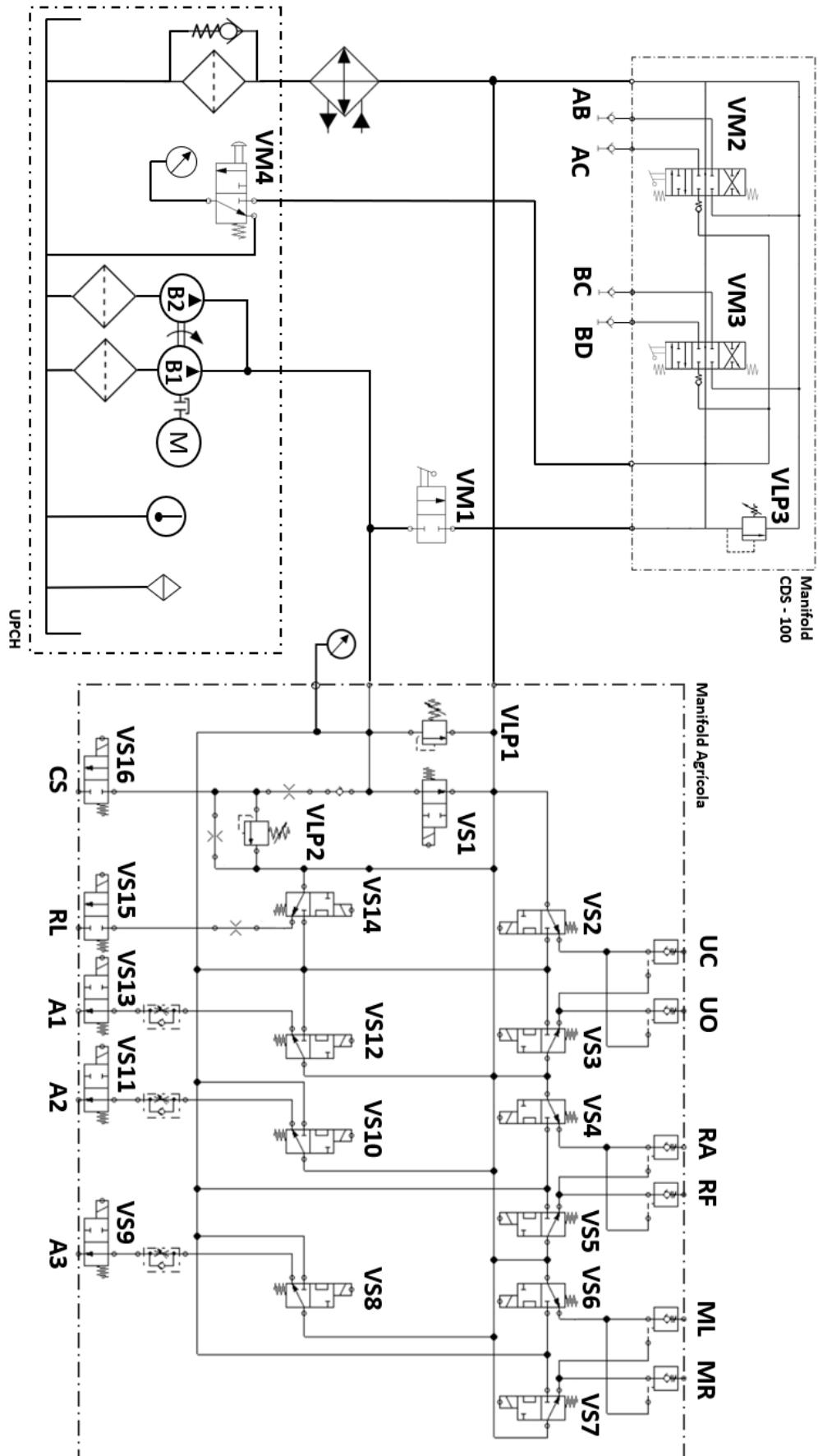
O projeto deve contemplar elementos condicionadores do óleo hidráulico como filtros de retorno e succão, capazes de remover os contaminantes do fluido atendendo ao nível de limpeza requerido para o bom funcionamento dos *manifolds*. A fim de controlar as propriedades hidrodinâmicas do fluido de trabalho, o sistema deve possuir um trocador de calor do tipo óleo-ar com capacidade de refrigerar o sistema.

4.2.1.1 Circuito hidráulico

O circuito hidráulico da UPCH foi desenvolvido a partir das especificações de produto visando atender aos requisitos de cliente, principalmente no que diz respeito a versatilidade de uso. A utilização de *manifolds* com acionamentos manuais e elétricos torna a bancada preparada a oferecer o treinamento adequado aos acadêmicos de engenharia da FAHOR, especialmente porque equipamentos mobile como tratores, guinchos e colheitadeiras podem possuir ambos os tipos de acionamento.

A parceria com a empresa John Deere foi muito importante para a definição do circuito hidráulico da UPCH, visto que o mesmo foi modelado buscando combinar os circuitos de dois comandos hidráulicos doados pela empresa. O comando Danfoss CDS – 100 contribuiu com a característica dos acionamentos manuais, e o comando agrícola permitiu a utilização de acionamentos elétricos no projeto. A Figura 38 apresenta o circuito hidráulico projetado para a UPCH, basicamente composto por três módulos, a unidade de potência hidráulica e os dois *manifolds* de comando.

Figura 38: Circuito hidráulico da UPCH.



Fonte: O autor, 2019.

O circuito também privilegia a utilização da UPCH no desenvolvimento de projetos de pesquisa envolvendo mecanismos hidráulicamente acionados. Estão disponíveis quatro portas de conexão com acionamento manual nomeadas como AB, AC, BC e BD; e mais onze portas com acionamento elétrico por solenoide nomeadas como UC, UO, RA, RF, ML, MR, CS, RL, A1, A2 e A3.

Nesse sistema uma bomba dupla de engrenagens fornece a vazão de óleo que é direcionada ao *manifold* agrícola e também ao *manifold* Danfoss CDS - 100. O circuito é considerado de centro aberto, porque, enquanto nenhum acionamento for solicitado a vazão integral das bombas é desviada a tanque pela válvula VS1, que é normalmente aberta. Quanto é pretendido realizar algum acionamento no *manifold* agrícola, é necessário alimentar o solenoide da válvula correspondente ao acionamento mais o solenoide da válvula VS1.

Sem pilotar a válvula VS1 para a sua posição fechada o circuito permanece aberto à tanque e o sistema não é pressurizado. O Quadro 9 apresenta a matriz de relação entre os acionamentos disponíveis no *manifold* agrícola e as válvulas que precisam ser acionadas.

Quadro 9: Acionamentos do *manifold* agrícola.

Acionamentos do Comando Agrícola	
Acionamento	Válvulas
Pressurizar a porta UC	VS1 – VS2
Pressurizar a porta UO	VS1 – VS3
Pressurizar a porta RA	VS1 – VS4
Pressurizar a porta RF	VS1 – VS5
Pressurizar a porta ML	VS1 – VS6
Pressurizar a porta MR	VS1 – VS7
Pressurizar a porta A3	VS1 – SV8 – SV9
Pressurizar a porta A2	VS1 – VS10 – VS11
Pressurizar a porta A1	VS1 – VS12 – VS13
Pressurizar a porta RL	VS1 – VS14 – VS15
Pressurizar a porta CS	VS1 – VS16

Fonte: O autor, 2019.

Para efetuar acionamentos utilizando o *manifold* CDS-100 é necessário abrir a válvula manual VM1 e manter acionada a válvula VS1, da mesma forma que no *manifold* agrícola. Caso a válvula VS1 permaneça aberta, o fluxo será desviado a tanque e não será criada pressão no sistema. O Quadro 10 apresenta a matriz de relação entre os acionamentos pretendidos e as válvulas que precisam ser acionadas.

Quadro 10: Acionamentos do *manifold* Danfoss CDS - 100.

Acionamentos do Comando Danfoss CDS - 100	
Acionamento	Válvulas
Pressurizar a porta AB	VS1 – VM1 – VM2 (Puxar alavanca)
Pressurizar a porta AC	VS1 – VM1 – VM2 (Empurrar alavanca)
Pressurizar a porta BC	VS1 – VM1 – VM3 (Puxar alavanca)
Pressurizar a porta BD	VS1 – VM1 – VM3 (Empurrar alavanca)

Fonte: O autor, 2019.

Um inversor de frequência foi especificado para fazer o acionamento do motor elétrico que movimenta as bombas. A variação de velocidade proporcionada por esse tipo de acionamento permite que se tenha vazão variável mesmo utilizando bombas de deslocamento fixo. Atender ao requisito de engenharia de vazão variável influencia diretamente no atendimento ao requisito de cliente de versatilidade de uso.

O circuito hidráulico proposto é comprovadamente versátil, tanto para o uso didático quanto para aplicação em projetos de pesquisa. O atendimento às normas de segurança também foi considerado, mais especificamente a NR10, que recomenda a utilização de baixas tensões para alimentação de circuitos de comando. O *manifold* agrícola possui solenoides alimentados com tensão contínua de 12 Volts.

4.2.2 Cálculos de verificação

Visando reduzir ao máximo o custo do projeto, foi realizada a procura por empresas parceiras que pudessem patrocinar o projeto financeiramente ou com a doação de materiais. Dessa forma, a disponibilidade inicial de alguns componentes fornecidos pela John Deere, norteou o dimensionamento e seleção dos demais componentes do sistema da UPCH.

Os dados de entrada iniciais para o dimensionamento do sistema são o deslocamento volumétrico das bombas hidráulicas, a potência do motor elétrico e as

condições de velocidade e torque possibilitadas pelo acionamento com o inversor de frequência. O Quadro 11 relaciona essas informações.

Quadro 11: Componentes e especificações iniciais para o dimensionamento.

Componente	Especificação	Características de engenharia
Bomba 1	Bosch AZPF 0 510 225 311	11 cm ³ /revolução Máx. 3000 RPM
Bomba 2	Bosch AZPF 0 510 225 012	4 cm ³ /revolução Máx. 3000 RPM
Motor de Indução	Weg IP 55	20 CV – 83 Nm – 1760 RPM Classe de isolamento F (Δt 80K)
Inversor de frequência	Santerno Sinus Penta S15 0049	40 CV

Fonte: O autor, 2019.

Munido dessas características iniciais dos componentes doados, pode-se fazer a verificação do atendimento aos requisitos de vazão e pressão da UPCH. Essa verificação antecede a fase de dimensionamento porque certifica a possibilidade de seguir em frente com o projeto utilizando esses componentes evitando retrabalhos.

4.2.2.1 Verificação das velocidades requeridas pela unidade de recalque

O requisito de engenharia de vazão ajustável estabelece como valor meta o intervalo de 10 l/min a 30 l/min. Considerando que o circuito hidráulico proposto coloca as bombas em paralelo essa condição permite afirmar que a vazão total disponível é o somatório da vazão das duas bombas. A partir da Equação 09, pode-se calcular a velocidade de acionamento da unidade de recalque para o fornecimento das vazões requeridas, definida como n.

$$Q = \frac{(V_g \cdot n \cdot n_{vol})}{1000} \quad \text{Deduzindo:} \quad Q = \frac{((V_{g1} + V_{g2}) \cdot n \cdot n_{vol})}{1000} \quad \text{Tal que:}$$

$$n = \frac{(Q \cdot 1000)}{(V_{g1} + V_{g2}) \cdot n_{vol}} \quad (17)$$

Aplicando-se a Equação 17 e utilizando os limites de vazão especificados:

$$n_1 = \frac{(Q \cdot 1000)}{(V_{g1} + V_{g2}) \cdot n_{vol}} \quad n_1 = \frac{(10 \frac{l}{min} \cdot 1000)}{(11 + 4) \frac{cm^3}{rev} \cdot 0,9} \quad n_1 = 740,74 \text{ RPM}$$

$$n_2 = \frac{(Q \cdot 1000)}{(V_{g1} + V_{g2}) \cdot n_{vol}} \quad n_1 = \frac{(30 \frac{l}{min} \cdot 1000)}{(11 + 4) \frac{cm^3}{rev} \cdot 0,9} \quad n_1 = 2222,22 \text{ RPM}$$

Conforme calculado a partir da Equação 17, o limite inferior do intervalo de vazões, definido como 10l/min exige que a unidade de recalque opere a velocidade de aproximadamente 741 RPM. Para o limite superior de 30 l/min é necessário que a velocidade seja de aproximadamente 2222 RPM. O acionamento do motor da unidade de recalque com inversor de frequência permite atingir essa faixa de velocidades, portanto, o critério de velocidade permite selecionar qualquer nível de vazão entre 10 l/min e 30 l/min tornando as bombas adequadas à aplicação.

4.2.2.2 Verificação do torque requerido pela unidade de recalque

Sabendo-se que a UPCH pode operar sob a pressão máxima de 210 bar (21MPa), e que o torque requerido pela bomba é função somente da diferença de pressão entre as portas de succão e pressão da bomba, utilizando a Equação 13 pode-se determinar qual será o torque máximo requisito pela unidade de recalque.

$$M = \frac{1,59 \cdot V_g \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} \quad \text{Deduzindo: } M = \frac{1,59 \cdot (V_{g1} + V_{g2}) \cdot \Delta p}{100 \cdot \eta_{mh}} \quad \text{Tal que:}$$

$$M = \frac{1,59 \cdot (11 + 4) \frac{cm^3}{rev} \cdot 210 \text{ bar}}{100 \cdot 0,9} \quad M = 55,65 \text{ Nm}$$

Conforme calculado a partir da Equação 13, o torque requerido pela unidade de recalque na condição de pressão máxima é de 55,65 Nm. O motor elétrico de indução de 20 CV apresentado no Quadro 11, tem torque nominal de 83Nm operando na velocidade nominal de 1760 RPM, suficiente para atender à necessidade da unidade de recalque operando a essa velocidade. Como o intervalo de velocidades requerido pelo critério de vazão se afasta bilateralmente desse valor, é necessário calcular o torque aplicável pelo motor operando nessas velocidades para garantir que o motor tenha conjugado suficiente para mover a carga também nessas condições.

4.2.2.3 Verificação do torque aplicável pelo motor nas velocidades limites

Motores elétricos de indução autoventilados devem operar a velocidades de pelo menos 50% da velocidade nominal a fim de evitar dos danos causados pelo superaquecimento devido a deficiência de ventilação. A unidade de recalque requer que o motor opere a uma velocidade próxima a 42% da velocidade nominal para o fornecimento da vazão inferior de 10 l/min, logo, de acordo com a Figura 30 essa condição de operação exige uma limitação do torque resistente da carga para que a temperatura do motor fique dentro do limite da classe de isolamento B (Δt 80K).

Primeiramente calcula-se a frequência da tensão de alimentação que deve ser fornecida ao motor de quatro polos para que este opere a velocidade limite inferior de 741 RPM, utilizando a Equação 2.

$$ns = \frac{120 \cdot f}{P}$$

Deduzindo:

$$f = \frac{ns \cdot P}{120}$$

Tal que:

$$f = \frac{741 \text{ RPM} \cdot 4}{120}$$

$$f = 24,7 \text{ Hz}$$

A Figura 30 apresenta o gráfico da curva de aplicação de torque com fluxo magnético constante, este gráfico informa o fator de aplicação de torque de acordo com a relação entre a frequência requerida e a frequência nominal de operação do motor (f/f_n). Para o caso em estudo a relação f/f_n é igual a 0,41 e se aplica o fator de aplicação de torque $TR = 0,81$ para a classe de isolamento B. Utilizando a Equação 16 pode-se determinar qual é o torque máximo aplicável pelo motor operando na condição de vazão mínima.

$$Ta = TR \cdot Tn$$

$$Ta = 0,81 \cdot 83 \text{ Nm}$$

$$Ta = 67,23 \text{ Nm}$$

O torque aplicável pelo motor operando na condição de velocidade para a vazão mínima é de aproximadamente 67 Nm, esse valor é 20% superior ao torque máximo requerido pela bomba operando na pressão máxima de 210 bar (21MPa). Dessa forma, é seguro afirmar que a unidade de recalque pode operar fornecendo a vazão mínima de 10l/min sem que o motor trave ou superaqueça. O superdimensionamento da potência nominal desse motor oferece a possibilidade de acionamentos a velocidades ainda menores, desde que observada a curva de *derating* da Figura 30.

Condições de operação acima da velocidade nominal do motor tem como efeito adverso a redução do torque aplicável devido ao enfraquecimento do campo magnético do estator. Considerando que a unidade de recalque precisa operar a uma velocidade 26% superior a velocidade nominal do motor para o fornecimento da vazão de 30 l/min, deve-se calcular o torque aplicável para essa condição a fim de verificar se o motor terá conjugado suficiente para acionar a bomba.

Primeiramente calcula-se a frequência da tensão de alimentação que deve ser fornecida ao motor de quatro polos para que este opere a velocidade limite superior de 2222 RPM, utilizando a Equação 2.

$$ns = \frac{120 \cdot f}{P} \quad \text{Deduzindo:} \quad f = \frac{ns \cdot P}{120} \quad \text{Tal que:}$$

$$f = \frac{2222 \text{ RPM} \cdot 4}{120} \quad f = 74,06 \text{ Hz}$$

Para o caso em estudo, a relação f/f_n é igual a 1,23 e se utiliza o fator de aplicação de torque $TR = 0,77$ de acordo com a curva de derating para a classe de isolamento B, apresentada pela Figura 30. Aplicando a Equação 16 pode-se determinar qual é o torque máximo aplicável pelo motor operando na condição que proporciona a vazão máxima especificada.

$$Ta = TR \cdot Tn \quad Ta = 0,77 \cdot 83 \text{ Nm} \quad Ta = 63,91 \text{ Nm}$$

O torque aplicável pelo motor operando na condição de velocidade para a vazão máxima é de aproximadamente 64 Nm, esse valor é 15% superior ao torque máximo requerido pela bomba operando na pressão máxima de 210 Bar. Dessa forma, é seguro afirmar que a unidade de recalque pode operar fornecendo a vazão máxima de 30 l/min sem que ocorra o travamento do rotor do motor devido à falta de torque.

4.2.2.4 Verificação da potência requerida pela unidade de recalque

Uma vez especificados os limites de vazão e pressão de operação da UPCH, pode-se determinar qual será o intervalo de potências requerido pela unidade de recalque. Considerando que as potências tendem a aumentar com o incremento da pressão, serão calculados os limites inferior e superior de potência na pressão de 210 bar (21MPa) e no intervalo de vazão de 10 l/min e 30 l/min utilizando a Equação 12.

$$P_1 = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} \quad P_1 = \frac{210 \text{ bar} \cdot 10 \frac{l}{min}}{600 \cdot 0,9 \cdot 0,9} \quad P_1 = 4,32 \text{ CV}$$

$$P_2 = \frac{p \cdot Q}{600 \cdot \eta_{vol} \cdot \eta_{mh}} \quad P_2 = \frac{210 \text{ bar} \cdot 30 \frac{l}{min}}{600 \cdot 0,9 \cdot 0,9} \quad P_2 = 12,96 \text{ CV}$$

Esses resultados mostram que para vazões dentro dos limites especificados e com a pressão ajustada no seu limite máximo de 210 bar (21MPa), a unidade de recalque vai requerer do motor o fornecimento de potências variando entre 4,32 CV e 12,96 CV. Dessa forma fica certificado que o motor tem capacidade de fazer o acionamento das bombas pelo critério de potência, estando inclusive superdimensionado para a aplicação. A substituição do motor de 20 CV por outro de menor potência não se justifica, visto que o recebimento desse equipamento por doação contribui para o atendimento do requisito de baixo custo do projeto.

4.2.3 Dimensionamento das linhas hidráulicas

Após verificar que os componentes iniciais provenientes de doações podem ser utilizados no projeto, por terem a capacidade de constituir subsistemas que atendem aos requisitos de engenharia de pressão e vazão, inicia-se o dimensionamento e seleção dos demais componentes da UPCH. Serão realizados os dimensionamentos das linhas hidráulicas de sucção, pressão e retorno.

4.2.3.1 Dimensionamento das linhas de sucção

Como o projeto da unidade de recalque contempla a utilização de duas bombas de engrenagens com deslocamentos volumétricos diferentes, é necessário dimensionar as linhas de sucção de cada bomba individualmente. A definição da vazão individual admitida por cada bomba é obtida aplicando-se a Equação 9. Desse cálculo resulta Q_1 que é a vazão admitida pela bomba primária, e Q_2 que é a vazão admitida pela bomba secundária. Nesse cálculo foi considerada a maior velocidade permitível de operação da bomba, 2222 RPM que gera um fluxo total de 30 l/min.

$$Q_1 = \frac{(V_{g1} * n_1 * n_{vol})}{1000} \quad Q_1 = \frac{(11 \frac{cm^3}{rev} * 2222 RPM * 0,9)}{1000} \quad Q_1 = 22 \frac{l}{min}$$

$$Q_2 = \frac{(V_{g2} * n_2 * n_{vol})}{1000} \quad Q_2 = \frac{(4 \frac{cm^3}{rev} * 2222 RPM * 0,9)}{1000} \quad Q_2 = 8 \frac{l}{min}$$

Conhecendo a vazão succionada por cada uma das bombas pode-se utilizar a Equação 7 para calcular o diâmetro interno da linha de sucção. Para esse cálculo deve-se utilizar a velocidade recomendada na Tabela 2, a fim de evitar a ocorrência de regime turbulento. Primeiramente foi realizada a conversão da unidade de vazão de litros por minuto para centímetro cúbico por segundo.

$$Q_1 = 22 \frac{l}{min} \cdot \frac{1 min}{60 s} \cdot \frac{1000 cm^3}{1 l} \quad Q_1 = \frac{22000 cm^3}{60 s} \quad Q_1 = 366,66 \frac{cm^3}{s}$$

$$Q_2 = 8 \frac{l}{min} \cdot \frac{1 min}{60 s} \cdot \frac{1000 cm^3}{1 l} \quad Q_2 = \frac{8000 l}{60s} \quad Q_2 = 133,33 \frac{cm^3}{s}$$

Aplicando-se a Equação 7 e utilizando a velocidade limite de 121,92 cm\ s:

$$di_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v}} \quad di_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 366,66 \frac{cm^3}{s}}{\pi \cdot 121,92 \frac{cm}{s}}} \quad di_1 = 1,95 cm$$

$$di_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot v}} \quad di_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 133,33 \frac{cm^3}{s}}{\pi \cdot 121,92 \frac{cm}{s}}} \quad di_2 = 1,17 cm$$

Dessa forma, os cálculos sugerem para a bomba primária uma mangueira de diâmetro 3/4 de polegada (19,05mm) e para a bomba secundária uma mangueira de diâmetro 1/2 polegada (12,7 mm). Como ambas as bombas já tem flanges de sucção para mangueiras de 1 polegada montadas, foi decidido utilizar essa bitola padronizando as linhas de sucção. A maior restrição nas linhas de sucção, no entanto, é determinada pelo diâmetro interno das válvulas de fechamento por esfera montadas entre a bomba e o reservatório, cujo diâmetro interno é de 3/4 de polegada.

Para avaliar o dimensionamento das linhas de sucção foi calculado o número de Reynolds através da Equação 6. O número de Reynolds serve de parâmetro para determinar o tipo de escoamento existente na linha hidráulica. Para esse cálculo foi

considerada a viscosidade cinemática do óleo na temperatura de 40 °C como 55 cSt e utilizado o diâmetro interno da mangueira de 1 polegada.

$$Re_1 = \frac{v \cdot di}{\nu} \quad Re_1 = \frac{121,92 \frac{cm}{s} \cdot 2,54 cm}{0,55 St} \quad Re_1 = 563,04$$

O cálculo do número de Reynolds demonstrou que em ambas as linhas de sucção o escoamento será laminar porque atendeu ao critério de $Re \leq 2000$. Dessa forma está validada a utilização de mangueiras de diâmetro interno de 1 polegada nas linhas de sucção das bombas da unidade de recalque.

4.2.3.2 Dimensionamento das linhas de pressão

As linhas de pressão do sistema são constituídas basicamente por três mangueiras através das quais fluem vazões diferentes. Na saída de cada bomba está conectada uma mangueira que conduz o fluxo até um ponto em comum, partir do qual as vazões das bombas se somam.

Dessa forma, utilizando as vazões já calculadas para a bomba 1 ($Q_1 = 366,66 \text{ cm}^3/\text{s}$) e para a bomba 2 ($Q_2 = 133,33 \text{ cm}^3/\text{s}$), pode-se calcular a vazão Q_3 que surge após a junção dos fluxos ($Q_3 = 500 \text{ cm}^3/\text{s}$). Aplicando esses valores na Equação 7, e utilizando a velocidade recomendada de 762,20 cm/s encontra-se o diâmetro interno de cada uma das linhas de pressão.

$$di_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v}} \quad di_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 366,66 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 762,20 \frac{\text{cm}}{\text{s}}}} \quad di_1 = 0,78 \text{ cm}$$

$$di_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_2}{\pi \cdot v}} \quad di_2 = \sqrt{\frac{4 \cdot 133,33 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 762,20 \frac{\text{cm}}{\text{s}}}} \quad di_2 = 0,47 \text{ cm}$$

$$di_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_3}{\pi \cdot v}} \quad di_3 = \sqrt{\frac{4 \cdot 500 \frac{\text{cm}^3}{\text{s}}}{\pi \cdot 762,20 \frac{\text{cm}}{\text{s}}}} \quad di_3 = 0,91 \text{ cm}$$

Os cálculos sugerem para a bomba primária uma mangueira com bitola próxima de 5/16 de polegada (7,93 mm), para a bomba secundária uma mangueira com bitola

próxima de 3/16 de polegada (4,76 mm) e para as mangueiras que conduzem o somatório desses fluxos uma bitola próxima de 3/8 de polegada (9,52 mm). Como ambas as bombas já tem flanges de pressão montadas e com rosca UNF 13/16" – 16, e essa conexão é compatível com a mangueira de bitola 3/8" (- 6 da NBR 14831), foi decidido utilizar a bitola de 3/8 de polegada para todas linhas de pressão padronizando o diâmetro das linhas. Para certificar o correto dimensionamento das linhas de pressão a Equação 6 foi utilizada para calcular o número de Reynolds.

$$Re = \frac{v \cdot di}{\nu} \quad Re = \frac{762,20 \frac{cm}{s} \cdot 0,9525 cm}{0,55 St} \quad Re = 1319,99$$

O escoamento na linha de pressão apresenta $Re \leq 2000$, logo, verifica-se que o escoamento é laminar. Dessa forma, a utilização de mangueiras de diâmetro interno de 3/8 de polegada é validada para todas as linhas de pressão.

4.2.3.3 Dimensionamento da linha de retorno

A linha de retorno une o fluxo de retorno que provém do *manifold* agrícola e o fluxo que provém do *manifold* Danfoss CDS – 100, conduzindo o fluxo resultante até a porta de entrada do trocador de calor. Após o arrefecimento o óleo é conduzido por uma mangueira até o suporte do filtro de retorno de onde vai para o reservatório.

Considerando que o circuito hidráulico proposto é de centro aberto e que a vazão integral que flui através dos *manifolds* é conduzida ao trocador de calor, pode-se utilizar a vazão de 30 l/min como referência para o cálculo do diâmetro das mangueiras. A velocidade recomendada para linhas de retorno é de 304,80 cm/s de acordo com a Tabela 2. Aplicando esses dados na Equação 7 calcula-se o diâmetro interno das linhas de retorno.

$$di_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot Q_1}{\pi \cdot v}} \quad di_1 = \sqrt{\frac{4 \cdot 500 \frac{cm^3}{s}}{\pi \cdot 304,80 \frac{cm}{s}}} \quad di_1 = 1,44 cm$$

O cálculo demonstra que é aceitável a utilização de uma mangueira de 5/8 de polegada (15,875 mm) para as linhas hidráulicas de retorno. A porta de saída dos comandos hidráulicos já possui conexões hidráulicas com rosca UNF 1" – 14 montadas, e essa conexão é compatível com a mangueira de bitola 5/8 de polegada

(- 10 da NBR 14831), logo, foi decidido utilizar a bitola de 5/8 de polegada para todas linhas de retorno padronizando o diâmetro das linhas. O atendimento ao critério de escoamento laminar é verificado aplicando a Equação 6.

$$Re = \frac{v \cdot di}{\nu} \quad Re = \frac{304,80 \frac{cm}{s} \cdot 1,5875 \text{ cm}}{0,55 St} \quad Re = 879,76$$

O escoamento na linha de retorno apresenta $Re \leq 2000$, logo, verifica-se que o escoamento é laminar. Dessa forma, a utilização de mangueiras de diâmetro interno de 5/8 de polegada é validada na aplicação da linha de retorno.

4.2.3.4 Dimensionamento do reservatório

A regra prática proposta por Fialho (2012) permite determinar o volume mínimo do reservatório pela Equação 5, tal como segue abaixo. Essa regra é aplicável ao dimensionamento do reservatório da UPCH porque este é um equipamento estático, muito semelhante as unidades hidráulicas industriais.

$$Volume \text{ mínimo} = 3 \cdot Qb$$

$$Volume \text{ mínimo} = 3 \cdot (Q_1 + Q_2)$$

$$Volume \text{ mínimo} = 3 \cdot (22 \frac{l}{min} + 8 \frac{l}{min})$$

$$Volume \text{ mínimo} = 90 \text{ litros}$$

A aplicação da regra prática estabeleceu o valor de 90 litros como o volume mínimo de óleo a ser comportado pelo reservatório. Sullivan (1989) recomenda que seja proporcionada uma superfície livre para contado do óleo com o ar atmosférico dentro do reservatório, a fim de promover sua desaeração. Para atender a esse requisito, e também permitir a absorção de variações de volume causadas pelo acionamento de cilindros de grandes proporções, o reservatório foi aumentado para 110 litros, dessa forma o reservatório passa a ter um volume interno excedente entorno de 20% de ar.

4.2.4 Seleção do óleo hidráulico

A seleção do óleo hidráulico a ser utilizado na UPCH levou em consideração o valor de viscosidade requerido pelos fabricantes dos blocos *manifolds* e pelo fabricante da bomba dupla de engrenagens. A ficha técnica dos possíveis óleos

hidráulicos foi analisada em busca de especificações adicionais como o tipo de aditivos presentes e a temperatura ideal de trabalho.

De acordo com Bosch (2017) a faixa ideal de viscosidade cinemática para a operação das bombas de engrenagens é de 20cSt a 100cSt, viscosidades na faixa de 12cSt a 800 cSt são permitidas, viscosidades mais altas limitam-se a 2000cSt e somente nas partidas de bombas em baixas temperaturas. O limite de temperatura de trabalho para bombas de engrenagens é de 80ºC e são recomendados óleos com aditivos antidesgastantes e antiespumantes.

O fabricante de máquinas agrícolas John Deere define como requerimento para óleos aplicados em seus equipamentos o atendimento a norma interna JDM – J20C, que especifica uma viscosidade cinemática mínima de 9,1 cSt a temperatura de 100ºC, pelo método ISO 3104. Logo, para o bom funcionamento do comando agrícola é indicado utilizar um óleo com grau de viscosidade igual ao SAE 10W30 (YPF, 2018). A Figura 39 apresenta as informações técnicas do óleo Hidro 19.

Figura 39: Informações técnicas do óleo Hidro 19.

ENSAIOS	UNIDADE	MÉTODO ASTM	HIDRO 19
Grau SAE	—	—	10W30
Viscosidade a 100 °C	cSt	D-445	10 – 11,5
Viscosidade a 40 °C	cSt	D-445	66
Índice de Viscosidade	—	D-2270	150
Ponto de Fulgor (Mín.)	°C	D-92	200
Ponto de Fluídez (Máx.)	°C	D-97	-36
Corrosão lâmina de cobre	—	D-130	1a

Fonte: Adaptado de YPF, 2018.

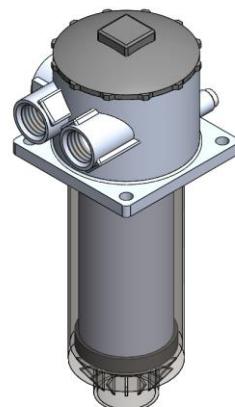
Analizando as informações técnicas do óleo HIDRO 19 da marca YPF verificou-se que o mesmo é adequado para uso na UPCH. A viscosidade cinemática do óleo na temperatura de 100º C atende ao requisito imposto pela aplicação do comando agrícola John Deere e também atende ao requisito das bombas da Bosch.

4.2.5 Seleção dos filtros

A definição do tipo de filtro de retorno a ser utilizado no projeto foi imposta pela utilização de um suporte de filtro doado pela empresa John Deere. Trata-se de um sistema de filtragem onde o filtro fica “afogado”, posicionado abaixo do nível de

referência do óleo hidráulico. Esse tipo de filtro tem como vantagem a menor turbulência do óleo no momento de despejo a tanque o que reduz a entrada de ar no sistema e consequentemente o risco de cavitação na bomba. A Figura 40 apresenta o suporte do filtro e o elemento filtrante montado em seu interior.

Figura 40: Filtro de retorno afogado - HYDAC.



Fonte: O autor, 2019.

O elemento filtrante selecionado é do tipo cartucho, da marca Hydac e tem capacidade de filtragem de partículas a partir de 10 micrões, limitando-se ao fluxo de 55 gpm (208,2 l/min). O código do elemento filtrante é 0210 R 010 ON.

Um filtro de sucção foi especificado para a entrada da linha de sucção de cada uma das bombas, foi utilizado o filtro da marca Hydac modelo FTS020 com capacidade de retenção de partículas a partir de 149 micrões e limitado a vazão de 25 l/min. A figura 41 apresenta o filtro de sucção selecionado.

Figura 41: Filtro de sucção.



Fonte: Hydac, 2006.

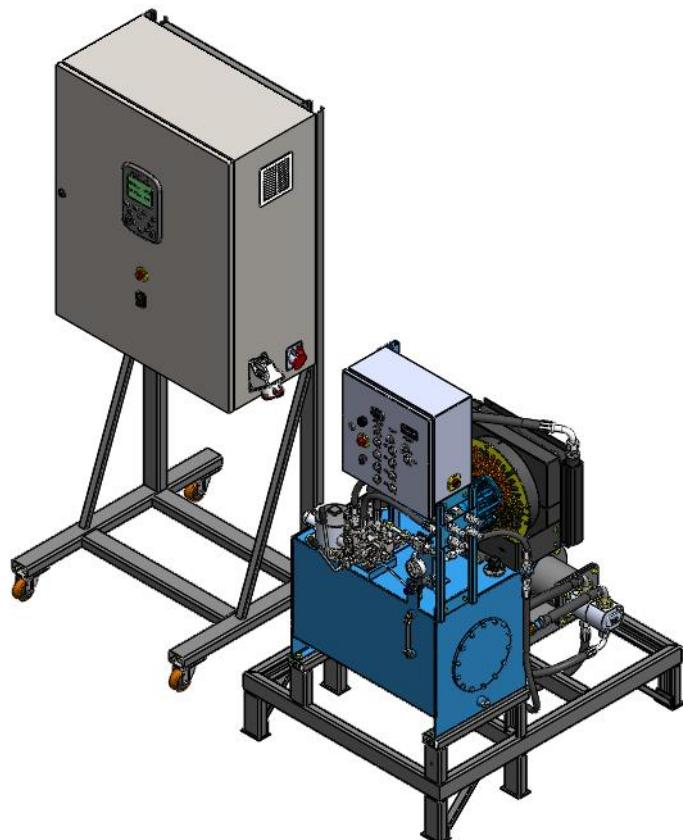
Esse filtro apresenta tampas em alumínio fundido e uma tela de filtração de aço inoxidável, segundo o fabricante a perda de carga máxima é de 0,07 bar (0,01 MPa).

4.2.6 Modelagem da solução

O produto nomeado como UPCH (Unidade de Potência e Condicionamento Hidráulico) foi modelado utilizando o software CAD Solid Works, sendo que as peças foram desenhadas utilizando as informações dimensionais de catálogos de fornecedores e através da medição das peças físicas obtidas ao longo do desenvolvimento do projeto por meio de doações de empresas parceiras. O modelo completo da UPCH possui 1081 componentes.

A modelagem do produto em CAD facilita a fase de detalhamento onde são gerados os desenhos em perspectivas isométricas e vistas ortográficas utilizadas como referência para fabricação. Simulações de esforços estáticos foram desenvolvidas a fim de testar a resistência das estruturas e prever a possibilidade de falhas, permitindo a realização de melhorias ainda na fase de projeto. A modelagem em escala real do produto também permitiu fazer as comparações necessárias com as dimensões do corpo humano, favorecendo o desenvolvimento de um projeto ergonômico. A Figura 42 apresenta uma perspectiva isométrica frontal da UPCH.

Figura 42: Vista isométrica frontal da UPCH.



Fonte: O autor, 2019.

Na Figura 42 é possível visualizar o módulo de potência hidráulica e o módulo de potência elétrica. Esses sistemas foram posicionados em estruturas diferentes a fim de reduzir o peso, de forma que pudessem ser manualmente movimentados dentro do prédio do LaSH com o uso de uma paleteira ou simplesmente empurrando. Outro fator que justifica a separação dos módulos é a possibilidade de utilizar o módulo de potência elétrica para fazer o acionamento de motores de indução utilizados em outros projetos desenvolvidos pela FAHOR, desde que limitados a potência de 20 CV.

O módulo de potência elétrica tem massa de 80Kg, é uma estrutura com rodízios que suporta o painel elétrico onde está montado o inversor de frequência da marca Santero modelo Sinus Penta, com capacidade de acionamento para motores de até 40 CV. A interface de ligação com o módulo de potência hidráulica são duas tomadas trifásicas da marca Steck, a tomada de 32 amperes é utilizada para alimentar o motor que aciona a unidade de recalque e a tomada de 16 amperes alimenta o painel de comando da UPCH. A Figura 43 ilustra também o projeto ergonômico dessa unidade, que proporciona um bom posicionamento ao operador enquanto este faz a parametrização do inversor, o modelo humano tem altura de 1,84 metro.

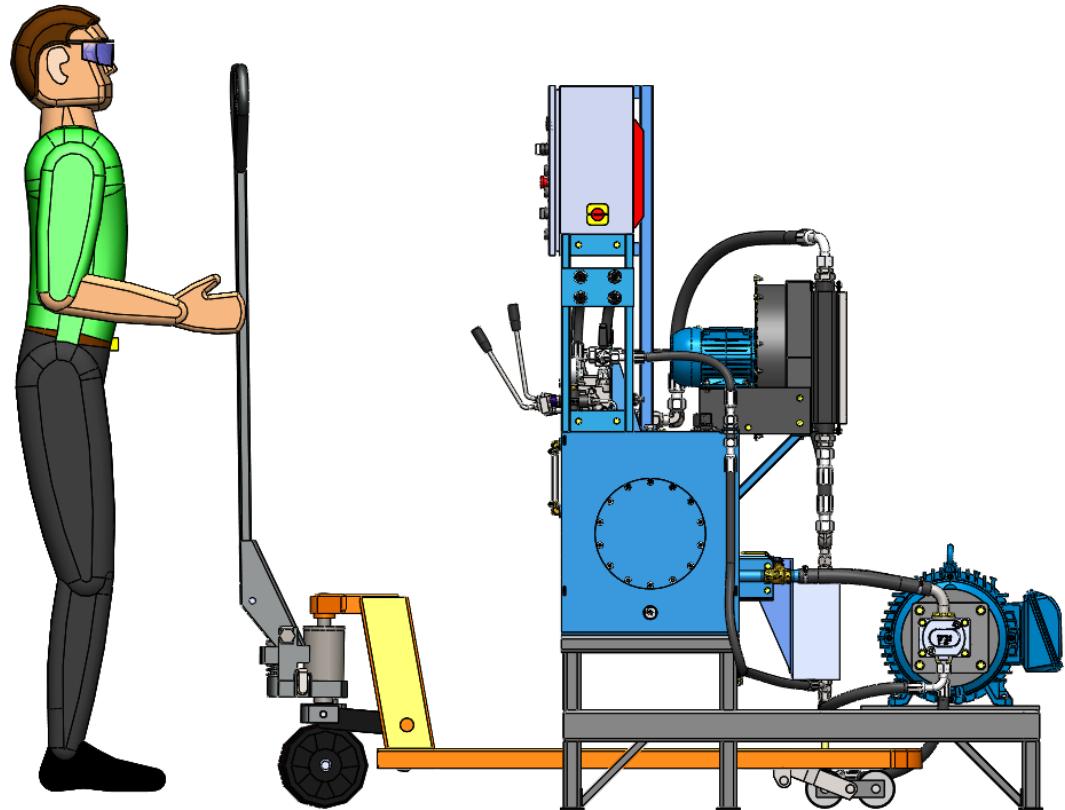
Figura 43: Ergonomia na parametrização do inversor de frequência.



Fonte: O autor, 2019.

O módulo de potência hidráulica foi projetado para ser uma estrutura estática, possui massa de 405 Kg e deve ser movimentado com o auxílio de uma paleteira ou com algum tipo de empilhadeira motriz. Nesse módulo estão montados o reservatório hidráulico, painel de comando, *manifold* de acionamento manual, *manifold* agrícola de acionamento elétrico e a unidade de recalque. A Figura 44 apresenta uma vista lateral da unidade de potência hidráulica exemplificando um dos métodos de movimentação.

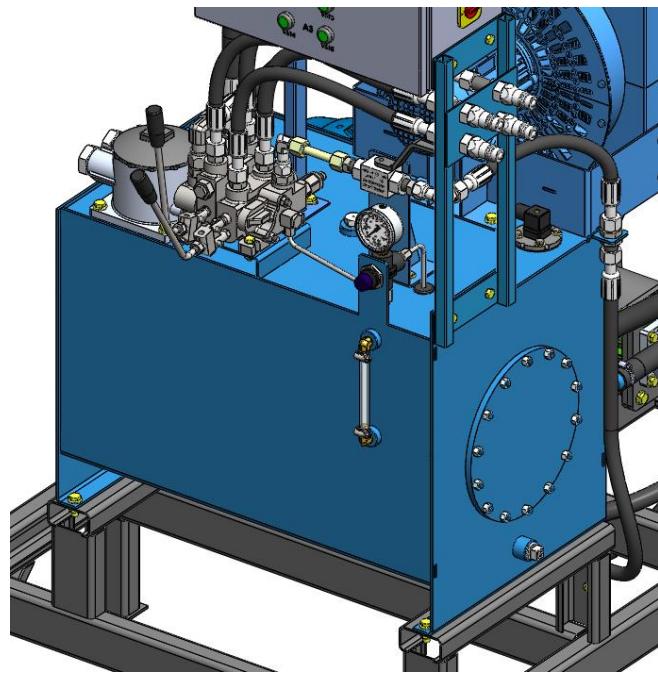
Figura 44: Movimentação do módulo de potência hidráulica com paleteira.



Fonte: O autor, 2019.

O reservatório da unidade de potência hidráulica foi desenvolvido com a finalidade de comportar o volume de 90 litros de óleo embora no total o volume seja de 110 litros. Montados sobre o reservatório estão o *manifold* de acionamento manual Danfoss CDS – 100, o trocador de calor e o painel de acionamento das válvulas do *manifold* agrícola. Tal como apresenta a Figura 45 o reservatório possui duas portas de acesso para manutenção e limpeza, conta com filtros de sucção e retorno, além de um sensor de nível e um termopar para o controle da temperatura do óleo.

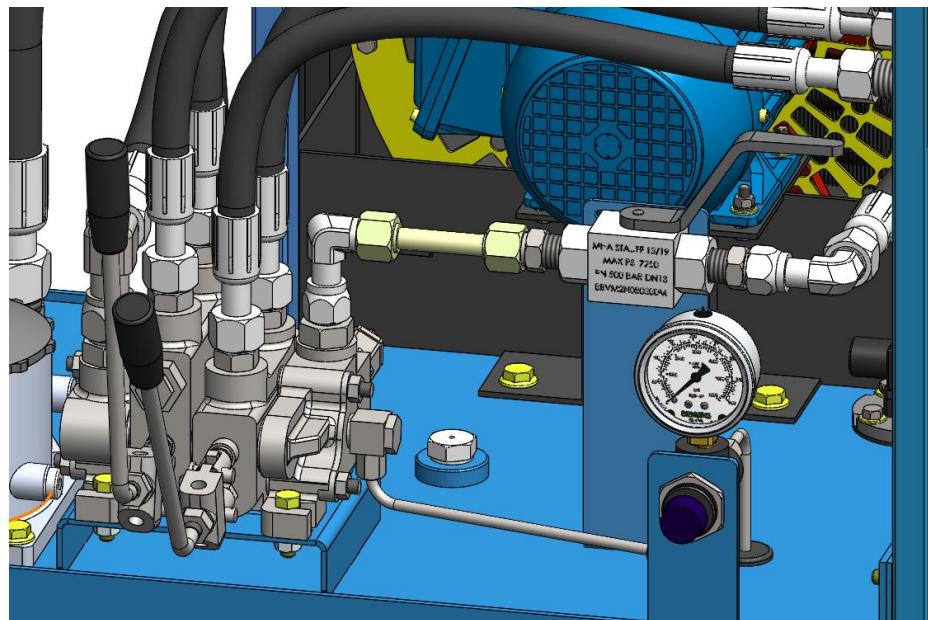
Figura 45: Apresentação inicial do reservatório hidráulico.



Fonte: O autor, 2019.

A Figura 46 apresenta a válvula de fechamento manual nomeada como VM1, proveniente de doação oferecida pela empresa Stauff Brasil LTDA, essa válvula faz a priorização do fluxo entre o *manifold* agrícola e o *manifold* Danfoss CDS – 100. Também é possível observar a válvula isoladora do manômetro e o comando Danfoss.

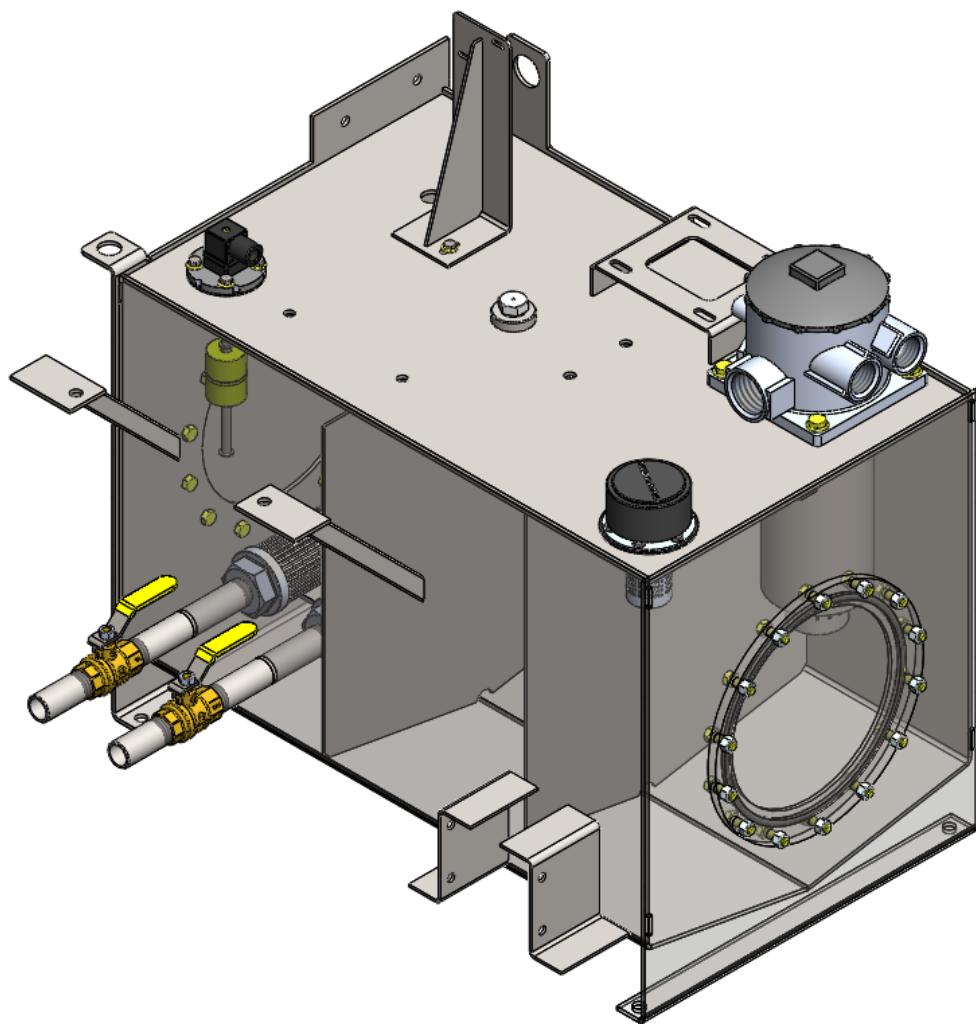
Figura 46: Detalhe das válvulas de acionamento manual utilizadas no projeto.



Fonte: O autor, 2019.

O reservatório tem a forma geométrica de um prisma retangular construído em chapa de aço, cuja base inferior tem uma declividade que tende para o centro tal como demonstra a Figura 47. Essa declividade deve receber as partículas contaminantes que tendem a decantar e escoar para a região central; essa característica geométrica do fundo do reservatório facilita a operação de drenagem do óleo e remoção de sujidades. As chapas frontais em transparência permitem observar o posicionamento dos filtros de sucção, das chicanas, do bocal de enchimento com suspiro e do suporte do filtro de retorno que é afogado.

Figura 47: Detalhes do reservatório.

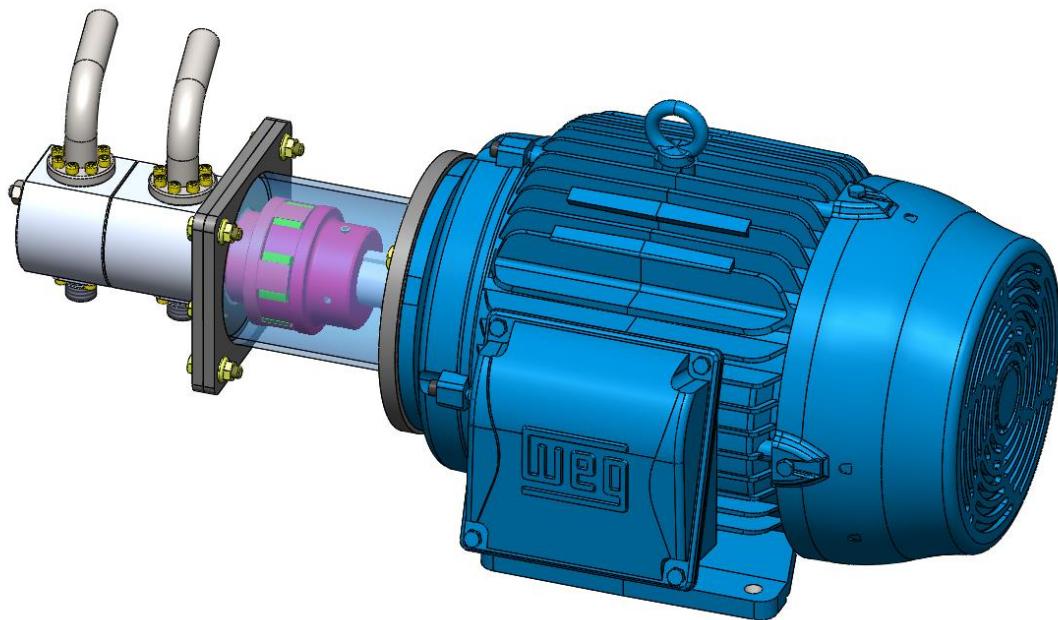


Fonte: O autor, 2019.

As linhas de sucção das bombas possuem válvulas de fechamento de esfera que permitem a desconexão da bomba para manutenções sem a necessidade de esvaziar o reservatório. Essas válvulas precisam permanecer plenamente abertas enquanto a unidade de recalque estiver operando a fim de evitar danos por cavitação.

A unidade de recalque é um conjunto composto basicamente por quatro componentes, um motor de indução trifásico de 20 CV que se conecta a uma bomba dupla de engrenagens por meio de um flange de fixação, a potência é transmitida do motor para a bomba por meio de um acoplamento elástico. Esse conjunto é fixado a estrutura da base por meio de 4 parafusos sextavados, permitindo sua fácil remoção para manutenções. A Figura 48 apresenta os componentes da unidade de recalque.

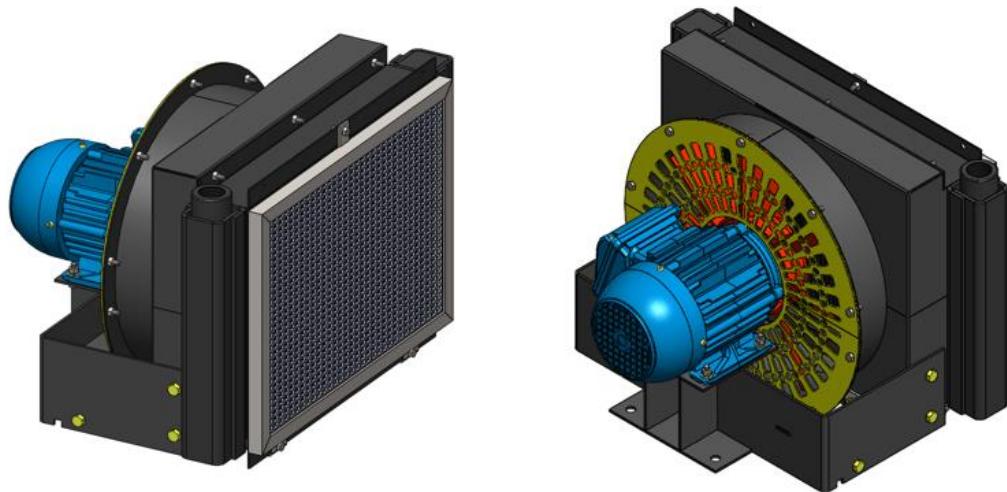
Figura 48: Unidade de recalque.



Fonte: O autor, 2019.

Outro subsistema importante da unidade de potência hidráulica é trocador de calor óleo-ar utilizado para dissipar o calor do sistema. Esse conjunto foi desenhado a partir das dimensões de um radiador de óleo e de um motor trifásico com hélice, provenientes de doação da empresa John Deere. A Figura 49 ilustra a carcaça onde o radiador é montado bem como o conjunto do ventilador.

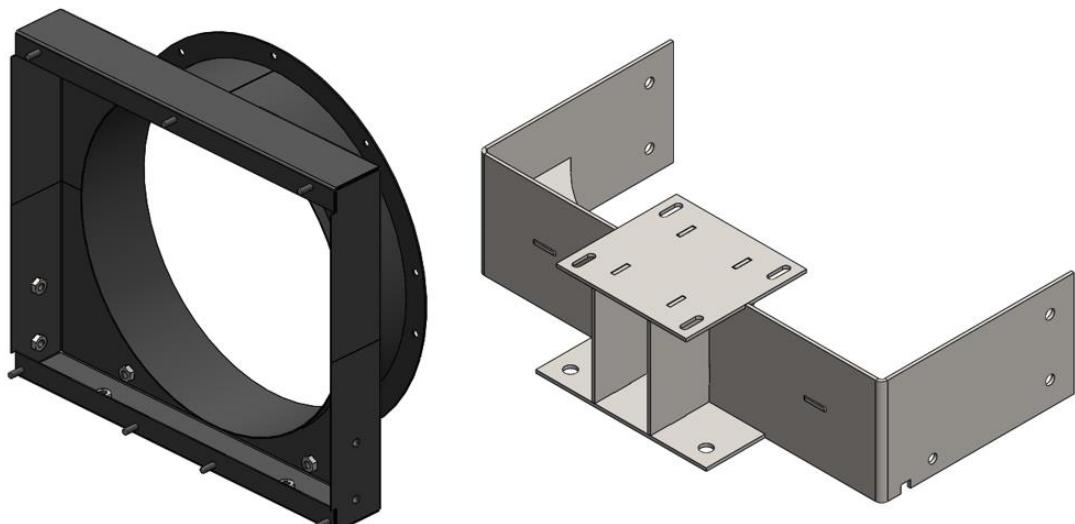
Figura 49: Trocador de calor óleo-ar projetado para a UPCH.



Fonte: O autor, 2019.

A carcaça onde o radiador é montado e o suporte de fixação do motor são conjuntos soldados, como ilustrado na Figura 50. No projeto do suporte do motor foi utilizada a técnica de cortar furos retangulares chamados *slots*, onde posteriormente no processo de montagem são acoplados os ressaltos das peças macho, facilitando o posicionamento dos componentes no momento da soldagem.

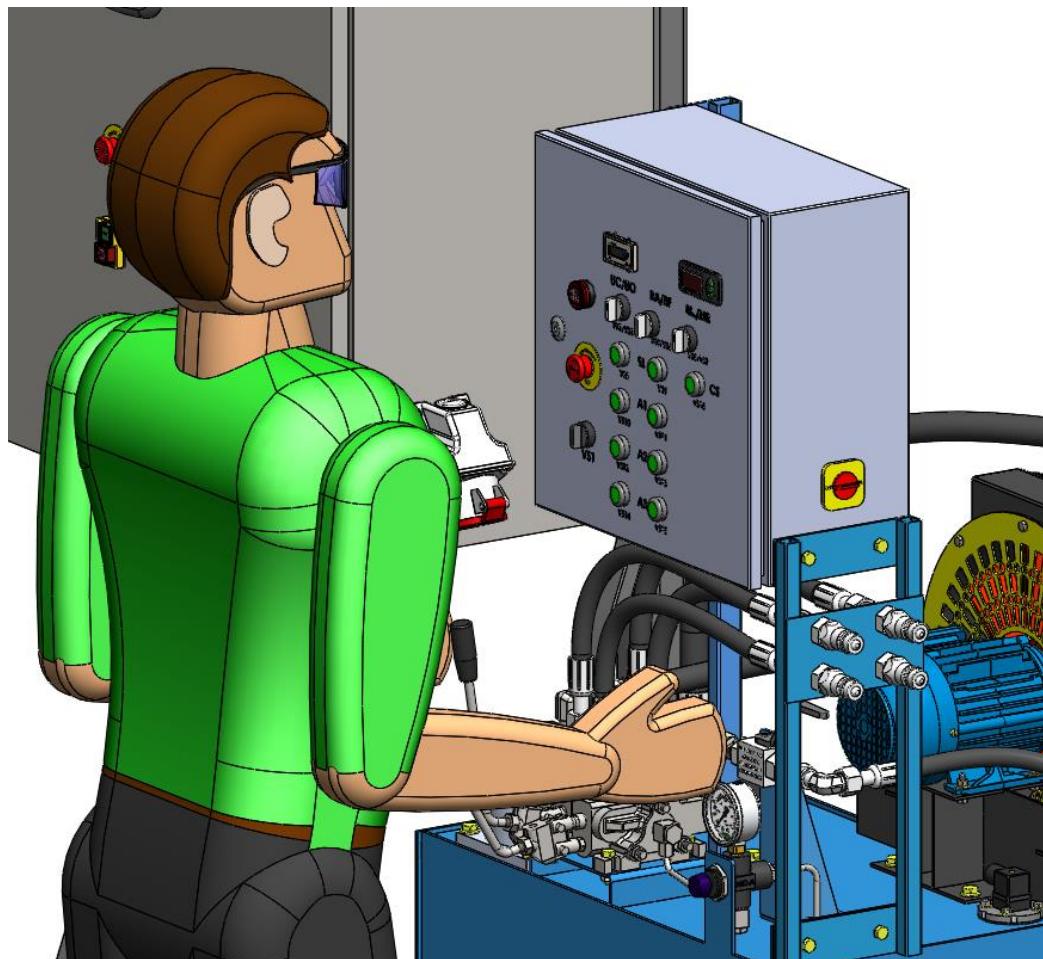
Figura 50: Carcaça do radiador e suporte do motor do trocador de calor.



Fonte: O autor, 2019.

O painel elétrico presente na UPCH faz o controle dos acionamentos disponibilizados pelo manifold agrícola, além da monitoração de fatores de segurança como a temperatura do óleo hidráulico e o nível de óleo. Os botões de acionamento possuem a identificação da porta a ser pressurizada no *manifold* e das válvulas solenoides a serem energizadas. A Figura 51 demonstra também que o painel está a uma altura confortável e que favorece a ergonomia na operação do equipamento.

Figura 51: Painel de controle da UPCH.



Fonte: O autor, 2019.

A Figura 51 também apresenta os engates rápidos agrícolas utilizados como interface entre a UPCH e os circuitos ou mecanismos hidráulicamente acionados. Por meio desses engates padronizados pela norma ISO 7241 -1 pode-se conectar diversos tipos de atuadores como cilindros e motores hidráulicos. Foram disponibilizados engates rápidos somente para as portas do *manifold* Danfoss visando a redução do investimento inicial para do projeto.

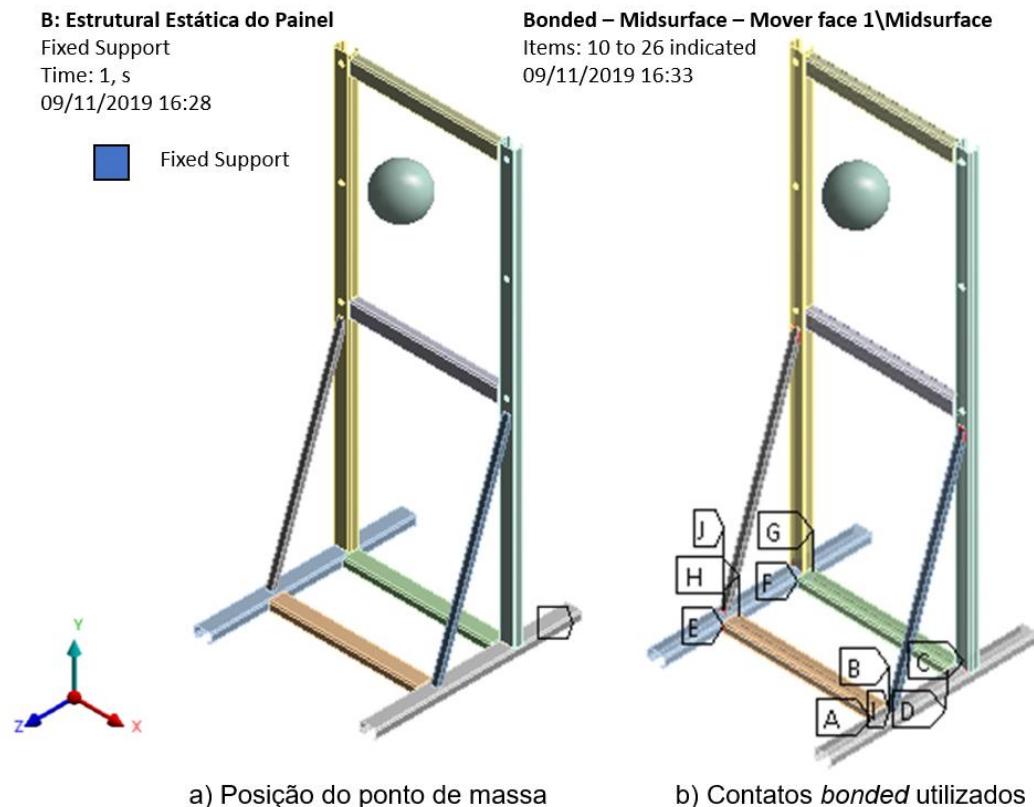
4.2.7 Validação da solução

Concluída a fase de modelamento dos módulos de potência elétrica e de potência hidráulica foi realizada a validação das estruturas desses módulos utilizando o software *Ansys*. Esse procedimento permite verificar a conformidade do dimensionamento da estrutura ainda na fase de projeto, sem a necessidade de um protótipo, reduzindo os custos do desenvolvimento do produto.

As análises realizadas consideraram o carregamento estático das principais massas agindo sobre as estruturas, através da aplicação de uma ferramenta do software *Ansys* denominada *point mass*. Essa ferramenta cria um centro de massa definido por um sistema de coordenadas sendo aplicado nos furos ou nas regiões onde os componentes são montados. Para esta aplicação, o carregamento foi definido por um valor de aceleração vertical, no intuito de replicar a gravidade e outra possível aceleração adicional, como ocorre durante operações de transporte.

Na análise de carregamento estático do módulo de potência elétrica os dados de entrada utilizados foram a massa do painel elétrico que comporta o inversor de frequência (45,34 Kg), a massa da estrutura e o centro de gravidade estimado do conjunto. Também foi utilizado o contato do tipo *fixed support*, definindo as reações de apoio como os pontos de fixação dos rodízios e uma aceleração gravitacional na ordem de 3 vezes. A Figura 52 ilustra em (a) o ponto de massa criado e em (b) os contatos introduzidos para a fixação dos componentes da estrutura, foram estabelecidos dez contatos do tipo *bonded*. Esse tipo de contato é aplicado quando não existe movimento relativo entre as peças como ocorre em uniões soldadas, caso prático da estrutura do módulo de potência elétrica.

Figura 52: Ponto de massa e contatos *bonded* utilizados.

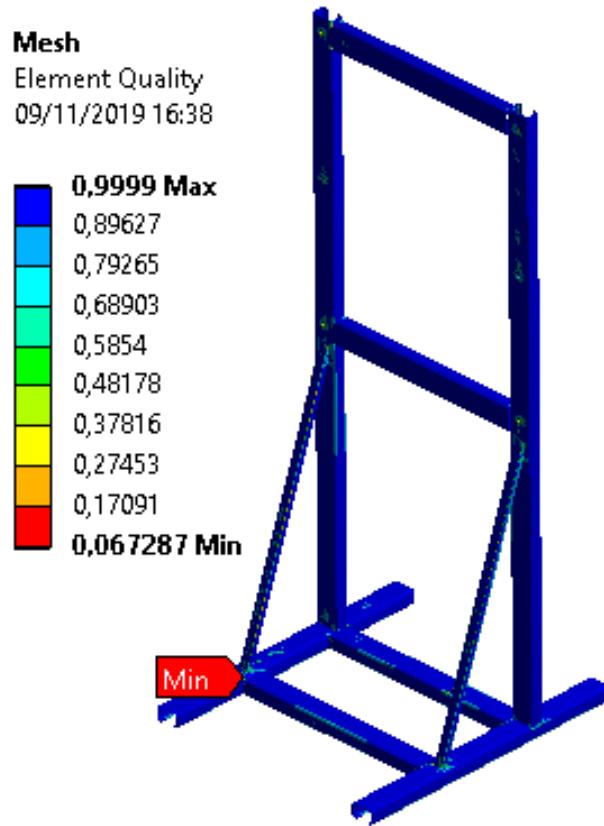


Fonte: O autor, 2019.

O *element quality* é um recurso gráfico que apresenta a distribuição dos elementos de melhor e pior qualidade na malha, sendo a qualificação definida pela proporção da distância entre os nós da malha, onde o valor 1 qualifica um elemento ótimo e o valor 0 um elemento péssimo. A fim de possibilitar a melhor visualização e localização das regiões de malha com qualidade inferior, o software gera uma escala de cores onde, os elementos bons são representados pelas cores mais frias e os elementos ruins pelas cores quentes.

Toda a estrutura foi dividida em 55.060 elementos e ligados por 56.642 nós. Para os tubos de reforço frontal foram aplicados elementos de 4mm e para os perfis tipo C enrijecido foram aplicados elementos de 6mm. A Figura 53 apresenta o resultado do *element quality* da malha gerada para a estrutura do módulo de potência elétrica.

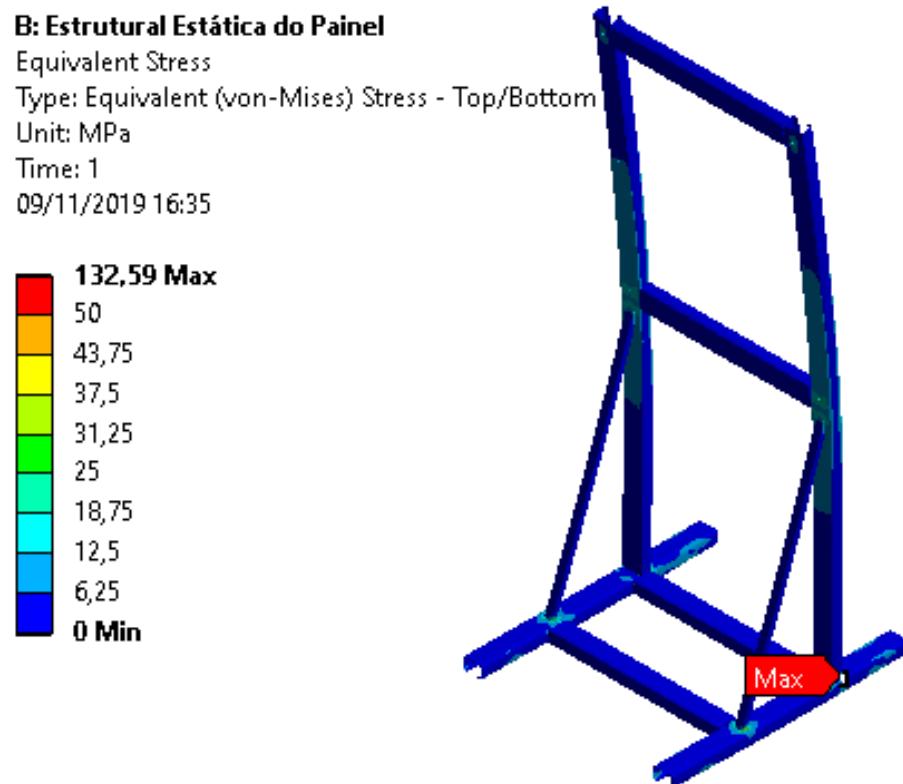
Figura 53: *Element quality* da malha do suporte do painel elétrico.



Fonte: O autor, 2019.

O processamento dos dados fornece um resultado de distribuição de tensões pelo critério de Von Mises, sendo este definido como um escalar médio e positivo das tensões do modelo, onde as áreas mais críticas são apresentadas em vermelho. O principal objetivo dessa análise é certificar que as tensões máximas se encontrem abaixo do limite de escoamento do material. Na Figura 54 é possível observar que a maior tensão encontrada na estrutura foi de 132,59 MPa, valor inferior a tensão de escoamento do aço SAE 1020 (300Mpa) utilizado como material nos perfis estruturais utilizados.

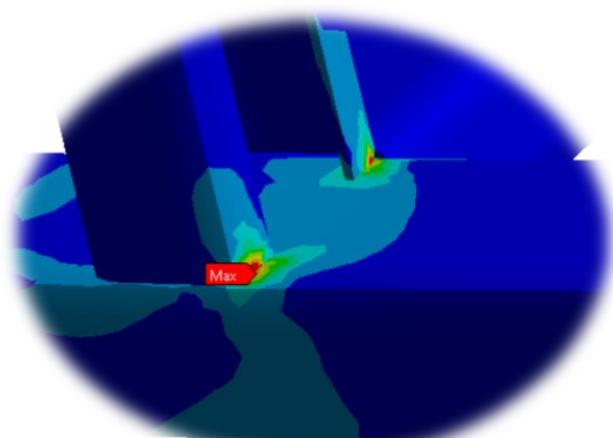
Figura 54: Distribuição de tensões na estrutura do módulo elétrico.



Fonte: O autor, 2019.

A Figura 55 apresenta mais detalhadamente os pontos onde a tensão de Von Mises ficou mais alta, trata-se de uma região que sofre esforço de tração quando a estrutura é solicitada pelo peso do painel elétrico.

Figura 55: Detalhe do ponto de tensão alta.



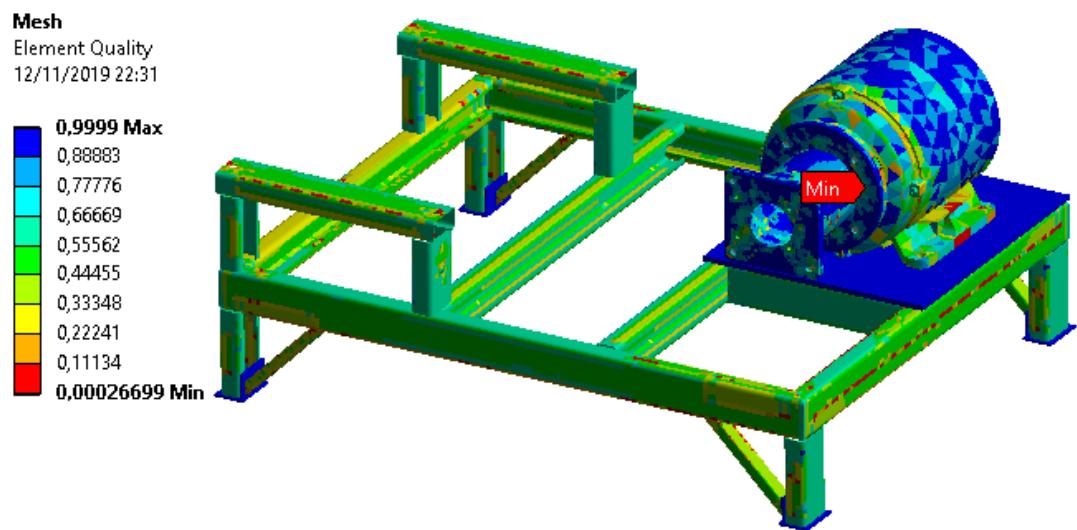
Fonte: O autor, 2019.

A análise de carregamento estático da unidade de potência elétrica apresentou bons resultados uma vez que o valor da tensão encontrada foi bem inferior a tensão de escoamento do material. Além disso, as tensões mais elevadas ocorreram em uma região pontual, sendo que no restante da estrutura as tensões diminuem consideravelmente. Esta verificação virtual certifica o modelo apresentado, bem como os materiais utilizados no projeto, possibilitando seguir para a fase de detalhamento dos componentes.

O mesmo tipo de análise de carga estática foi realizado com a estrutura do módulo de potência hidráulica. Este módulo é razoavelmente mais pesado que o módulo de potência elétrica por possuir componentes como o motor de indução e o reservatório hidráulico. A massa do volume de óleo foi calculada e adicionada a massa do reservatório bem como a massa dos demais componentes montados sobre o mesmo, de forma que o peso total desse conjunto foi estimado em 228,5 Kg. O peso da unidade de recalque composta pelo motor, flange de acoplamento e bomba foi estimado em 138 Kg.

As posições do centro de massa desses componentes foram obtidas diretamente do software *Solid Works* através da ferramenta de propriedades de massa. Dois tipos de conexões foram utilizados para a união dos componentes, *bonded* para uniões soldadas e *beams* para uniões parafusadas. Toda a estrutura foi dividida em 82.130 elementos de malha e ligados por 356.986 nós, sendo que para os tubos de reforço dos pés da estrutura foram aplicados elementos de 6mm, e para os demais componentes elementos de 7 mm. A Figura 56 apresenta a qualidade dos elementos da malha, estima-se que os resultados são razoáveis e não devem interferir nos resultados de tensão.

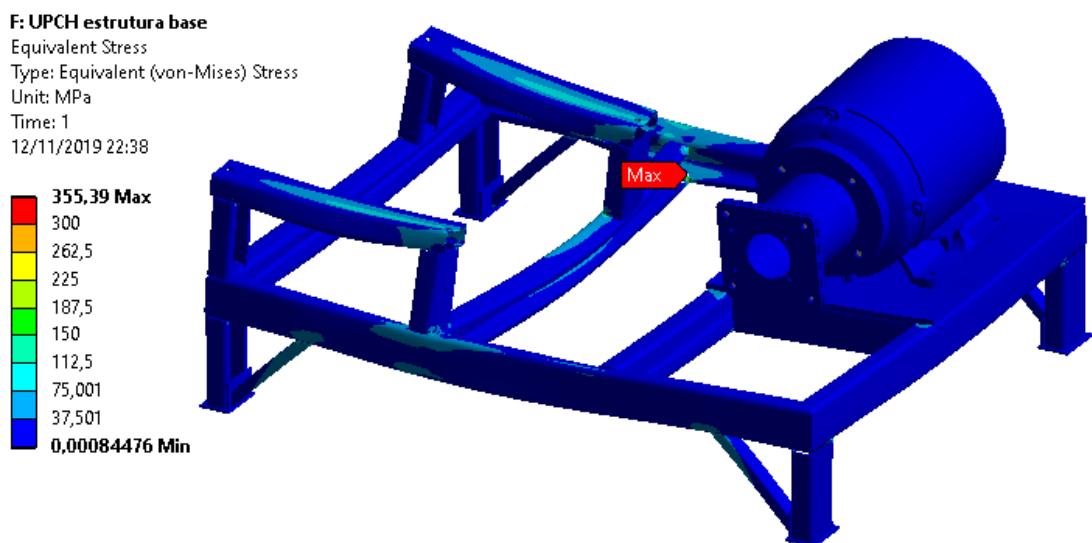
Figura 56: *Element quality* da malha da estrutura do módulo hidráulico.



Fonte: O autor, 2019.

Foi aplicada uma aceleração da gravidade na ordem de 3 vezes no sentido vertical, e como resultado a simulação apresentou pontos frágeis próximo as soldas das extremidades das longarinas internas da estrutura como demostra a Figura 57.

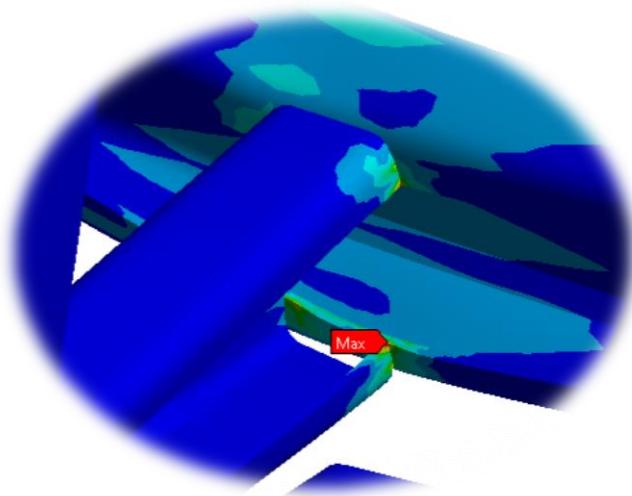
Figura 57: Distribuição de tensões na estrutura do módulo hidráulico.



Fonte: O autor, 2019.

A Figura 58 apresenta mais detalhadamente os pontos onde a tensão ficou mais alta, o principal esforço sofrido pela longarina é a flexão causada pela solicitação do peso do reservatório. Nesse ponto a tensão chegou a 355,39 Mpa.

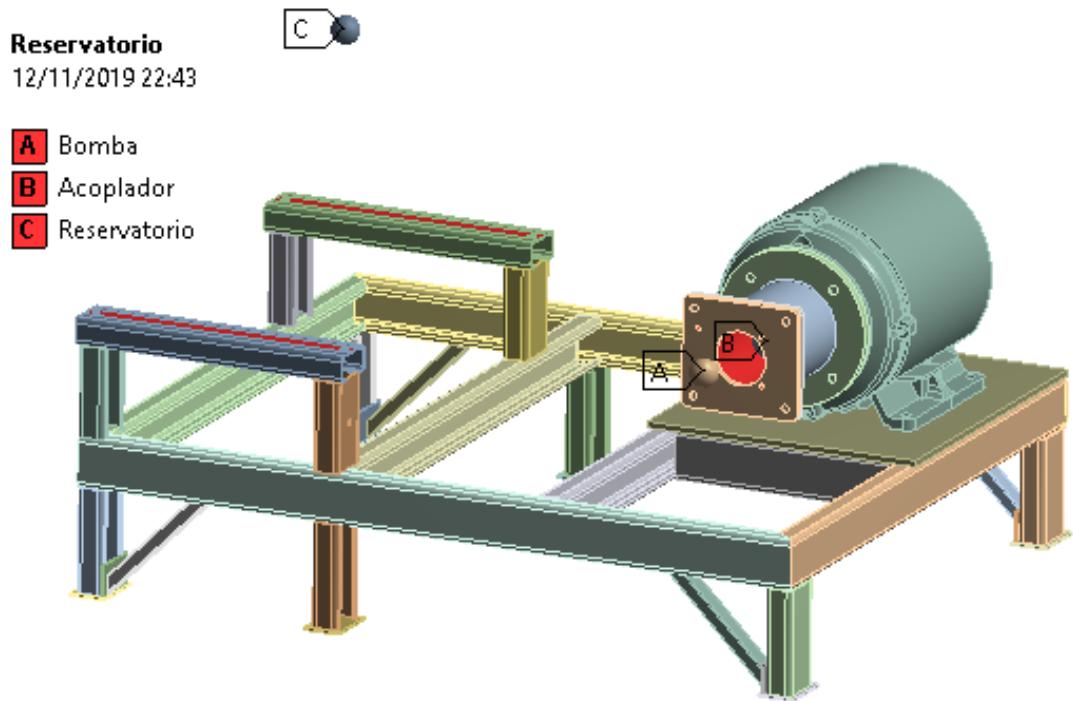
Figura 58: Detalhe do ponto de tensão alta na solda da longarina.



Fonte: O autor, 2019.

Na Figura 58 observa-se que ocorreu apenas tensão pontual, porém com um valor maior do que o limite de escoamento do material. Para eliminar o risco de falha foi decidido reforçar a estrutura e submeter o novo conjunto a uma nova simulação utilizando os mesmos parâmetros de carga da proposta inicial. A Figura 59 apresenta a solução de engenharia implementada, foram adicionados mais dois pontos de apoio de forma a distribuir melhor o carregamento na estrutura, com o objetivo de reduzir a tensão na longarina interna.

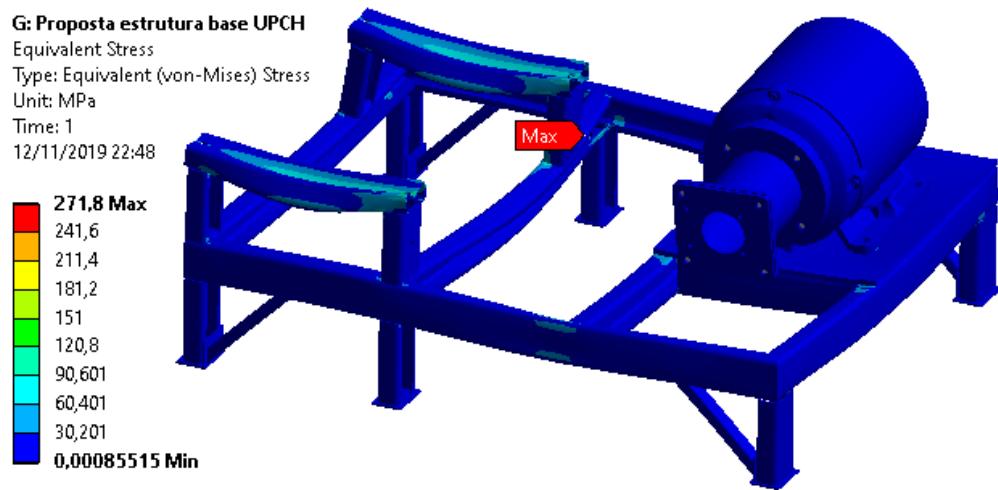
Figura 59: Proposta de solução para reduzir a tensão na longarina.



Fonte: O autor, 2019.

Na simulação que verificou a proposta de solução foram adicionados mais dois contatos do tipo *fixed support*, totalizando 6 reações de apoio. Também foram utilizados contatos do tipo *bonded* para fixar os pés adicionais nas vigas laterais. A malha gerada contemplou 89.906 elementos unidos por 411.579 nós, e com os mesmos critérios de tamanho de elemento utilizados na proposta inicial. O resultado de tensões da solução proposta é apresentado na Figura 60.

Figura 60: Distribuição de tensões na estrutura com a solução implementada.



Fonte: O autor, 2019.

A adição de mais dois pontos de apoio nas vigas laterais da estrutura surtiu efeito causando a redução da tensão sobre a longarina interna. O critério de Von Mises continuou apresentando esse mesmo ponto como mais crítico, porém, com uma tensão de 271,8 MPa. Dessa forma, a estrutura da unidade de potência hidráulica também é validada, permitindo-se a utilização de perfis estruturais de aço SAE 1020.

4.2.8 Desenhos de especificações técnicas

Os desenhos detalhados são a forma de comunicar as informações de engenharia importantes para os processos de fabricação e compra dos componentes. Nesses documentos ficam registradas informações como a geometria das peças, cotas com as dimensões, tolerâncias geométricas e dimensionais além da especificação do material a ser utilizado.

Os desenhos dos conjuntos que compõe os subsistemas são apresentados no Apêndice A, devido à complexidade do projeto e grande quantidade de itens individuais optou-se pela apresentação somente das montagens contendo a lista de materiais. O Apêndice B apresenta os desenhos detalhados dos componentes considerados críticos, cujas especificações são imprescindíveis para o projeto. No Apêndice E é apresentado o circuito elétrico dos painéis de acionamento.

4.3 FASE DE AQUISIÇÃO

4.3.1 Lista de materiais – Bill of Materials (BOM)

A lista de materiais está incorporada aos desenhos detalhados das montagens dos subsistemas que compõe a UPCH. Paralelamente a essa forma de apresentação foi criada uma planilha no Excel para o registro e codificação dos itens. Essa planilha foi utilizada durante a fase de modelagem para controlar a árvore de projeto e as relações existentes entre os componentes.

A planilha classifica os componentes criados no *Solid Works* de acordo como o material de fabricação, fornecedor, tipo de origem como comprado ou manufaturado, além de informar as quantidades e o pai de cada componente quando essa relação existe. A codificação utilizada para nomear os componentes seguiu a forma de uma sequência inicial de duas ou três letras que classifica o componente de acordo com o tipo de material ou *feature*, seguido de uma ordenação numérica de três dígitos. Seguem listadas algumas codificações utilizadas:

- CM: conjunto montado
- CS: conjunto soldado
- MN: mangueira
- CH: chapa
- CG: componente genérico (item crítico comprado)
- PN: porca sextavada normal
- PAN: parafuso sextavado normal
- AL: arruela lisa
- AP: arruela de pressão
- PC: perfil C enrijecido
- CUS: componente usinado
- TB: tubo estrutural
- CE: componente elétrico

A função mais importante da planilha de controle é assegurar que cada código seja utilizado somente uma vez, evitando problemas na fase de construção do produto. Essa planilha também fornece o custo dos componentes ou subsistemas, visto que é possível filtrar os dados pela definição de pai dos itens.

Utilizando-se desse recurso os componentes foram divididos em seis grandes categorias definidas como componentes elétricos, componentes mecânicos, componentes hidráulicos e vedação, consumíveis e tintas, chapas e perfis estruturais. Filtrando-se os dados por essas categorias foi possível efetuar o somatório do custo dessas classes de componentes, a Figura 61 apresenta o custo dos componentes que precisam ser adquiridos, excluindo-se os já recebidos por meio de doação.

Figura 61: Distribuição dos custos dos materiais faltantes.



Fonte: O autor, 2019.

A Figura 62 apresenta a distribuição dos custos do investimento para a fabricação da UPCH, o gráfico apresenta que o custo total da UPCH é de R\$20.756,55, sendo que deste total a FAHOR precisa investir somente 26,66%, um valor bem menor que a especificação meta definida na análise das necessidades.

Figura 62: Distribuição dos custos do investimento.



Fonte: O autor, 2019.

4.3.2 Processos de fabricação

O projeto de cada componente foi desenvolvido pensando em utilizar os processos de fabricação mais convencionais possíveis. Além disso, foram priorizados os processos possíveis de se realizar dentro do laboratório de fabricação da FAHOR. Mais especificamente, soldagem pelo processo MIG/MAG e operações de usinagem como torneamento e fresamento em máquinas operatrizes convencionais.

4.3.3 Seleção de fornecedores

A localização da cidade de Horizontina favorece a disponibilidade de fornecedores de peças e serviços por se tratar de um aglomerado de indústrias metalmecânicas. Dessa forma, pode-se comprar com facilidade materiais de fabricação mecânica dentro da própria cidade.

Os materiais padronizados como o perfil estrutural tipo C enrijecido utilizado na estrutura dos módulos já é fornecido para empresas locais pela SR Máquinas, empresa também especializada no fornecimento de componentes usinados. Essa empresa tem tornos capazes de tornear materiais de até 300 mm de diâmetro, e também realiza o processo de soldagem MIG/MAG.

Os elementos de fixação e de apoio como parafusos e arruelas podem adquiridos na Açofer, completa loja de ferragens da cidade que também fornece peças da linha agrícola. Os componentes hidráulicos como mangueiras e conexões podem ser fornecidos pela BW Comercial, também de Horizontina.

O projeto da UPCH foi agraciado pela doação de materiais oferecida pela John Deere que forneceu um motor elétrico de indução trifásico Weg de 20 CV, um inversor de frequência da marca Santerno com capacidade de acionar motores de até 40CV, além de, uma bomba tripla de engrenagens da marca Bosch. A empresa Stauff Brasil LTDA também colaborou com o projeto através da doação de uma válvula de fechamento de esfera para alta pressão.

Finalizada a fase de projeto do produto ainda existe a oportunidade de encontrar novos fornecedores e empresas que tenham interesse em patrocinar o projeto, sobretudo com as mangueiras hidráulicas e componentes elétricos, itens de valor bastante expressivo.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Esse projeto teve como tema de pesquisa o dimensionamento de uma unidade de potência e condicionamento hidráulico para uso didático, com foco no dimensionamento e especificação dos componentes da UCP. A revisão da literatura expandiu-se por áreas diversas da tecnologia, dos princípios do entendimento sobre sistemas hidráulicos até uma introdução sobre o funcionamento de motores de indução acionados com inversores de frequência.

A metodologia de projeto de produto foi flexibilizada e teve duas vertentes de pensamento ligeiramente distintas, o método proposto por Munari (2008) que é muito direcionado ao estímulo à criatividade, e o método proposto por Rozenfeld (2006), que se utiliza muito de ferramentas quantitativas para a tomada de decisões. O uso dessas duas metodologias se mostrou positivo porque ambas se complementam no desenvolvimento de soluções para problemas de engenharia.

A concepção do produto atendeu aos principais requisitos de engenharia levantados pelo QFD, visto que o produto foi construído com arquitetura modular, atende as normas de segurança, tem um peso adequado que permite a movimentação manual, além de, possibilitar a demonstração de acionamentos hidráulicos por meio de válvulas manuais e válvulas acionadas eletricamente.

A validação estrutural realizada com o software Ansys permitiu a melhoria contínua durante o desenvolvimento do projeto, uma vez que foi identificado um ponto de fragilidade na estrutura do módulo de potência hidráulico, e por meio de simulação virtual, foi testa e validade uma melhoria. Essa ocorrência demonstra a preocupação em desenvolver um produto que seja seguro e confiável, capaz de desempenhar suas funções garantido a integridade dos professores e acadêmicos da FAHOR.

A construção física da UPCH vai proporcionar melhoria na infraestrutura dos laboratórios da FAHOR em geral, não somente no laboratório de sistemas hidráulicos. Especialmente porque o módulo de potência elétrica é móvel e pode ser utilizado para o acionamento de motores de indução presentes em bancadas de outros projetos, beneficiando um número ainda maior de acadêmicos.

REFERÊNCIAS

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. ABNT 14831. NBR 14831: Mangueiras Hidráulicas - Requisitos e Métodos de Ensaio. Rio de Janeiro: ABNT, 2002.

BACK, Nelson; OGLIARI, André. **Desenvolvimento do produto: engenharia simultânea.** Florianópolis: Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da UFSC, 2000.

BAXTER, Mike. Projeto de Produto: Guia prático para o design de novos produtos. 2^a Edição. **São Paulo: Edgard Blücher**, 2000.

Beims &Bräsch, Brasil. **Trocador de calor ar/óleo manual de instalação.** 2018. Disponível em: <<http://www.beimsbrascher.com.br/catalogos/catalogo1.pdf>> Acesso em: 12 out. 2019.

BERGMAN, Theodore L. et al. **Fundamentals of heat and mass transfer.** John Wiley & Sons, 2011.

BOSCH REXROTH AG. **Hydraulic fluids based on mineral oils and related hydrocarbons.** [2012]. Disponível em: <https://dc-us.resource.bosch.com/media/us/products_13/product_groups_1/industrial_hydraulics_5/pdfs_4/re90220.pdf> Acesso em: 30 out. 2019.

BOSCH REXROTH AG. **Instruction manual for external gear units.** 2017. Disponível em: <http://www.hydba.com/wp-content/uploads/pdfs/manual_bomba_de_engranajes_externos_AZP_Bosch_Rexrot_h.pdf> Acesso em: 10 out. 2019.

BRAVO, R. S. **Modelagem e análise de válvulas-cartucho.** 2002. Dissertação (Mestrado em Engenharia / Especialidade de Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2002.

CHEVRON BRASIL LTDA. **Fundamentos de lubrificação.** 2005. Disponível em: <<https://pt.slideshare.net/knoxlomu/lubrificao>> Acesso em: 31 out. 2019.

COMANDO direcional múltiplo séries ML15 e MD15. Cachoeirinha: Parker Hannifin 2007. Disponível em: <<http://www.hydraser.com.ar/Catalogos%20pdf/Comandos/ML15%20MD15.pdf>>. Acesso em: 06 out. 2019.

ESCOLA NACIONAL DA INSPEÇÃO DO TRABALHO. **SST – NR – Português.** [2019a]. Disponível em: <<https://enit.trabalho.gov.br/portal/index.php/seguranca-e-saude-no-trabalho/sst-menu/sst-normatizacao/sst-nr-portugues?view=default>>. Acesso em: 01 nov. 2019.

ESCOLA NACIONAL DA INSPEÇÃO DO TRABALHO. **NR – 12 – Segurança no trabalho em máquinas e equipamentos.** 2019b. Disponível em: <

[>.
Acesso em: 01 nov. 2019.](https://enit.trabalho.gov.br/portal/images/Arquivos_SST/SST_NR/NR-12.pdf)

ESCOLA NACIONAL DA INSPEÇÃO DO TRABALHO. NR – 17 – Ergonomia. 2018. Disponível em: <https://enit.trabalho.gov.br/portal/images/Arquivos_SST/SST_NR/NR-17.pdf>. Acesso em: 01 nov. 2019.

EXNER, H. et al. Hidráulica básica: princípios básicos e componentes da tecnologia dos fluidos. Atibaia: Bosch Rexroth AG, 2013. 279 p.

FESTO. Hidráulica Industrial. São Paulo: Festo Didactic, 2001.

FIALHO, Arivelto Bustamante. Automação hidráulica: projetos, dimensionamento e análise de circuitos. São Paulo: Érica, 2012.

FILHO, Guilherme Filippo. Motor de Indução. São Paulo: Érica, 2013. Disponível em: <<http://fahor.com.br/totvs/?biblioteca&isbn=9788536519999>>. Acesso em: 10 set. 2018.

FRANCHI, Claiton Moro. Inversores de Frequência: Teoria e Aplicações. São Paulo: Érica, 2009.

HENNINGS INDUSTRIA E COMERCIO DE CONEXOES LTDA. Catálogo técnico Hennings. [2012]. Disponível em: < <http://www.hennings.com.br/downloads/> >. Acesso em: 01 nov. 2019.

RACINE. Manual de hidráulica básica. Porto Alegre, 1983. 323p.

HIDROMATIC, Brasil. Hidromatic Automação Industrial. Disponível em: < <http://hidromatic.com.br/produto/cilindros-hidraulicos/> > Acesso em: 14 outubro 2019.

HITOCOM, Brasil. Hitocom Produtos Industriais. Disponível em: < <https://www.hitocom.com.br/prod,idproduto,5125932,filtros-e-acoplamentos-filtros-de-succao-filtro-de-succao-rosca-2-pol--npt-vazao-140-l-min---newtec---ref-hs140hn> > Acesso em: 12 out. 2019.

HYDAC, Brasil. Hydac Tecnologia LTDA. Disponível em: < <http://www.hydac.com.br/produtos/betamicron-filter-elements.bn4hcbh4hc-210-bar-filtration-rating-3-5-6-10-20-25-μm/> > Acesso em: 12 out. 2019.

HYDAQ, Brasil. Filtros de sucção. 2006. Disponível em: < <https://www.tecnoflexpe.com.br/wp-content/uploads/2017/02/Filtros-de-Succao-HDA.pdf> > Acesso em: 10 out. 2019.

HYDRAULICS & PNEUMATICS. 2019. Disponível em: < <https://www.hydraulicspneumatics.com/hose-tubing/making-sense-hydraulic-hose-standards#menu> > Acesso em: 03 nov. 2019.

HYDRAFORCE, Brasil. Hydraforce Hydraulics LTDA. Disponível em: < <http://www.hydraforce.com.br/> > Acesso em: 07 out. 2019.

LÍDER DIDÁTICA, Brasil. Disponível em: < <http://liderdidatica.com.br/> > Acesso em: 16 nov. 2019.

LINSINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de sistemas hidráulicos**. 2. ed. Florianópolis: UFSC, 2003.

MELLO, B. W. **Proposta de um método aberto de projeto de produto – Três alternativas de criação**. 2011. Dissertação (Mestrado em Engenharia / Especialidade de Engenharia de Construção Civil e Urbana) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2011.

MELLO H. G. G.; PIRES W. L. **Minimização de perdas em motores de indução alimentados por conversores de frequência – Solução fluxo ótimo**. 2006. Disponível em: < <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h84/hfb/WEG-solucao-fluxo-otimo-artigo-tecnico-portugues-br.pdf> >. Acesso em: 17 out. 2019.

MOREIRA, Illo da Silva. **Sistemas hidráulicos industriais**. São Paulo: SENAI, 2012.

MOREIRA, Alexandre Kascher. **Estudo sobre a aplicação da norma regulamentadora número 10 do Ministério do Trabalho e Emprego em laboratórios acadêmicos de engenharia elétrica**. 2013. Dissertação (Mestrado em Engenharia Elétrica) – Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2013.

MUNARI, Bruno. **Das coisas nascem coisas**. 2. ed. São Paulo: Martins Fontes, 2008.

PAINEL Simulador de Hidráulica Industrial e Eletro-Hidráulica. Festo, [2015]. Disponível em: < https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3060300/mod_resource/content/0/Suplementar%20-%20Manual%20de%20opera%C3%A7%C3%A3o%20e%20exerc%C3%ADcios%20hidraulica.pdf >. Acesso em 16 out. 2019.

PARKER. **Tecnologia hidráulica industrial**. 2001. Disponível em: < https://www.parker.com/literature/Brazil/M_2001_2.pdf >. Acesso em: 03 out. 2019.

PARKER. **High pressure inline filter WPF series**. Disponível em: < <https://ph.parker.com/us/en/high-pressure-inline-filter-wpf-series/wpf405qeve2ky201> >. Acesso em: 12 de out. de 2019.

PARKER. **What you need to know about SAE x ISO specification for hydraulic hoses**. 2016. Disponível em: < <http://blog.parker.com/what-you-need-to-know-about-sae-vs-iso-specification-for-hydraulic-hoses> > Acesso em: 02 nov. 2019.

PETRUZELLA, Frank. **Motores Elétricos e Acionamentos: Série Tekne**. Bookman editora, 2013.

RABIE, M. Galal. **Fluid power engineering/M. Galal Rabie**. New York: McGraw-Hill, 2009.

ROZENFELD, Henrique; AMARAL, Daniel Capaldo. **Gestão de Projetos em Desenvolvimento de Produtos.** São Paulo: Saraiva, 2006.

SHAH, Ramesh K.; SEKULIC, Dusan P. **Fundamentals of heat exchanger design.** John Wiley & Sons, 2003.

SIQUEIRA, Otavio Augusto Guerra et al. **Metodologia de Projetos em Design, Design Thinking e Metodologia Ergonômica: convergência metodológica no desenvolvimento de soluções em Design.** Cadernos UniFOA, v. 9, n. 1 (Esp.), p. 49-66, 2017.

SULLIVAN, J. A. **Fluid Power System: Theory and Applications.** Englewood Cliffs, New Jersey, 1989.

THULUKKANAM, Kuppan. **Heat exchanger design handbook.** CRC press, 2013.

VALDIERO, Antonio Carlos. **Inovação e desenvolvimento do projeto de produtos industriais.** Ijuí: Unijuí, 2008.

WATTON, John. **Fundamentos de controle em sistemas fluido mecânicos.** Rio de Janeiro: LTC, 2012.

WEG. **Catálogo geral motores elétricos: linhas de produtos, características, especificação, instalação e manutenção.** Jaraguá do Sul: WEG Indústrias S.A., 2001.

WEG. **Guia Técnico: Motores de indução alimentados por conversores de frequência PWM.** 2006. Disponível em: <http://www.coe.ufrj.br/~richard/Acionamentos/motores_de_inducao_alimentados_por_conversores_de_frequencia_PWM.pdf>. Acesso em: 18 out. 2019.

WEG. **Motores de indução alimentados por inversores de frequência PWM.** Jaraguá do Sul: WEG Indústrias S.A., 2016.

WIKA, Brasil. **Wika do Brasil.** Disponível em: <https://www.wika.com.br/tf_lcd_pt_br.WIKA?ProductGroup=72581#>>. Acesso em: 13 out. 2019.

YPF, Brasil. **Ficha técnica Hidro 19.** 2018. Disponível em: <<https://ypf.com.br/wp-content/uploads/2019/03/HIDRO-19.pdf>>. Acesso em: 15 nov. 2019.

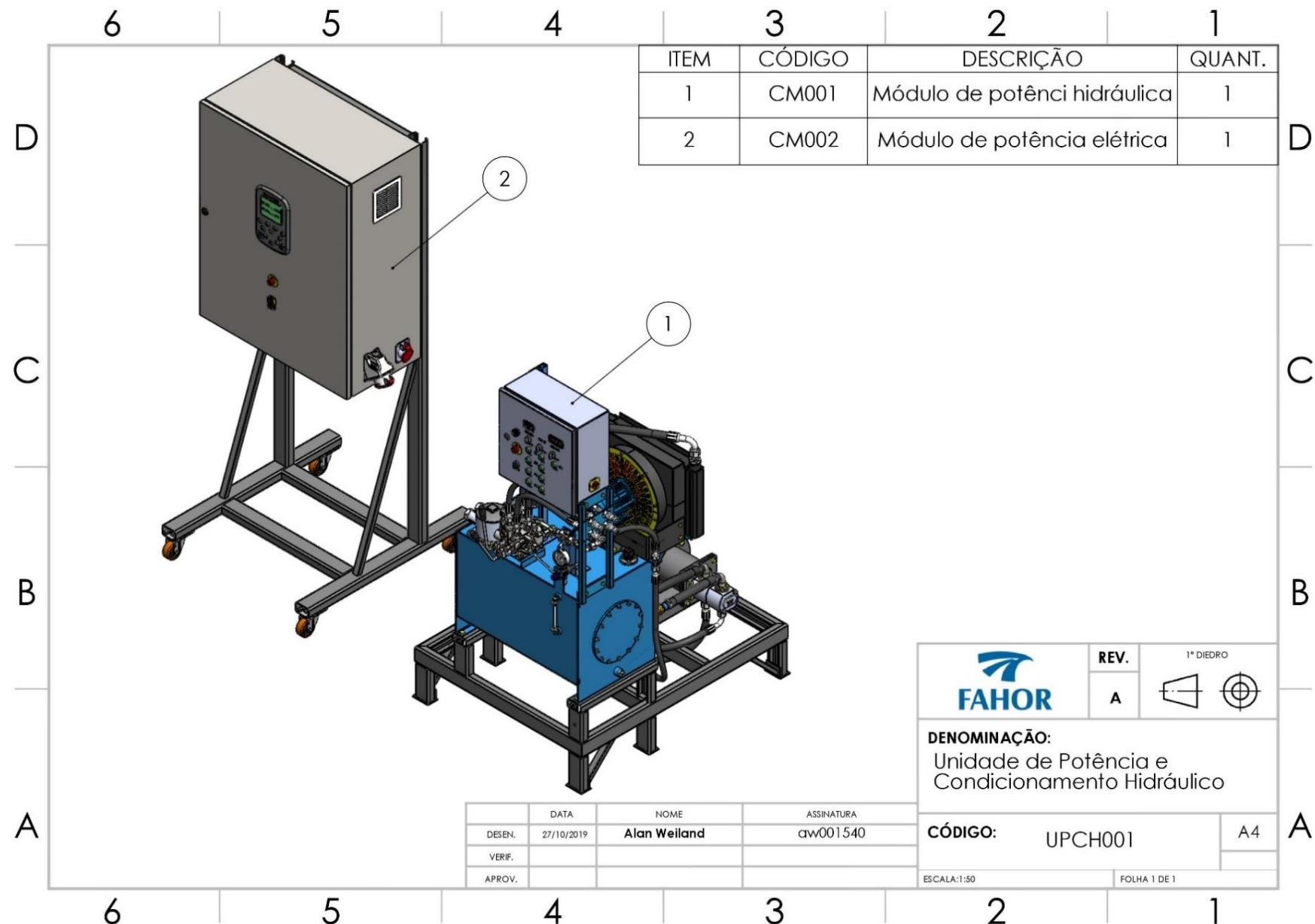
APÊNDICE A – DETALHAMENTOS DOS CONJUNTOS

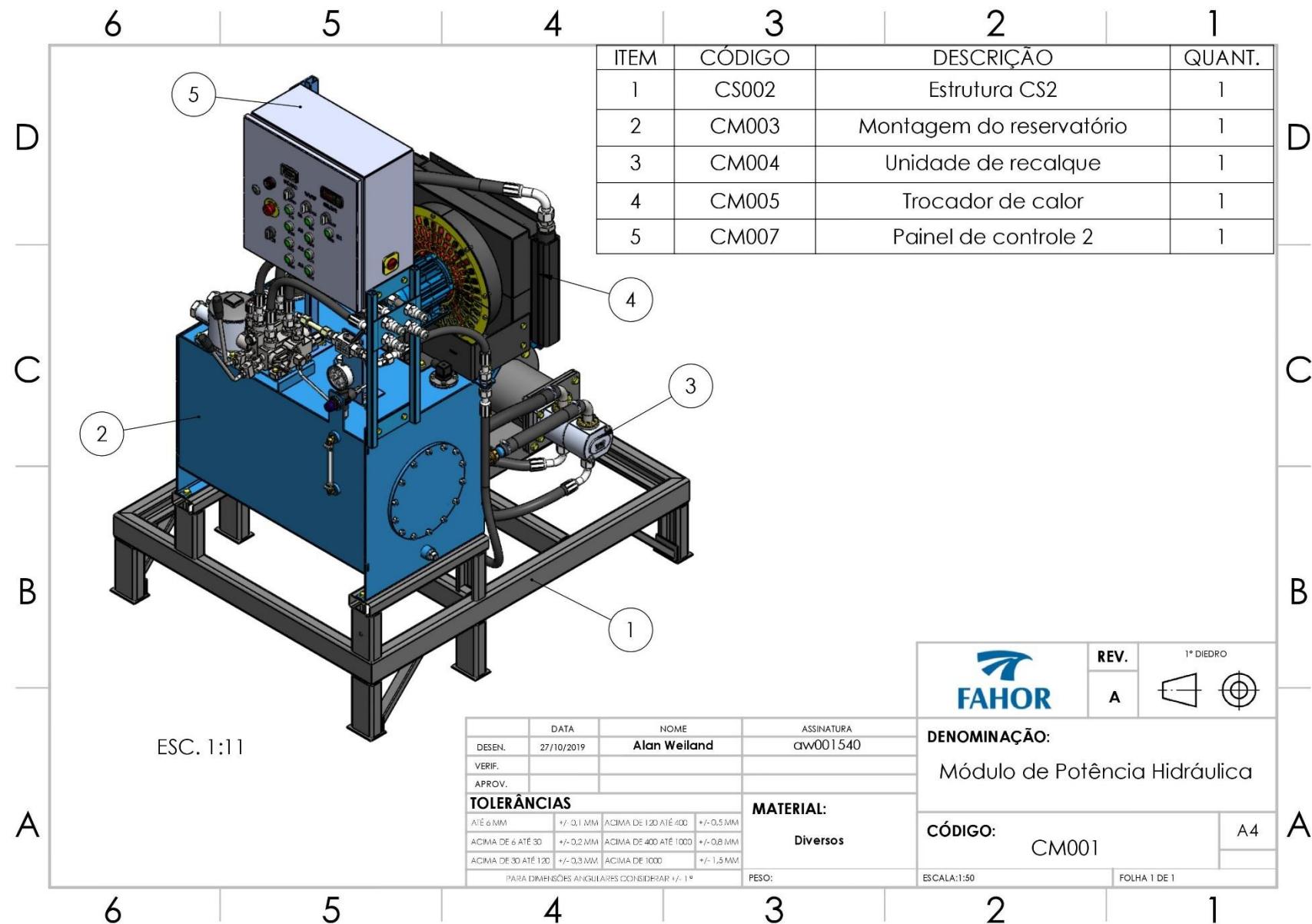
Nas próximas 17 páginas são apresentados os desenhos detalhados dos principais conjuntos mecânicos que compõe a UPCH, os desenhos seguem ordenados de acordo com o Quadro 12.

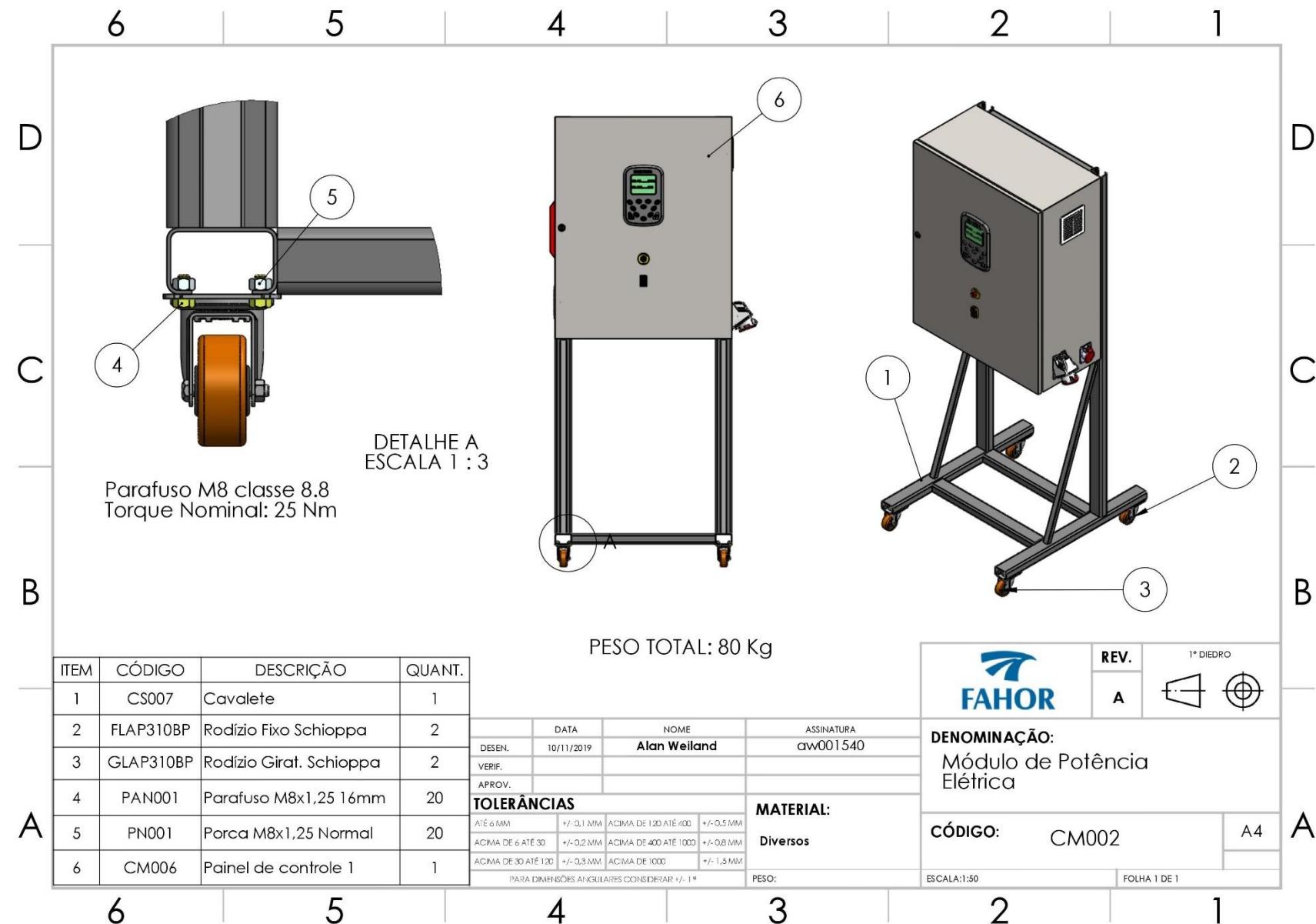
Quadro 12: Ordenação dos desenhos detalhados dos conjuntos da UPCH.

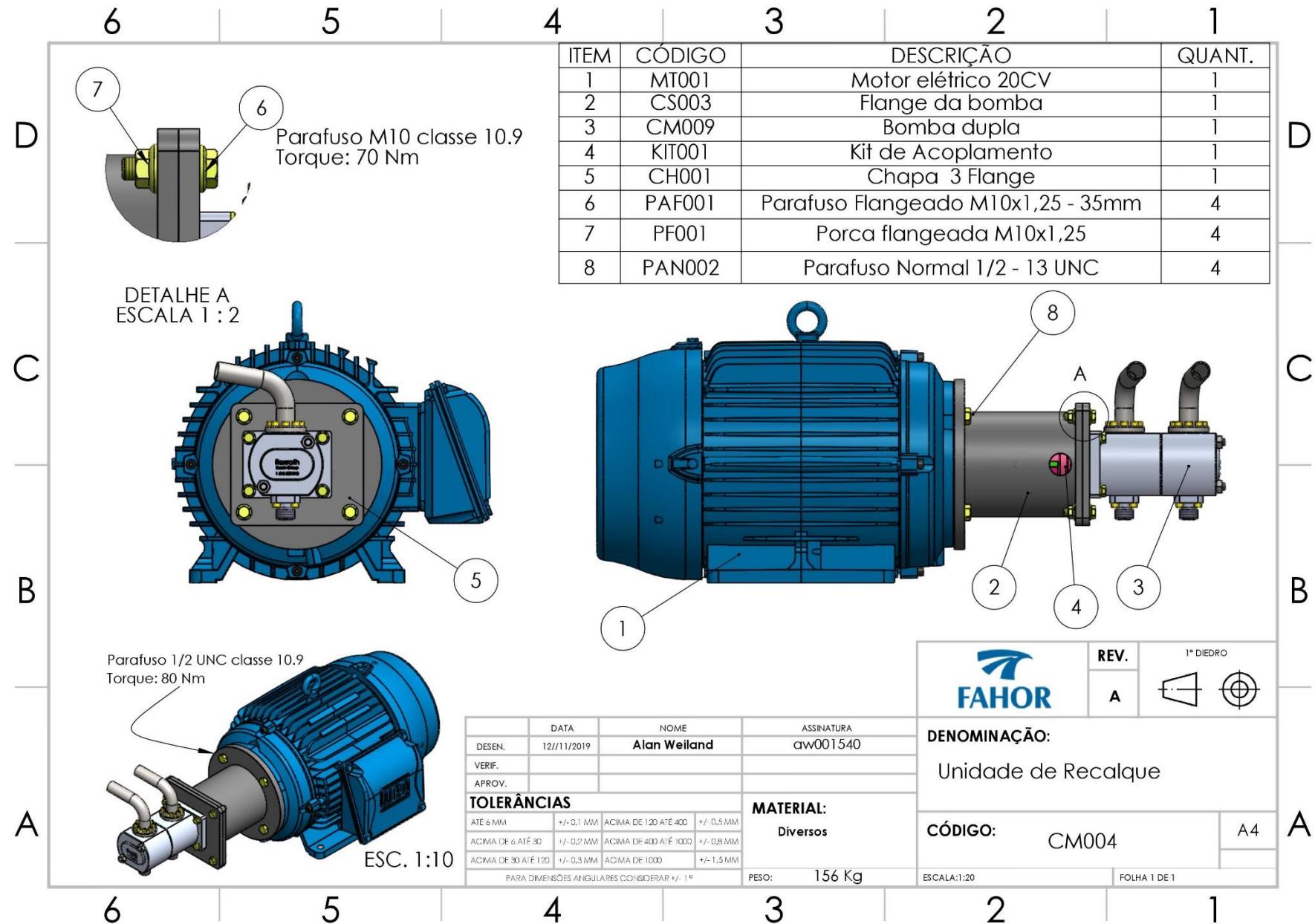
Ordem	Código do conjunto	Descrição
1	UPCH001	Unidade de potência e condicionamento hidráulico
2	CM001	Módulo de potência hidráulica
3	CM002	Módulo de potência elétrica
4	CM004	Unidade de recalque
5	CM005	Trocador de calor
6		
7	CM006	Painel de controle 1
8	CM007	Painel de controle 2
9	CM009	Ventilador
10	CS001	Estrutura CS1
11		
12	CS002	Estrutura CS2
13	CS003	Suporte da Bomba
14	CS007	Cavalete
15	CS014	Reservatório CS1
16	CS015	Reservatório CS2
17	KIT001	<i>Kit</i> de acoplamento

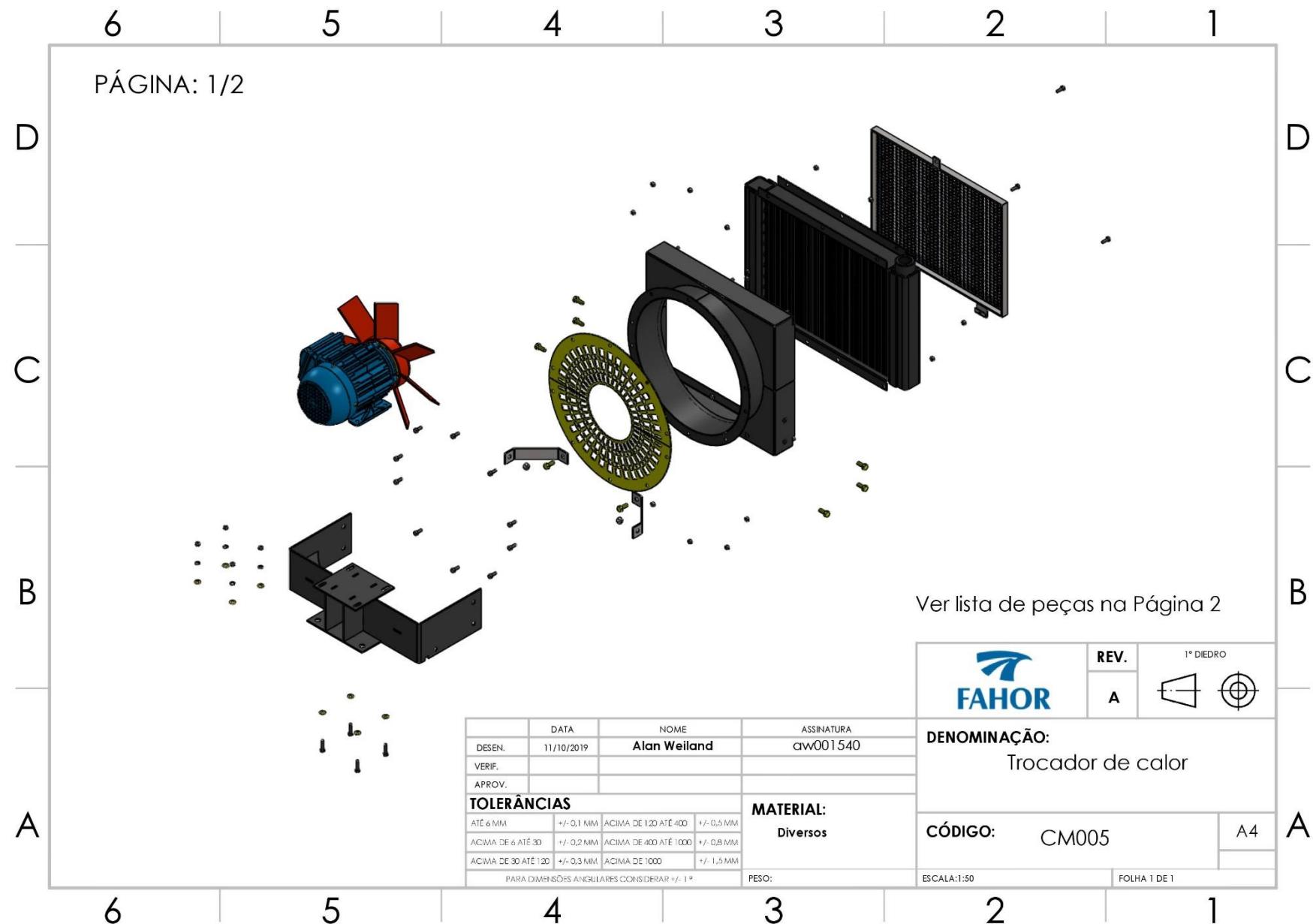
Fonte: O autor, 2019.











6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1

D

D

C

C

B

B

A

A

PÁGINA 2/2

ITEM	CÓDIGO	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	CS004	Carcaça Ventilador	1
2	CM009	Ventilador	1
3	CG001	Radiador de Óleo	1
4	PN001	Porca M6x1 Normal	14
5	CS005	Proteção Radiador	1
6	PAN001	Parafuso Sextavado M6x1 16mm	3
7	CS006	Base Motor	1
8	CH002	Reforço da Base	2
9	PAN002	Parafuso M8x1,25 20mm	8
10	PN002	Porca M8x1,25 Normal	2
11	AL002	Arruela Lisa M6	8
12	PAN003	Parafuso Sextavado M6x1 25mm	4
13	AP001	Arruela de Pressão M6	4

	DATA	NOME	ASSINATURA
DESEN.	11/10/2019	Alan Weiland	aw001540
VERIF.			
APROV.			
TOLERÂNCIAS			
AIÉ 6 MM	+/- 0,1 MM	ACIMA DE 120 ATÉ 400	+/- 0,5 MM
ACIMA DE 6 ATÉ 30	+/- 0,2 MM	ACIMA DE 400 ATÉ 1000	+/- 0,8 MM
ACIMA DE 30 ATÉ 120	+/- 0,3 MM	ACIMA DE 1'000	+/- 1,5 MM
PARA DIMENSÕES ANGULARES CONSIDERAR +/- 1°			

MATERIAL:
Diversos

PESO:



DENOMINAÇÃO:

Trocador de calor

CÓDIGO:

CM005

A4

ESCALA:1:50

FOLHA 1 DE 1

6 | 5 | 4 | 3 | 2 | 1

ITEM	CÓDIGO	DESCRIÇÃO	QUANT
1	CE001	Painel Elétrico	1
2	CE002	Inversor de frequência	1
3	CE003	Tomada trifásica 32A	1
4	CE004	Tomada trifásica 16A	1
5	CE005	Botão de emergência	1
6	CE006	Botão liga/desliga	1
7	CE007	Seccionadora de fusíveis 160A	1
8	CE008	Fusível ultrarapido NH 00 35A	3
9	CE009	Disjuntor tripolar 35A	1
10	CE010	Disjuntor monofásico 10A	1
11	CE011	Grelha com filtro	2
12	CE012	Cooler	1
13	CE013	Canaleta plástica 2m	2
14	CE014	Suporte com barra Terra	1
15	CE015	Suporte com barra Neutro	1
16	CE016	Cabo flexível 1,5mm Preto	10
17	CE017	Cabo flexível 1,5mm Branco	10
18	CE018	Cabo flexível 1,5mm Vermelho	10
19	CE019	Cabo 4 vias de 6mm - 1KV	6
20	CE020	Trilho DIN (35mm) - 2m	2
21	CE021	Plug Steck Trifásico Macho 380V - 32A	2
22	CE022	Fonte 220V/24V - 3A	1

A montagem deve atender aos requisitos da NR10.

TOLERÂNCIAS

ATÉ 6 MM	+/- 0,1 MM	ACIMA DE 120 ATÉ 400	+/- 0,5 MM
ACIMA DE 6 ATÉ 30	+/- 0,2 MM	ACIMA DE 400 ATÉ 1000	+/- 0,8 MM
ACIMA DE 30 ATÉ 120	+/- 0,3 MM	ACIMA DE 1000	+/- 1,5 MM

PARA DIMENSÕES ANGULARES CONSIDERAR +/- 1°

MATERIAL:
Diversos

ASSINATURA:
DESEN. 15/11/2019 NOME Alan Weiland ASSINATURA AW001540

REV.
A 1º DIODRO

DENOMINAÇÃO:
Painel de controle 1

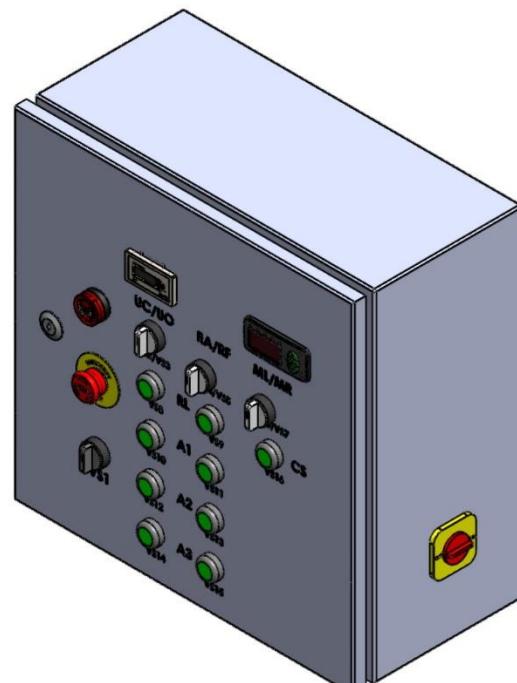
CÓDIGO:
CM006 A4

ESCALA: 1:11 FOLHA 1 DE 1



6	5	4	3	2	1
D					
C					
B					
A					
D					
C					
B					
A					

ITEM	CÓDIGO	DESCRIÇÃO	QUANT.
1	CE23	Painel elétrico 40x40x20 cm	1
2	CE24	Horímetro Metaltex LC7	1
3	CE25	Monitor de temperatura Fullgauge	1
4	CE26	Sinaloiro Vermelho 24V	1
5	CE27	Botão de emergência	1
6	CE28	Botão retentivo 2 posições	3
7	CE29	Botão ON/OFF retentivo	1
8	CE30	Chave geral 16A	1
9	CE31	Botão pulsador com sinaloiro verde	9
10	CE32	Fonte 220V/24V - 3A	1
11	CE33	Fonte 220A/12V - 10A	1



 FAHOR	<small>REV.</small> A	<small>1º DIEDRO</small>
DENOMINAÇÃO: Painel de controle 2		
CÓDIGO: CM007		<small>A4</small>
<small>FOLHA 1 DE 1</small>		

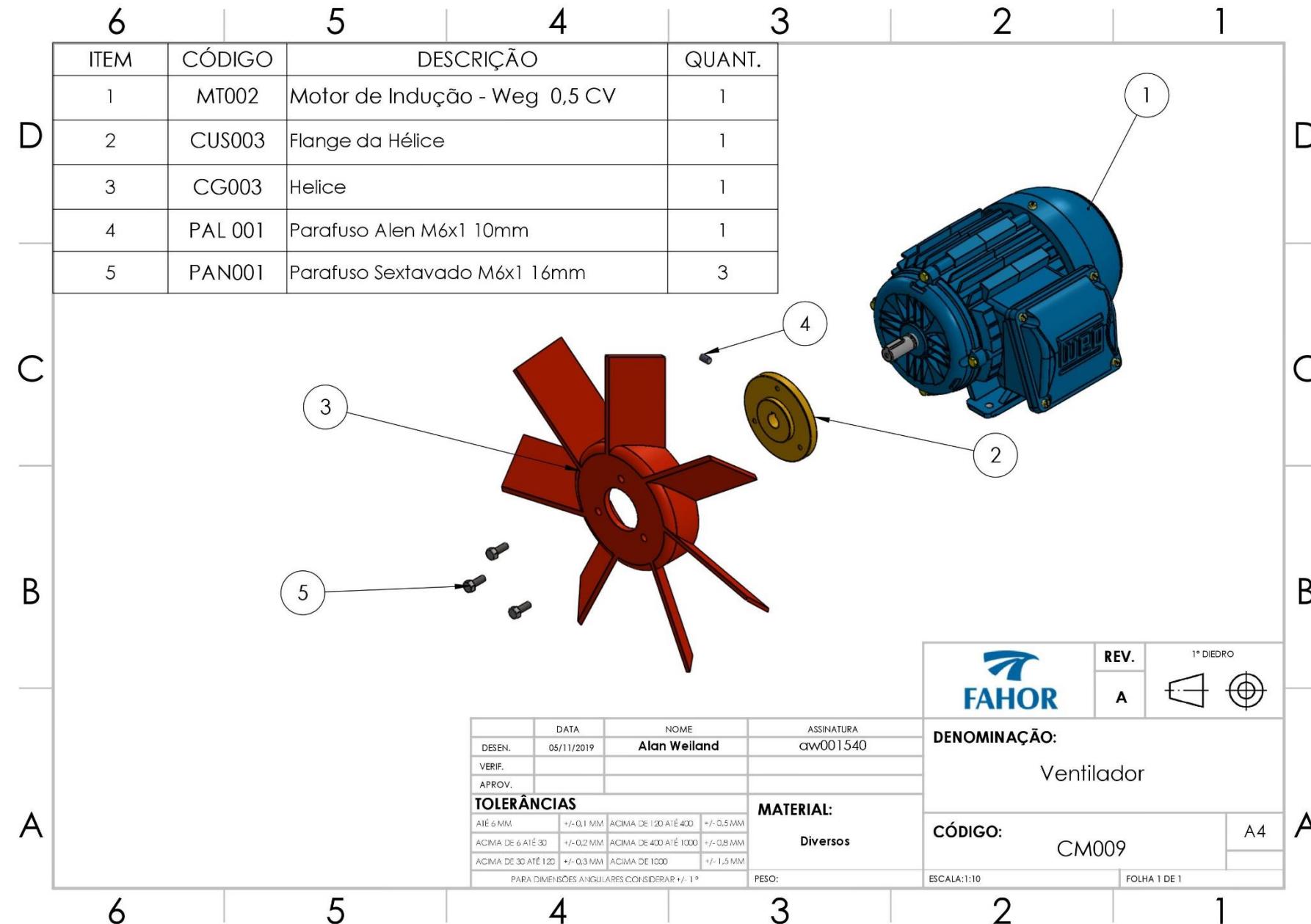
	DATA	NOME	ASSINATURA
DESEN.	17/11/2019	Alan Weiland	aw001540
VERIF.			
APROV.			
TOLERÂNCIAS			
AIÉ 6 MM	+/- 0,1 MM	ACIMA DE 120 ATÉ 400	+/- 0,5 MM
ACIMA DE 6 ATÉ 30	+/- 0,2 MM	ACIMA DE 400 ATÉ 1000	+/- 0,8 MM
ACIMA DE 30 ATÉ 120	+/- 0,3 MM	ACIMA DE 1000	+/- 1,5 MM
PARA DIMENSÕES ANGULARES CONSIDERAR +/- 1°			

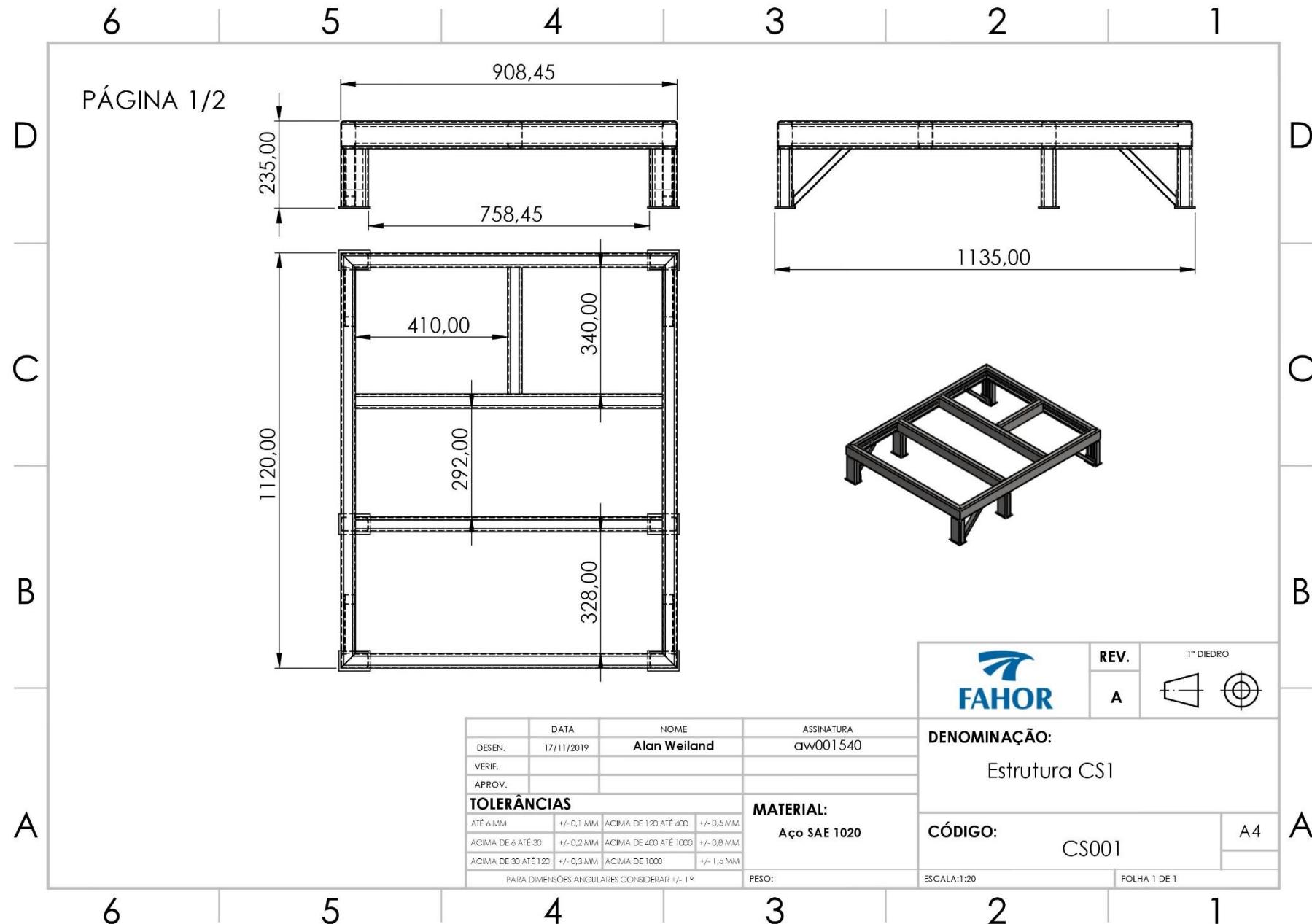
MATERIAL:
Diversos

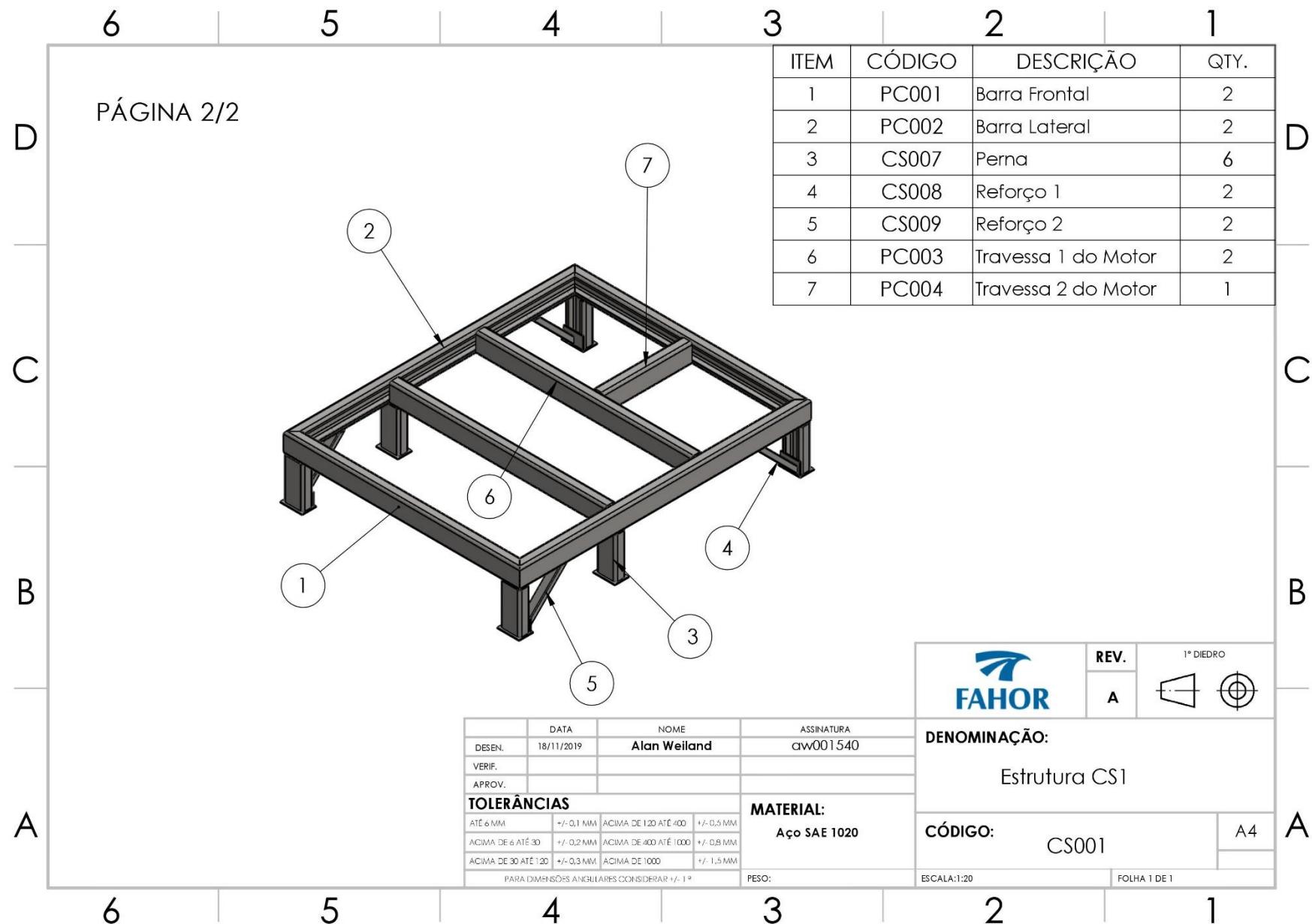
PESO:

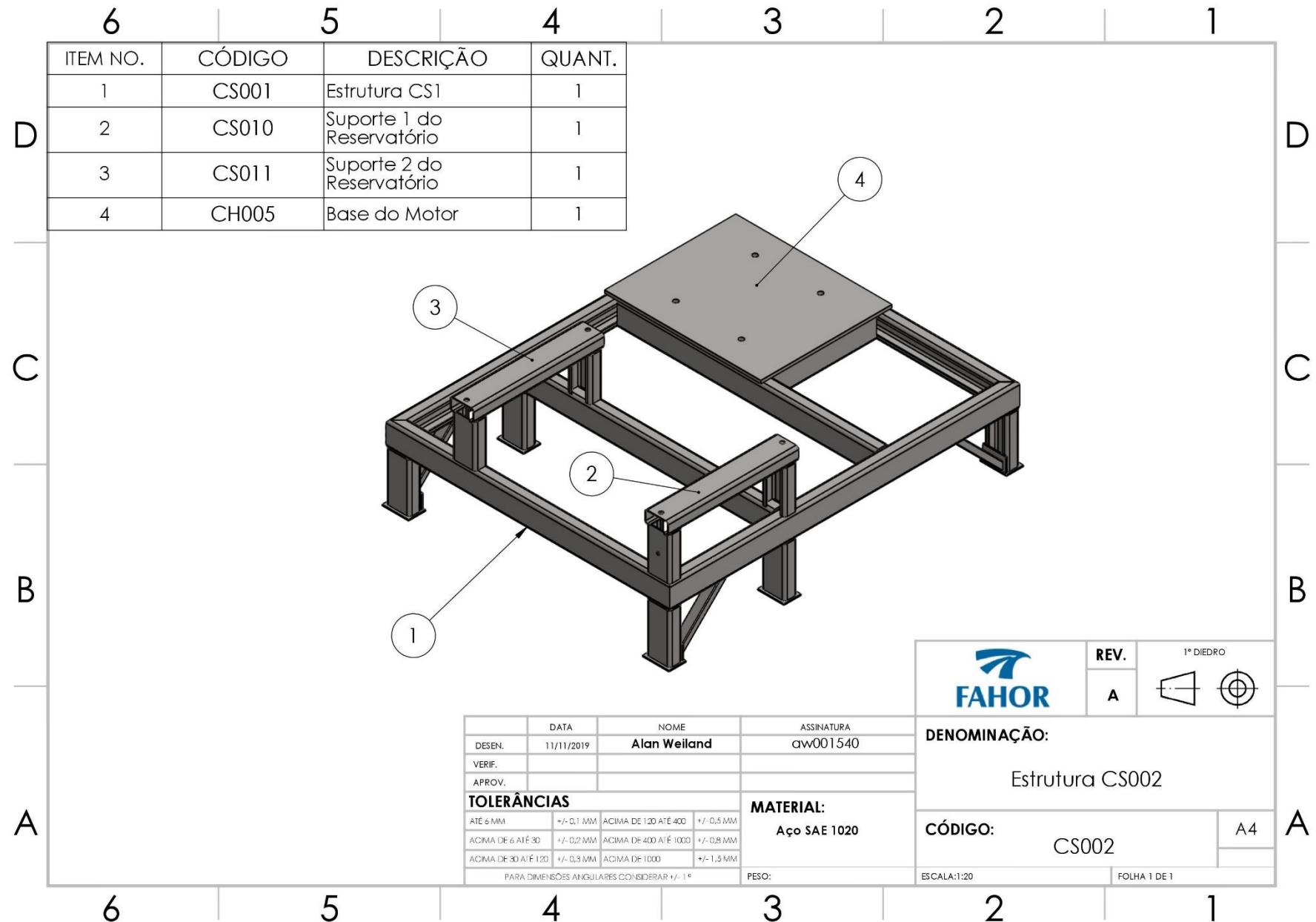
ESCALA:1:10

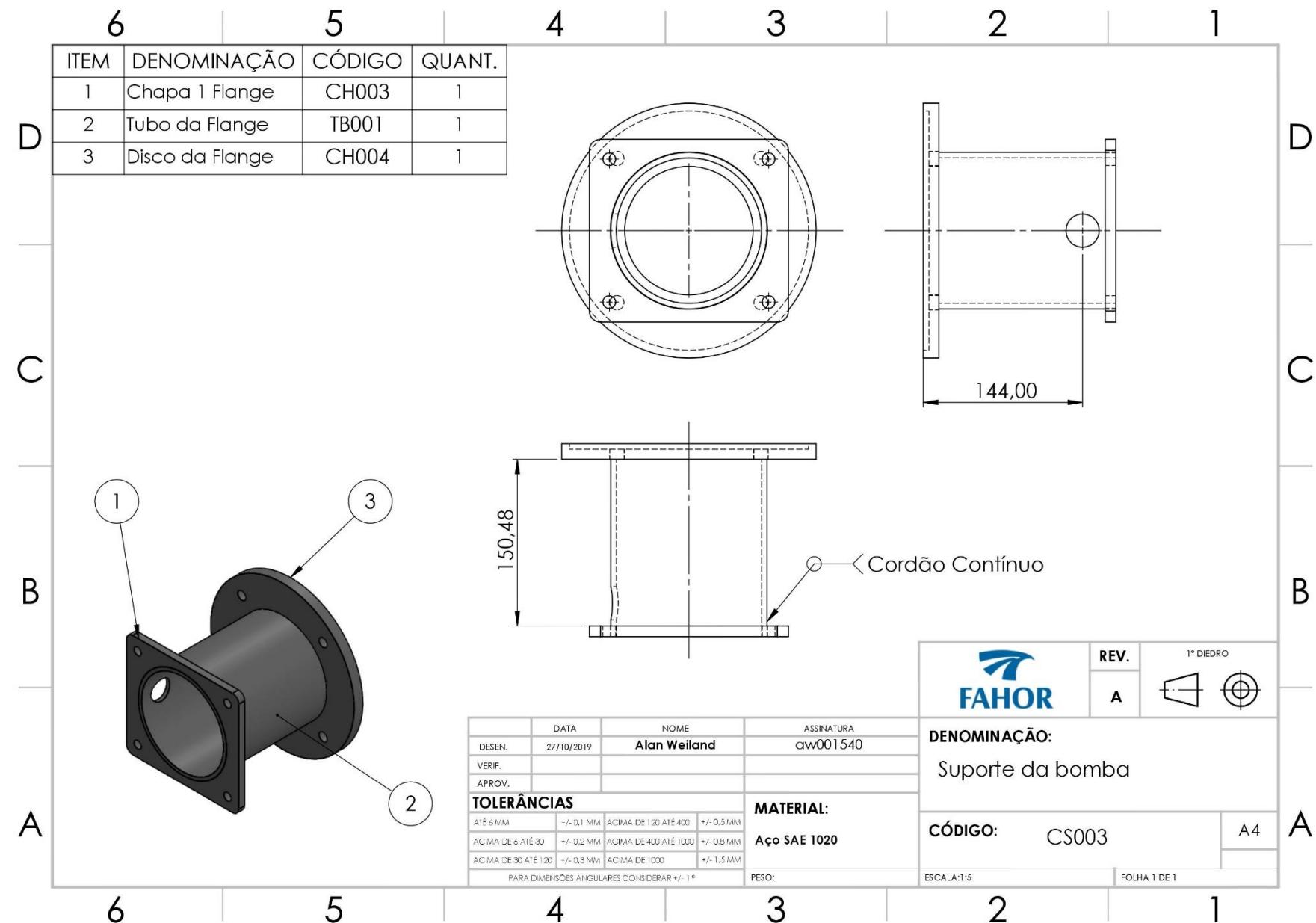
FOLHA 1 DE 1

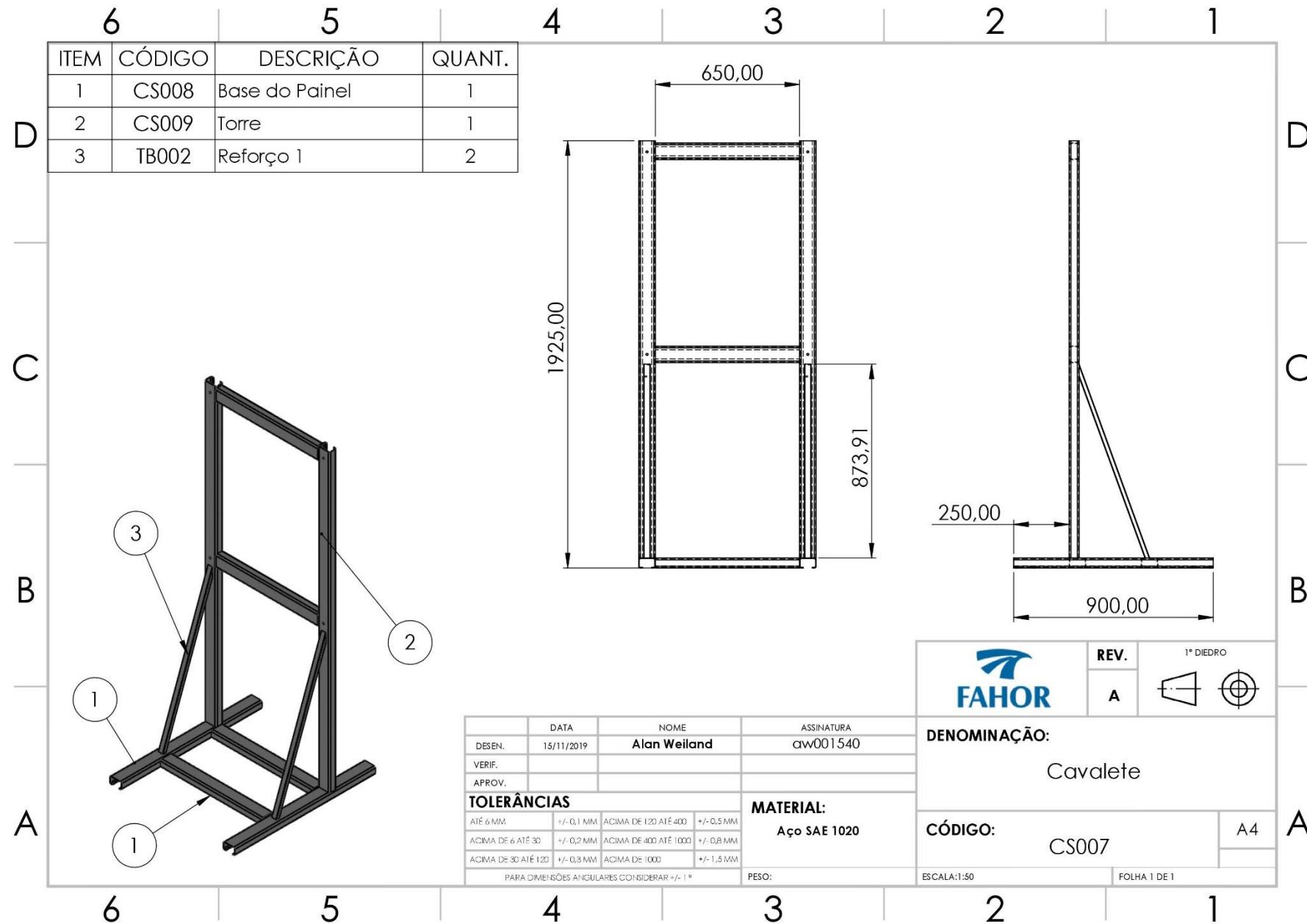


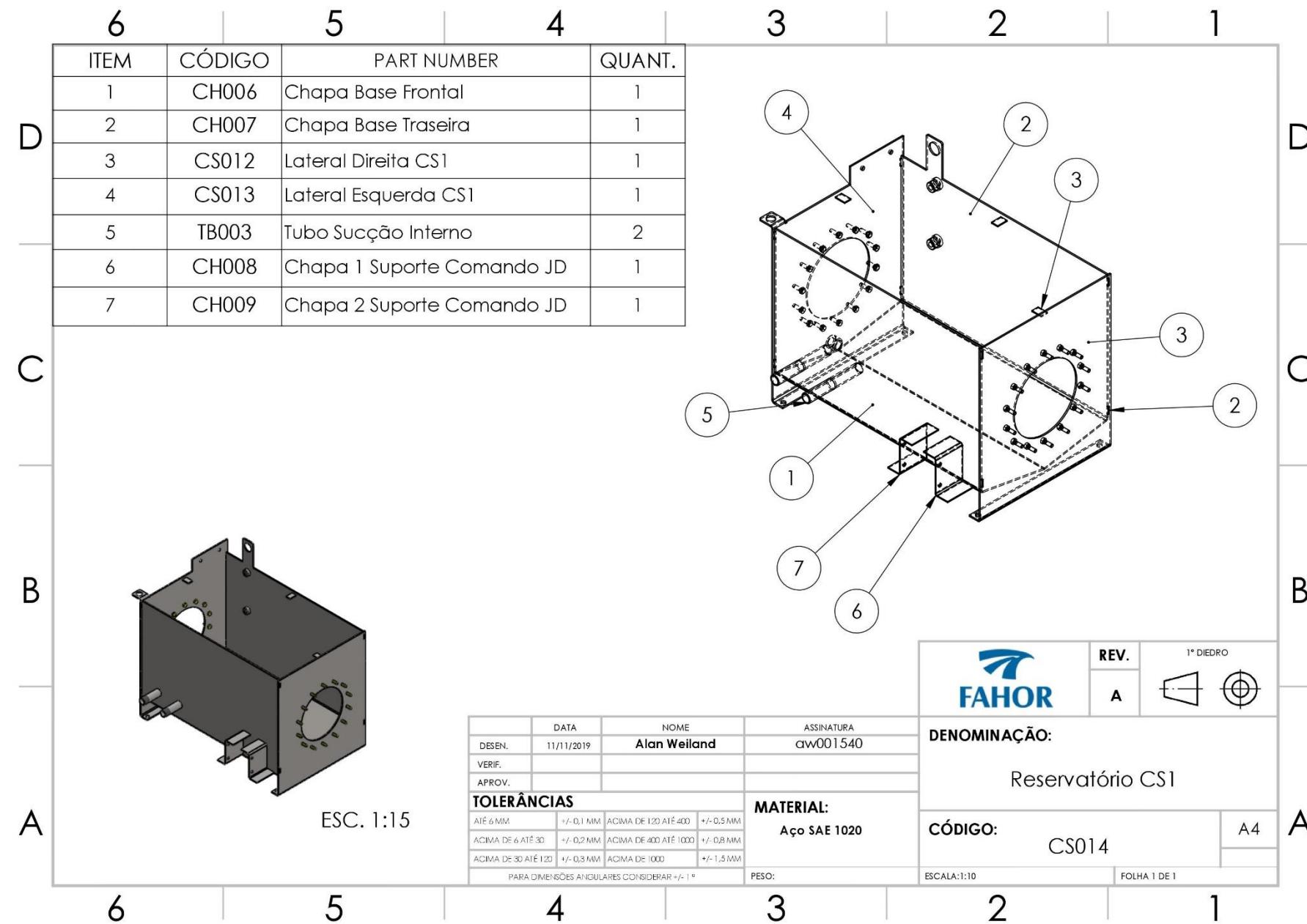


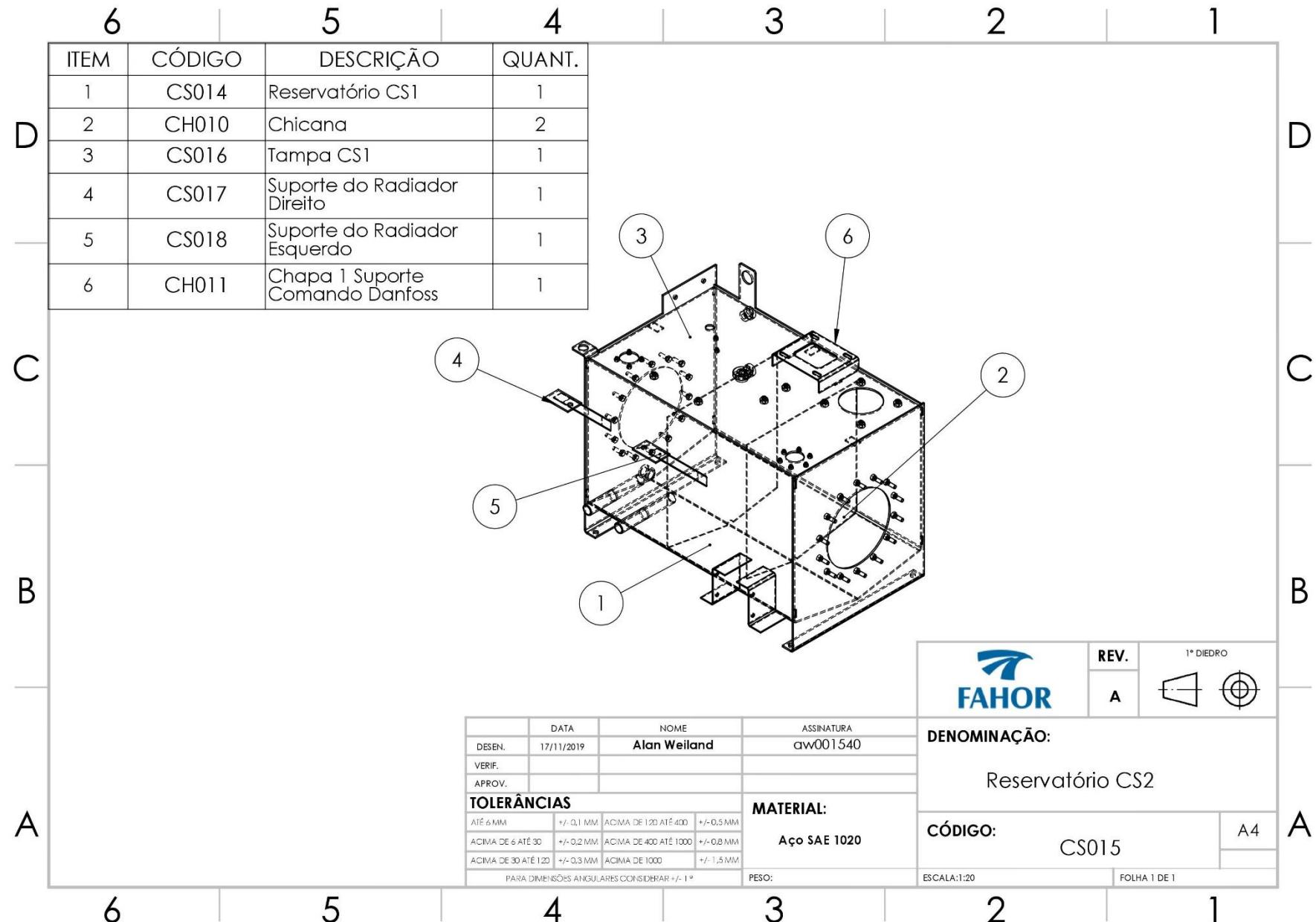


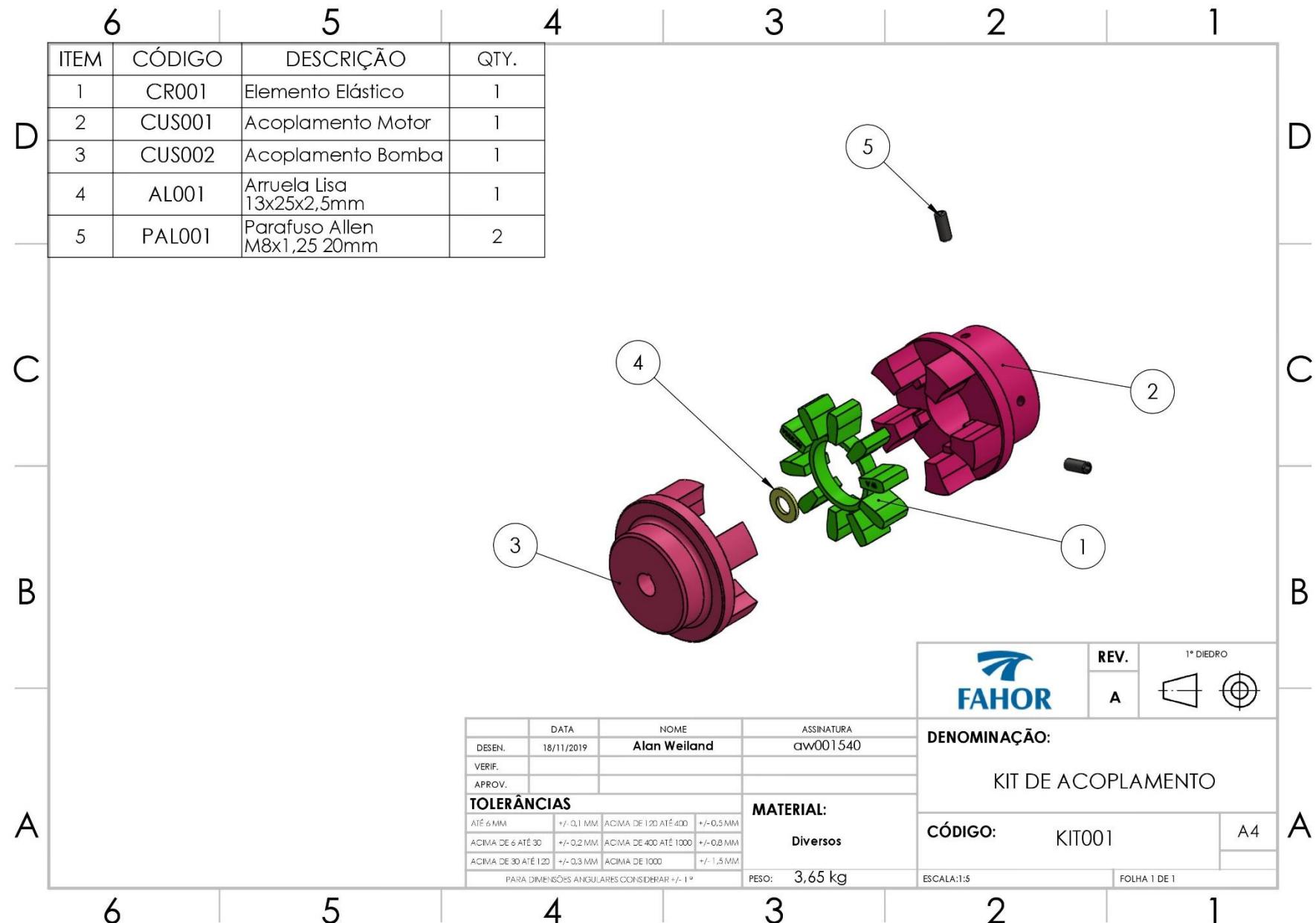












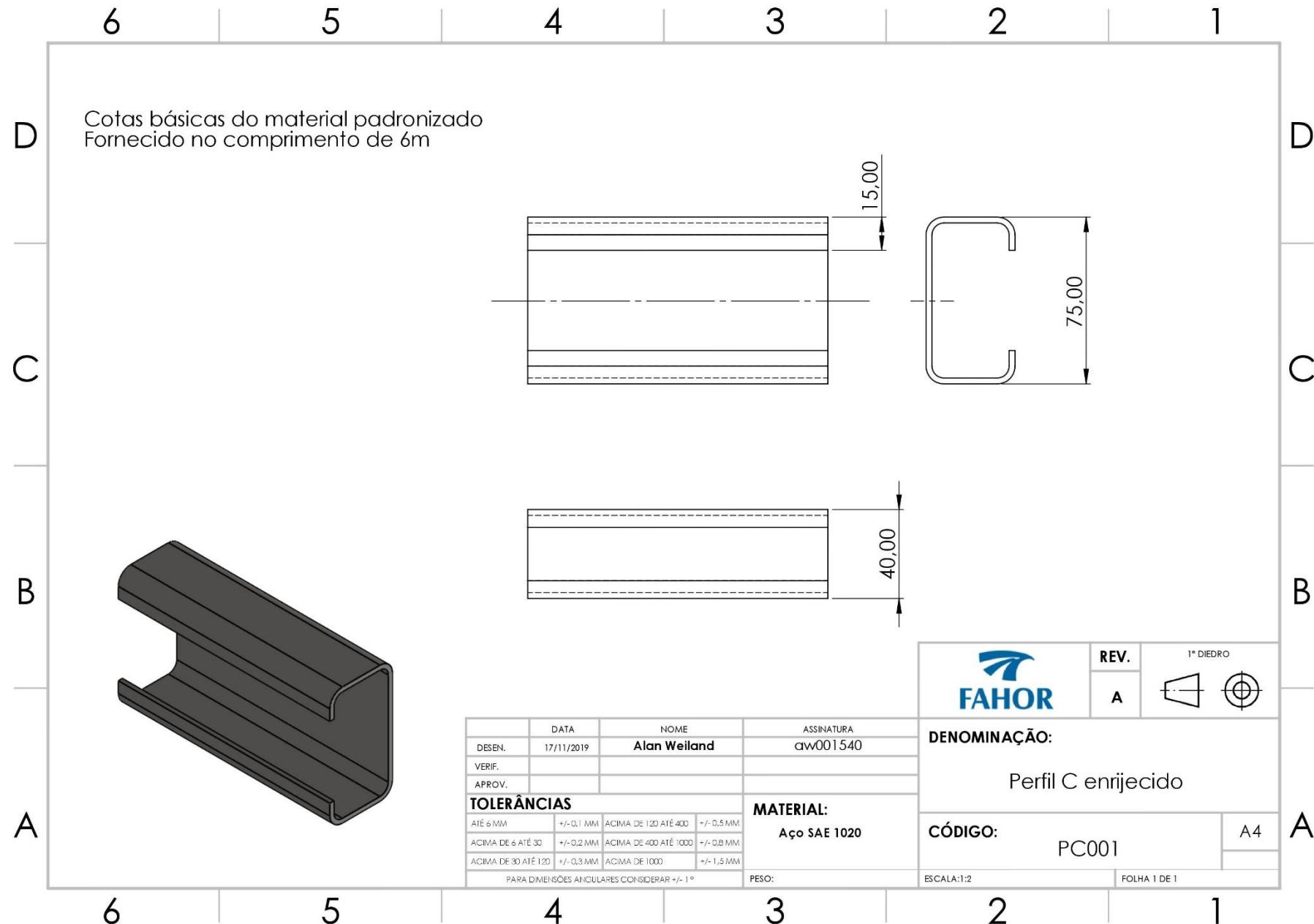
APÊNDICE B – DESENHOS DE ITENS CRÍTICOS

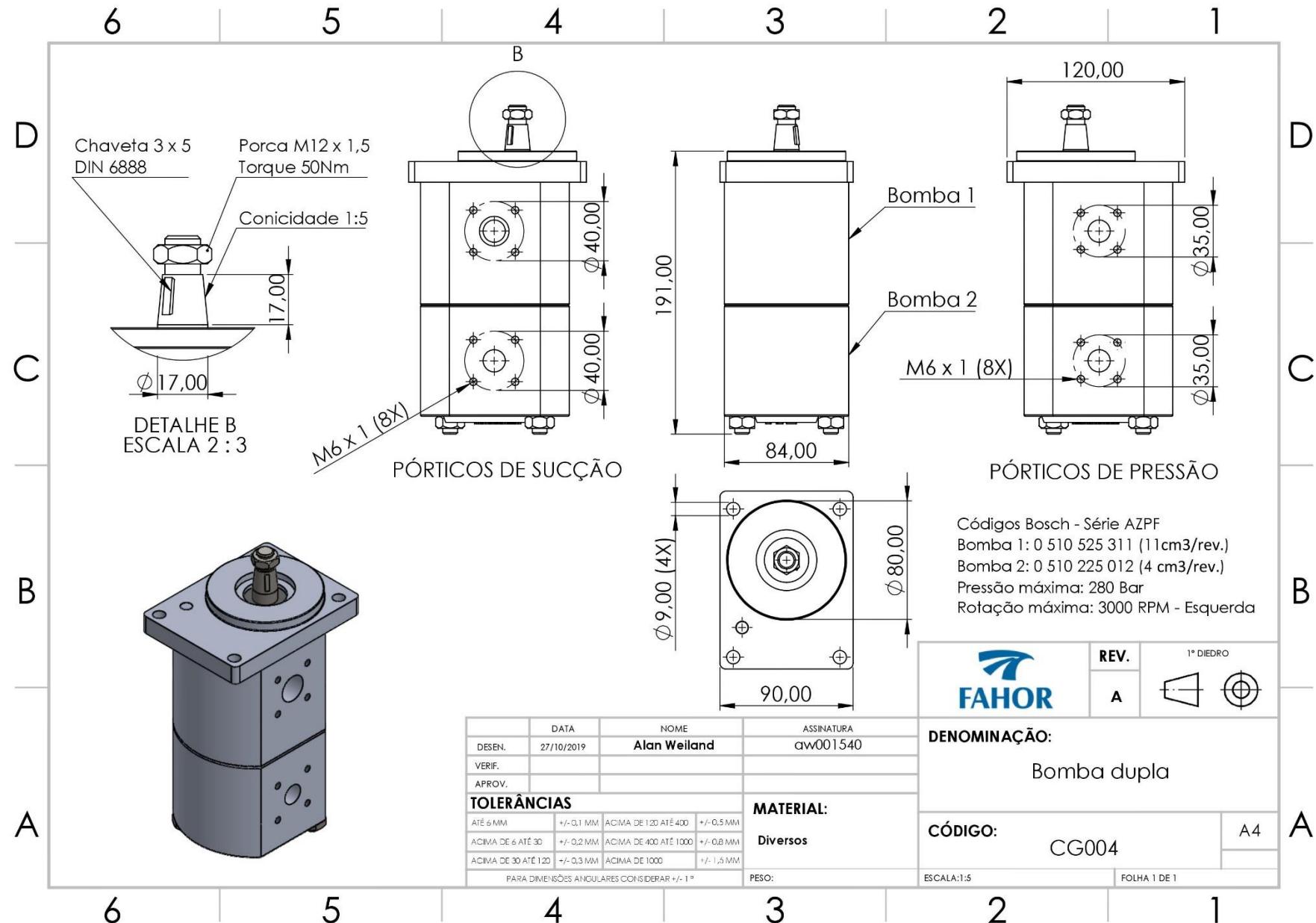
Nas próximas 13 páginas são apresentados os desenhos detalhados dos componentes críticos que compõe a UPCH, os desenhos seguem ordenados de acordo com o Quadro 13.

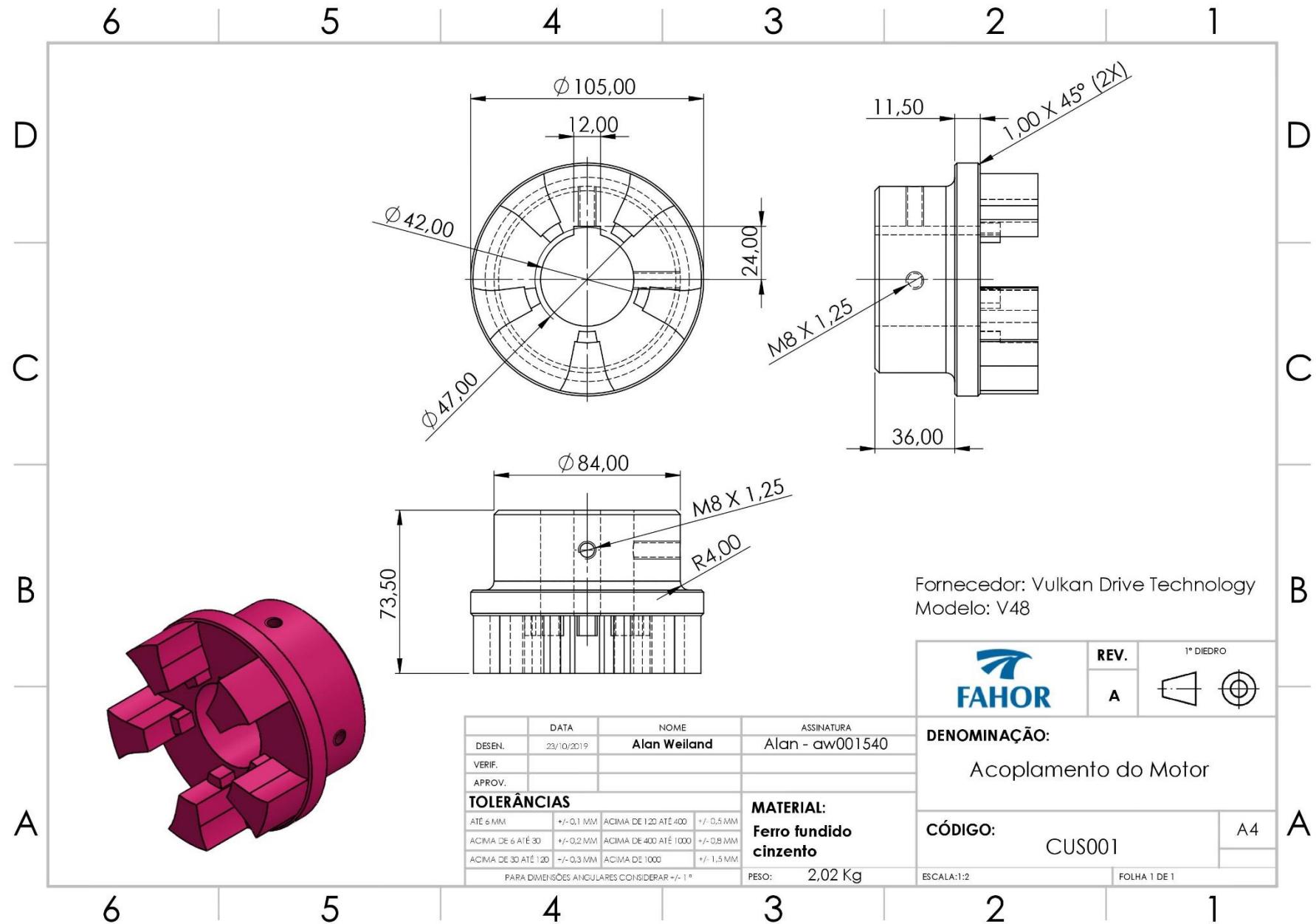
Quadro 13: Ordenação dos desenhos detalhados dos componentes críticos.

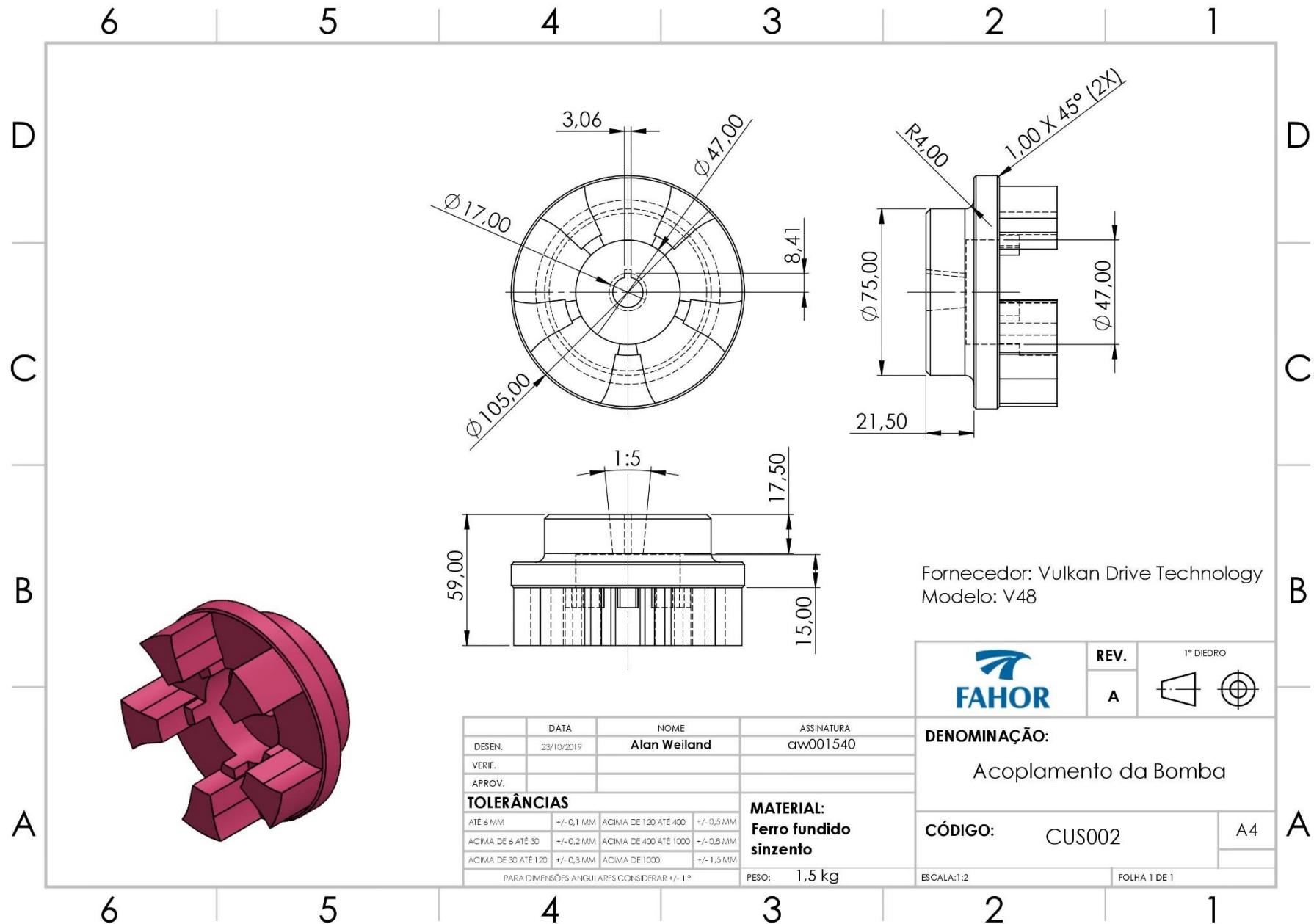
Ordem	Código do conjunto	Descrição
1	PC001	Perfil C enrijecido
2	CG004	Bomba dupla
3	CUS001	Acoplamento do motor
4	CUS002	Acoplamento da bomba
5	MN001	Mangueira de pressão 1
6	MN002	Mangueira de pressão 2
7	MN003	Mangueira de pressão 3
8	MN004	Mangueira de pressão 4
9	MN005	Mangueira da válvula VM2
10	MN006	Mangueira da válvula VM3
11	MN007	Mangueira de retorno 1
12	MN008	Mangueira de retorno 2
13	MN009	Mangueira de retorno 3

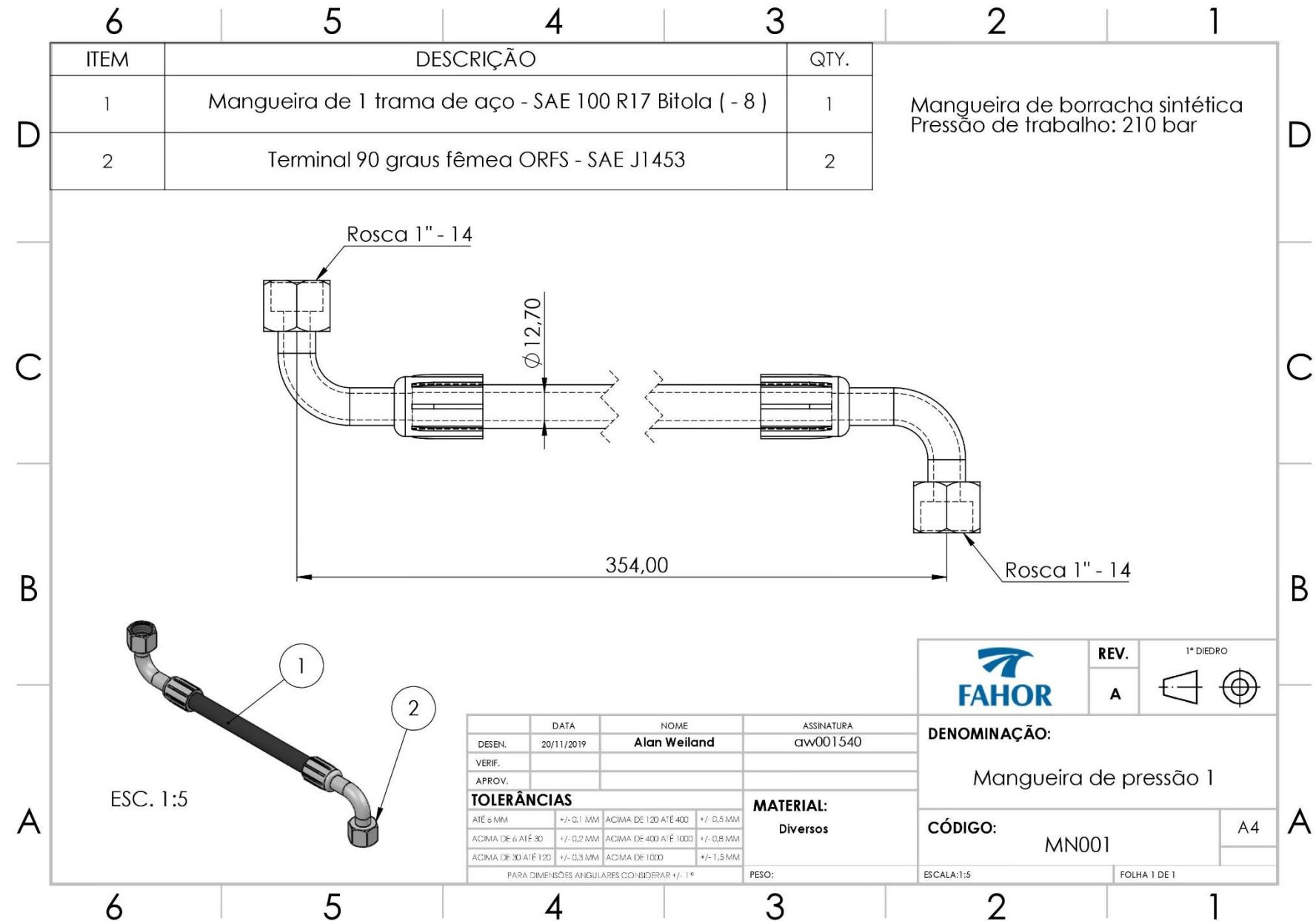
Fonte: O autor, 2019.

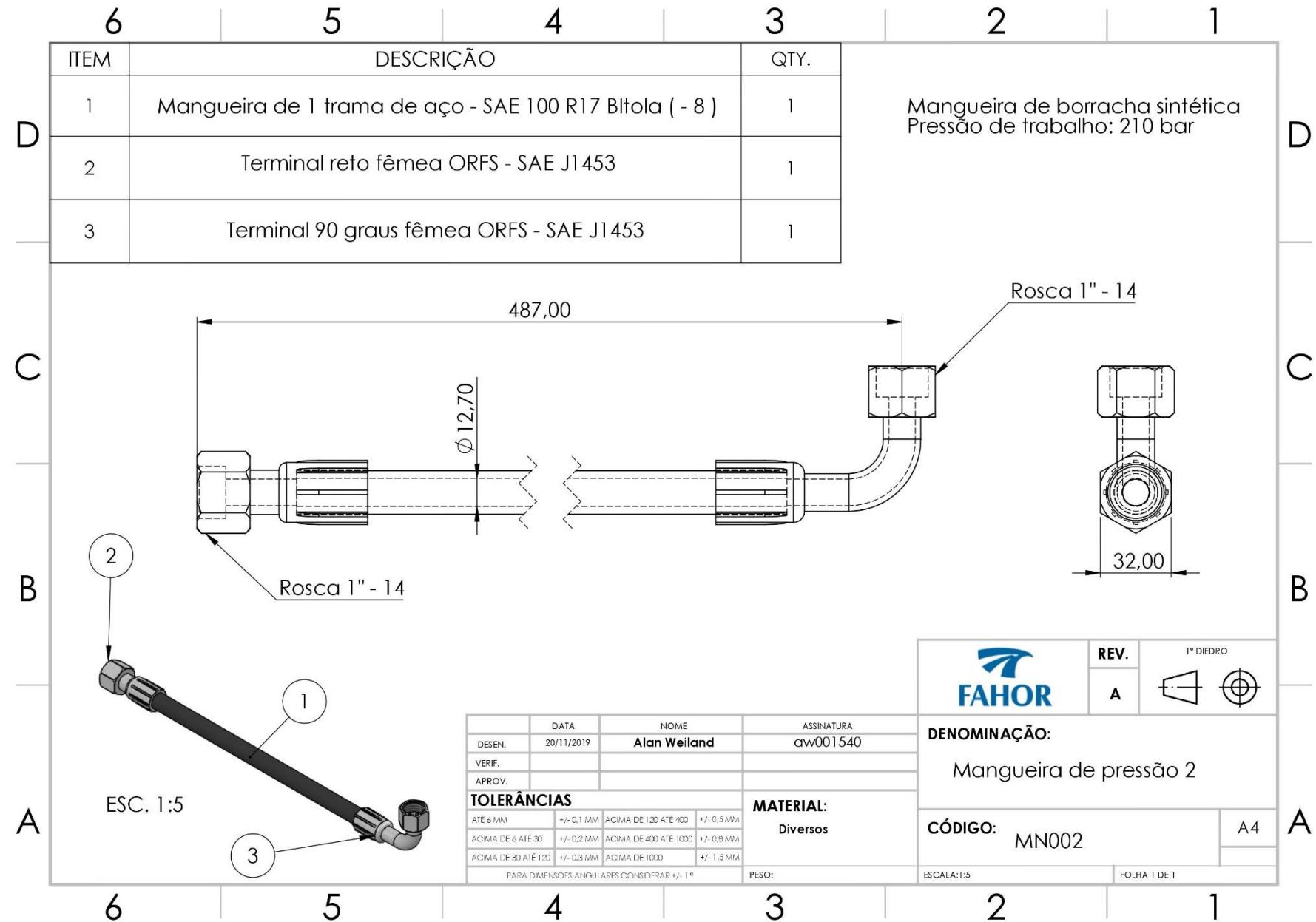


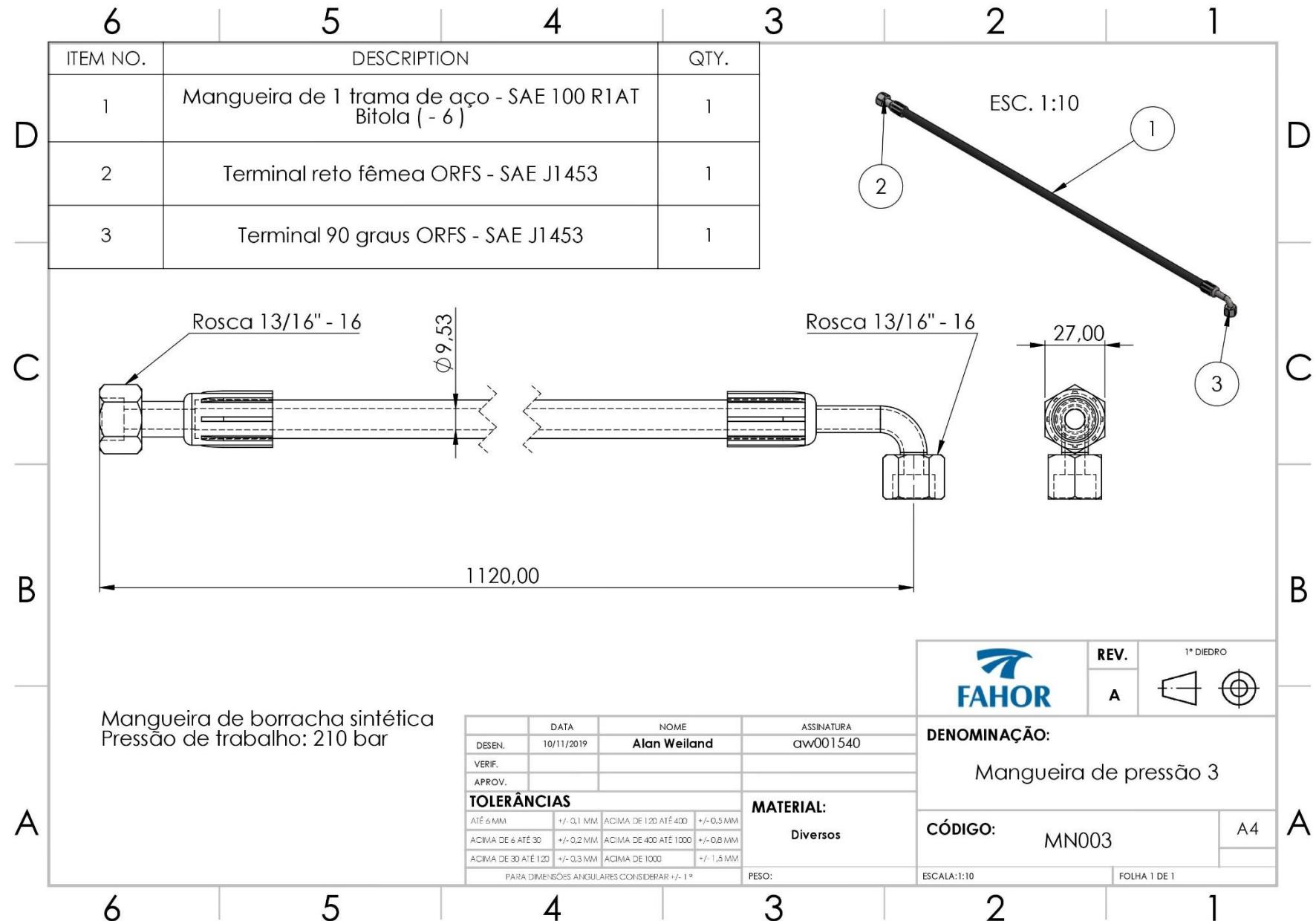








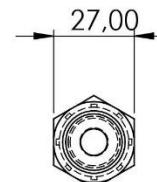




6	5	4	3
ITEM	DESCRIÇÃO	QTY.	
1	Mangueira de 1 trama de aço - SAE 100 R1AT Bitola (- 6)	1	
2	Terminal reto fêmea ORFS - SAE J1453	2	



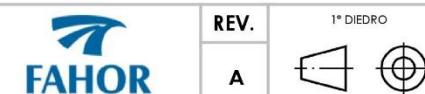
ESC. 1:5



Technical drawing C shows a cross-section of a cable assembly. The assembly consists of two cylindrical connectors at the ends, connected by a central tube. A dimension line indicates a diameter of $\varnothing 9,53$. The total length of the assembly is labeled as 400,00.

Mangueira de borracha sintética
Pressão de trabalho: 210 bar

	DATA	NOME	ASSINATURA
DESEN.	10/11/2019	Alan Weiland	aw001540
VERIF.			
APROV.			
TOLERÂNCIAS			MATERIAL:
ATÉ 6 MM	+/- 0,1 MM	ACIMA DE 120 ATÉ 400	+/- 0,5 MM
ACIMA DE 6 ATÉ 30	+/- 0,2 MM	ACIMA DE 400 ATÉ 1000	+/- 0,8 MM
ACIMA DE 30 ATÉ 120	+/- 0,3 MM	ACIMA DE 1000	+/- 1,5 MM
PARA DIMENSÕES ANULARES CONSIDERAR +/- 1°			PESO:

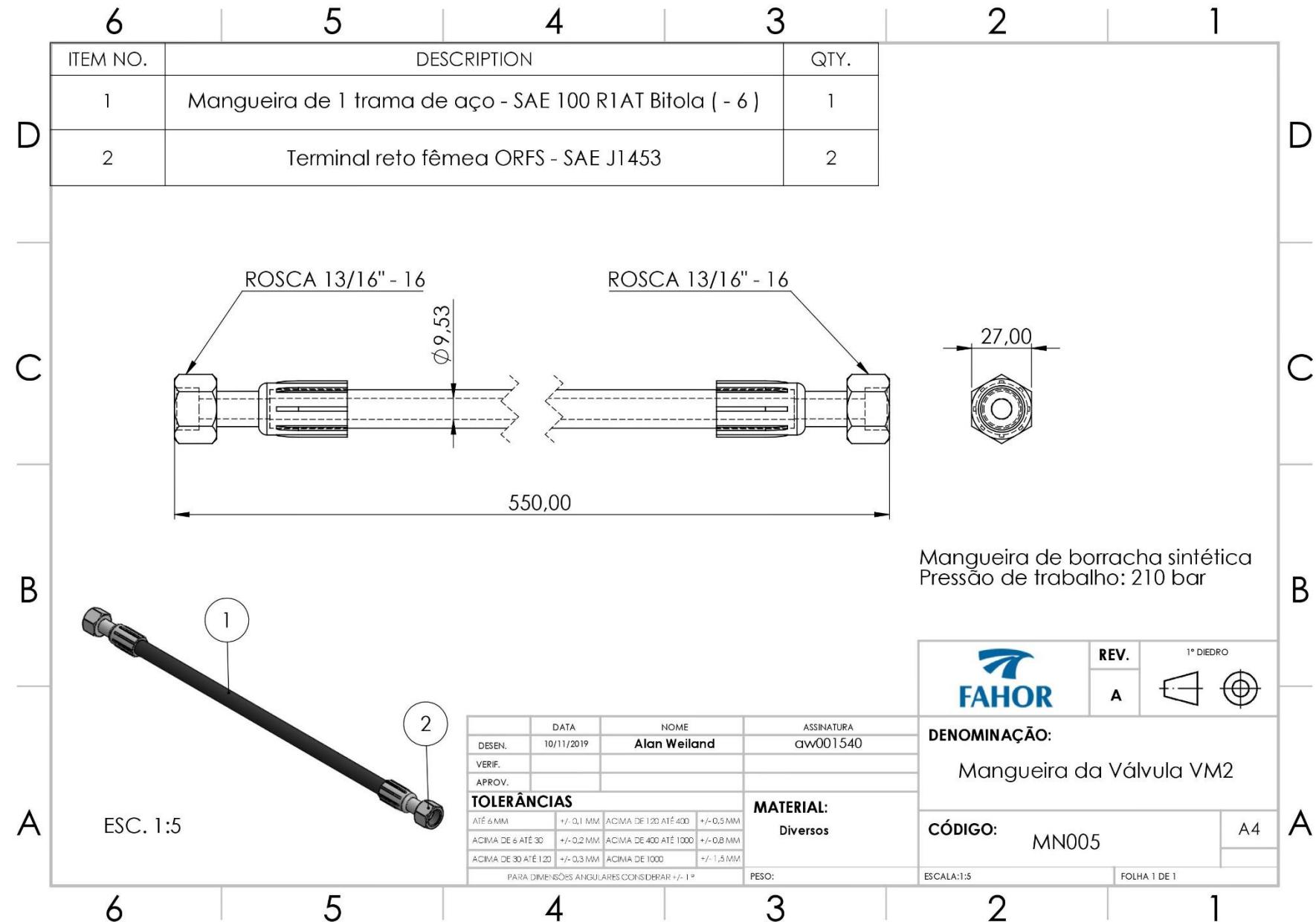


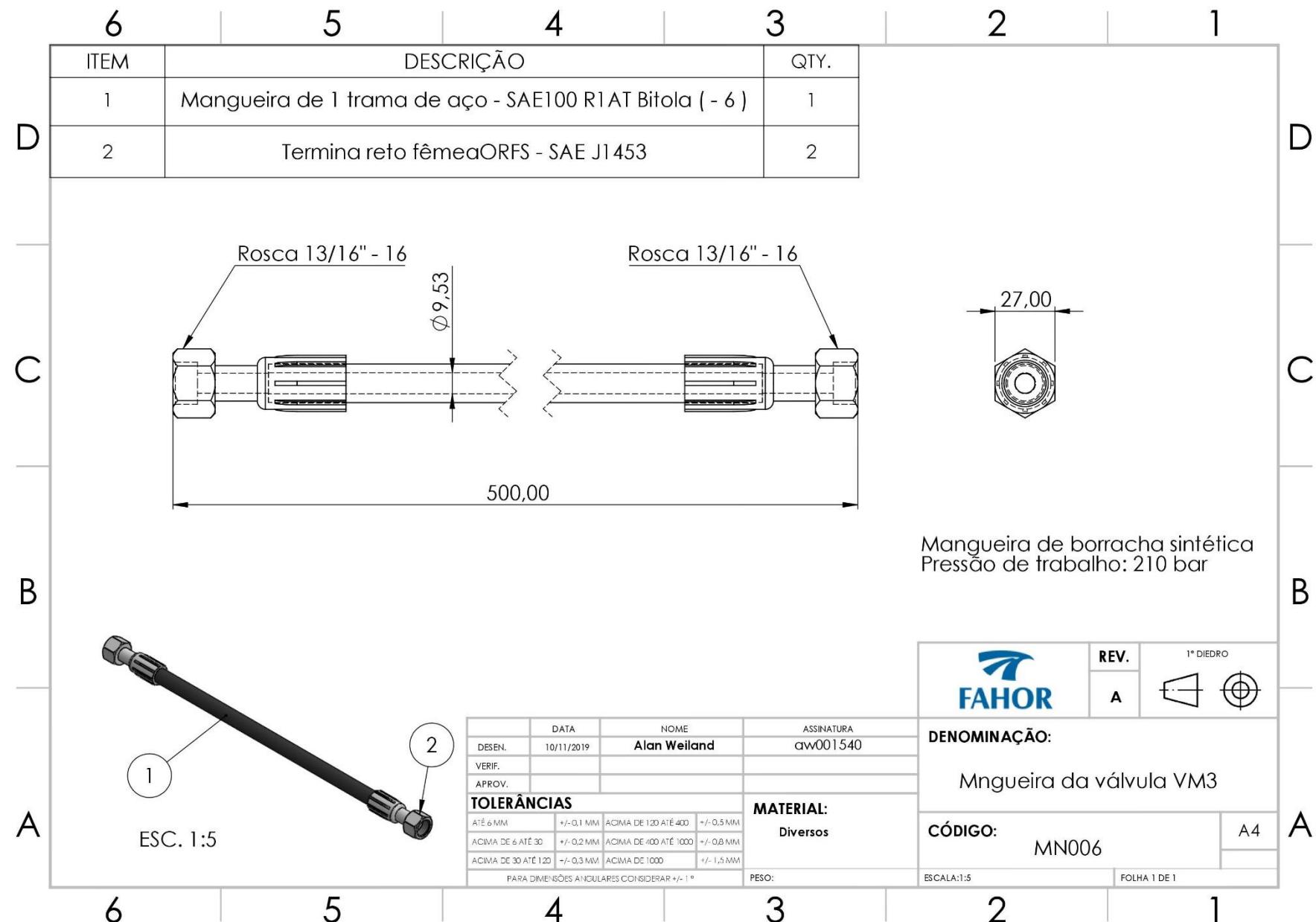
DENOMINAÇÃO:

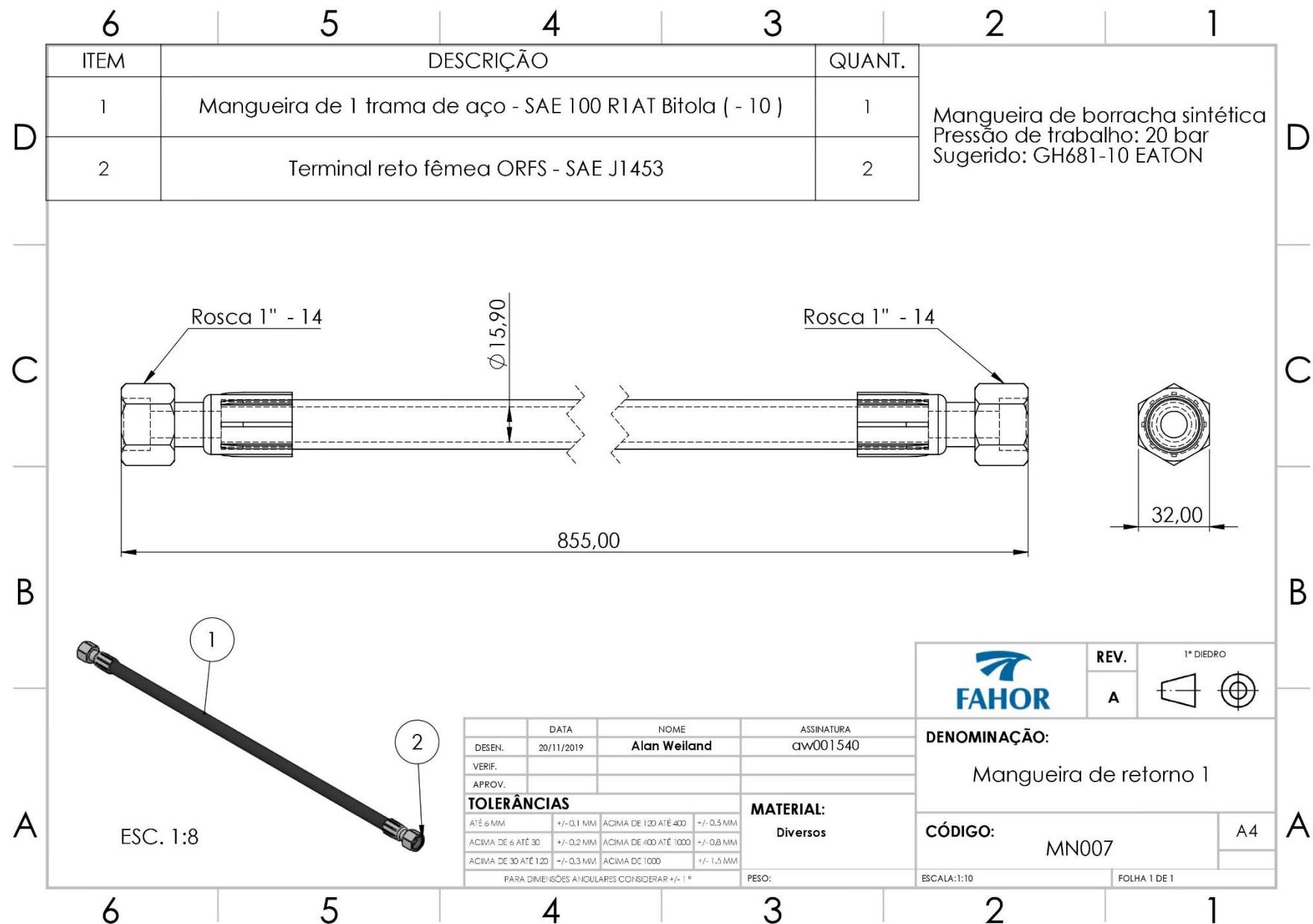
Mangueira de pressão 4

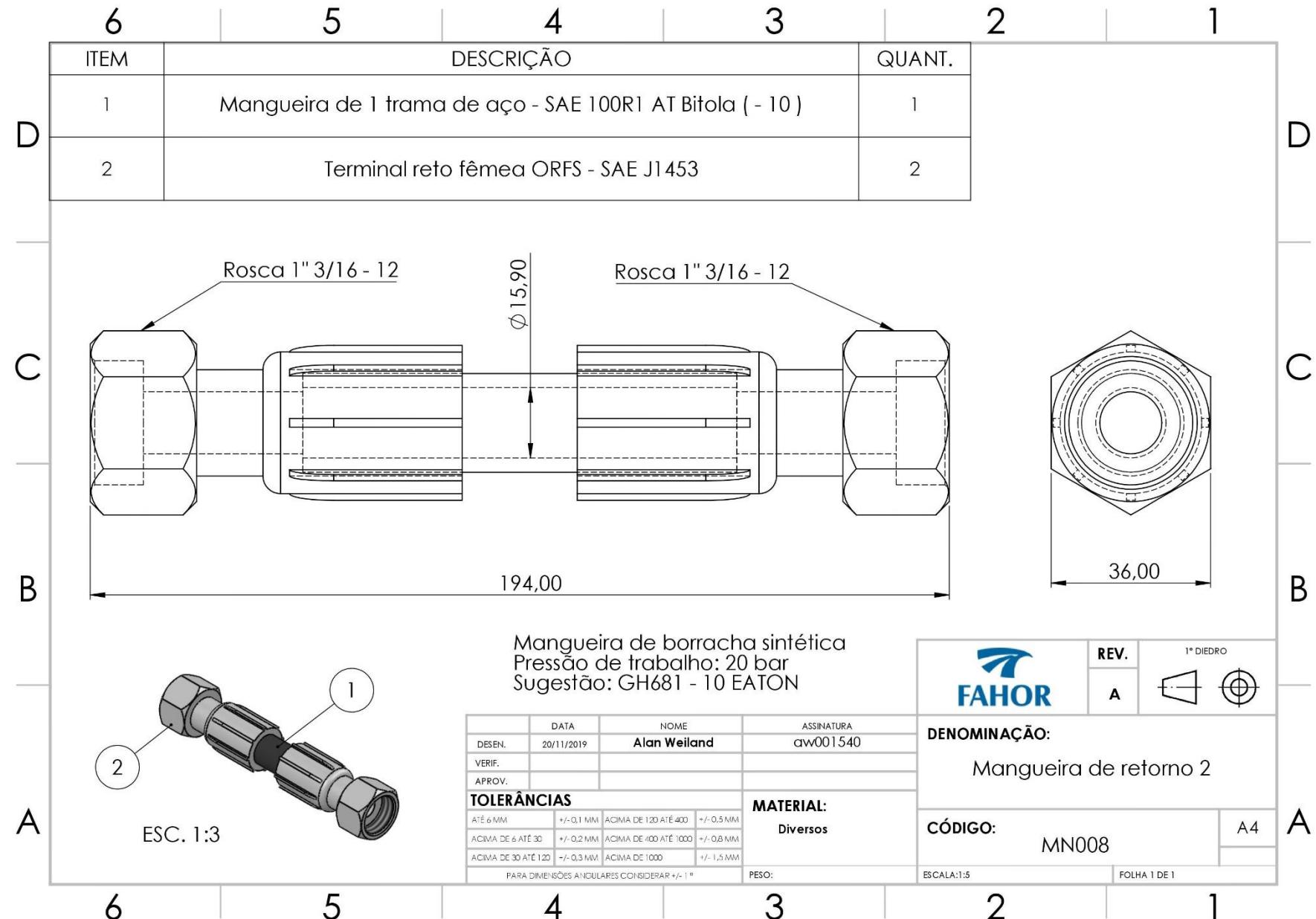
CÓDIGO: MN004

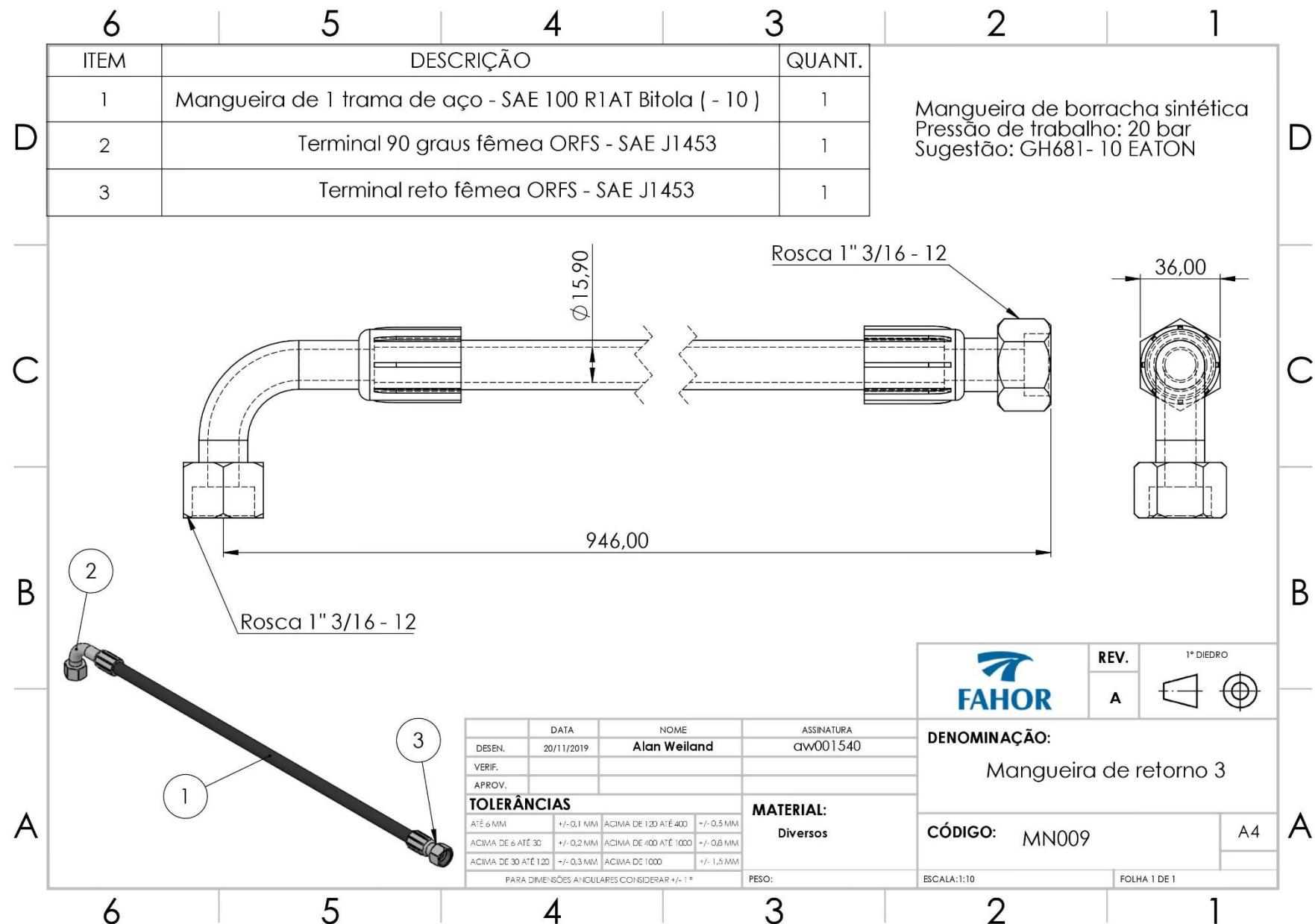
A









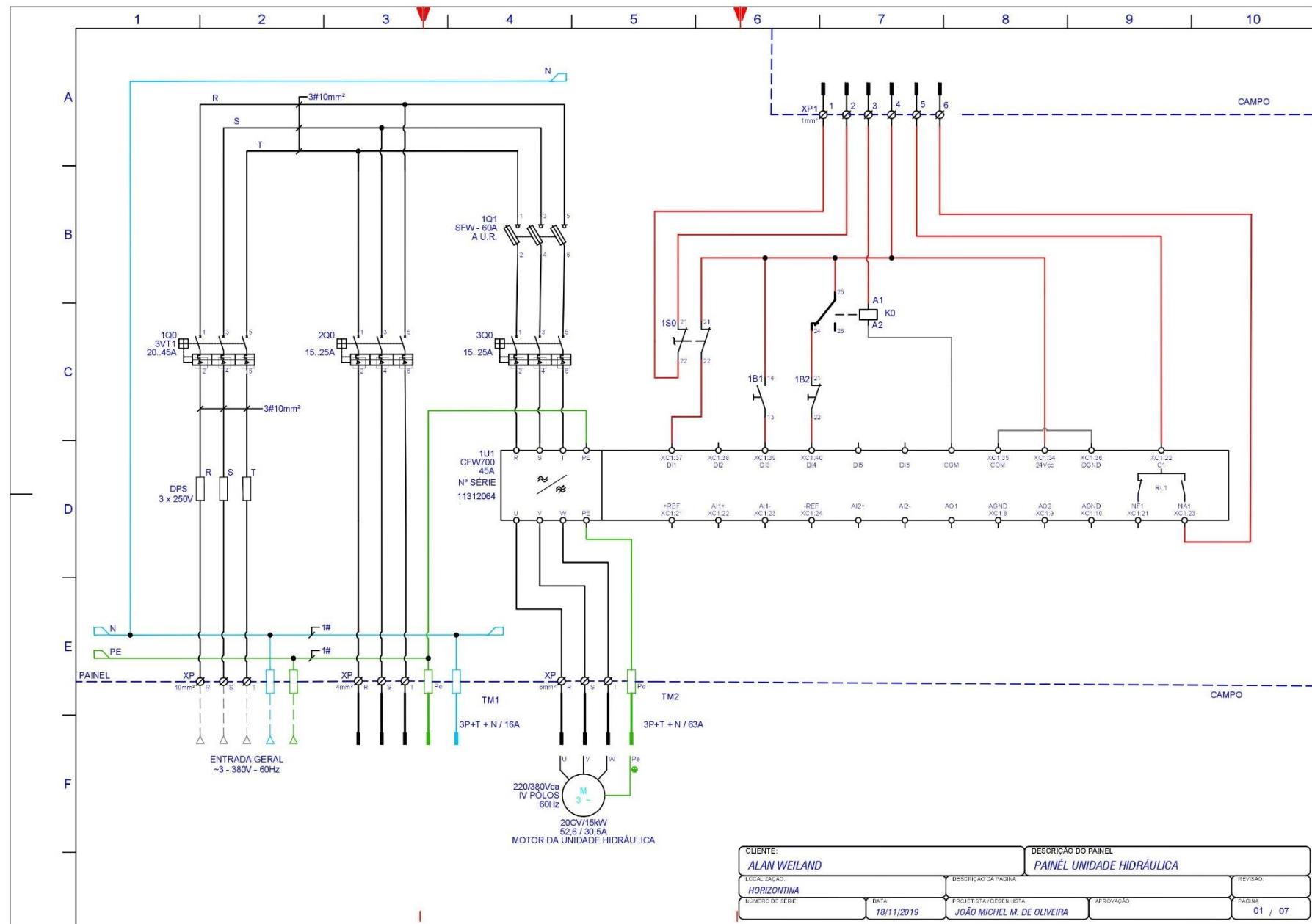


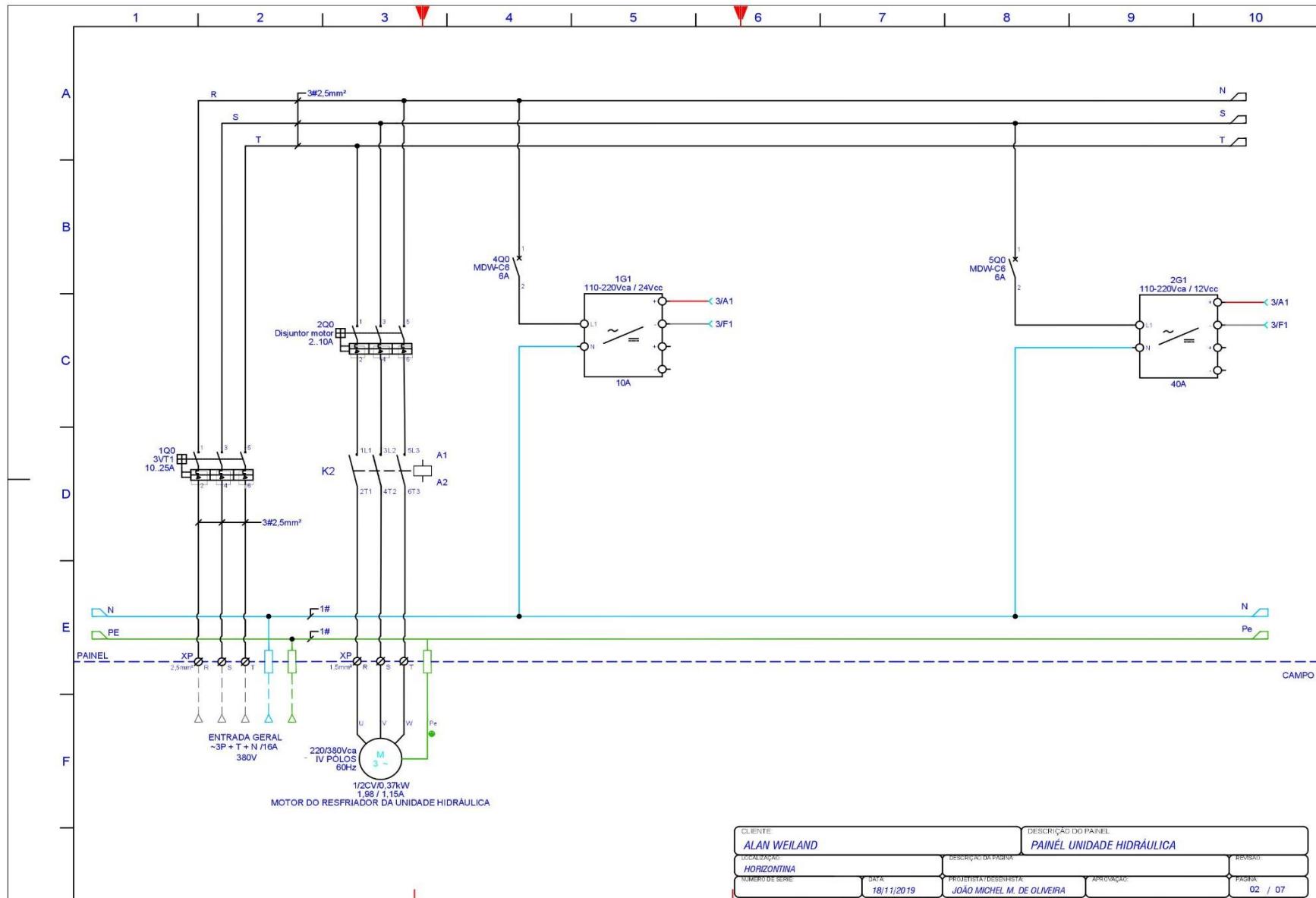
APÊNDICE C – CIRCUITO ELÉTRICO DOS PAINÉIS

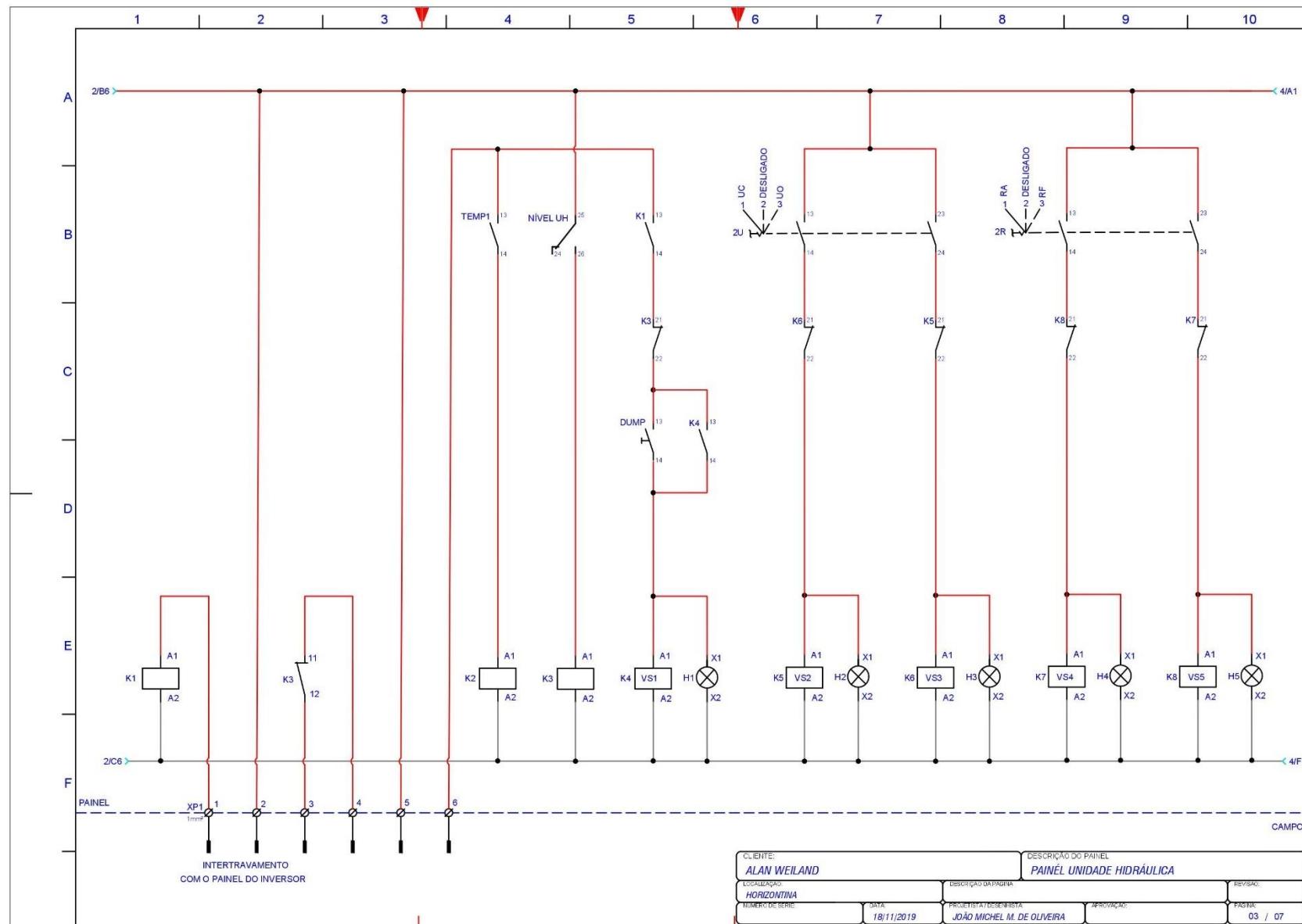
Nas próximas 7 páginas é apresentado o circuito elétrico dos painéis de acionamento da UPCH, os desenhos seguem ordenados de acordo com o Quadro 14.

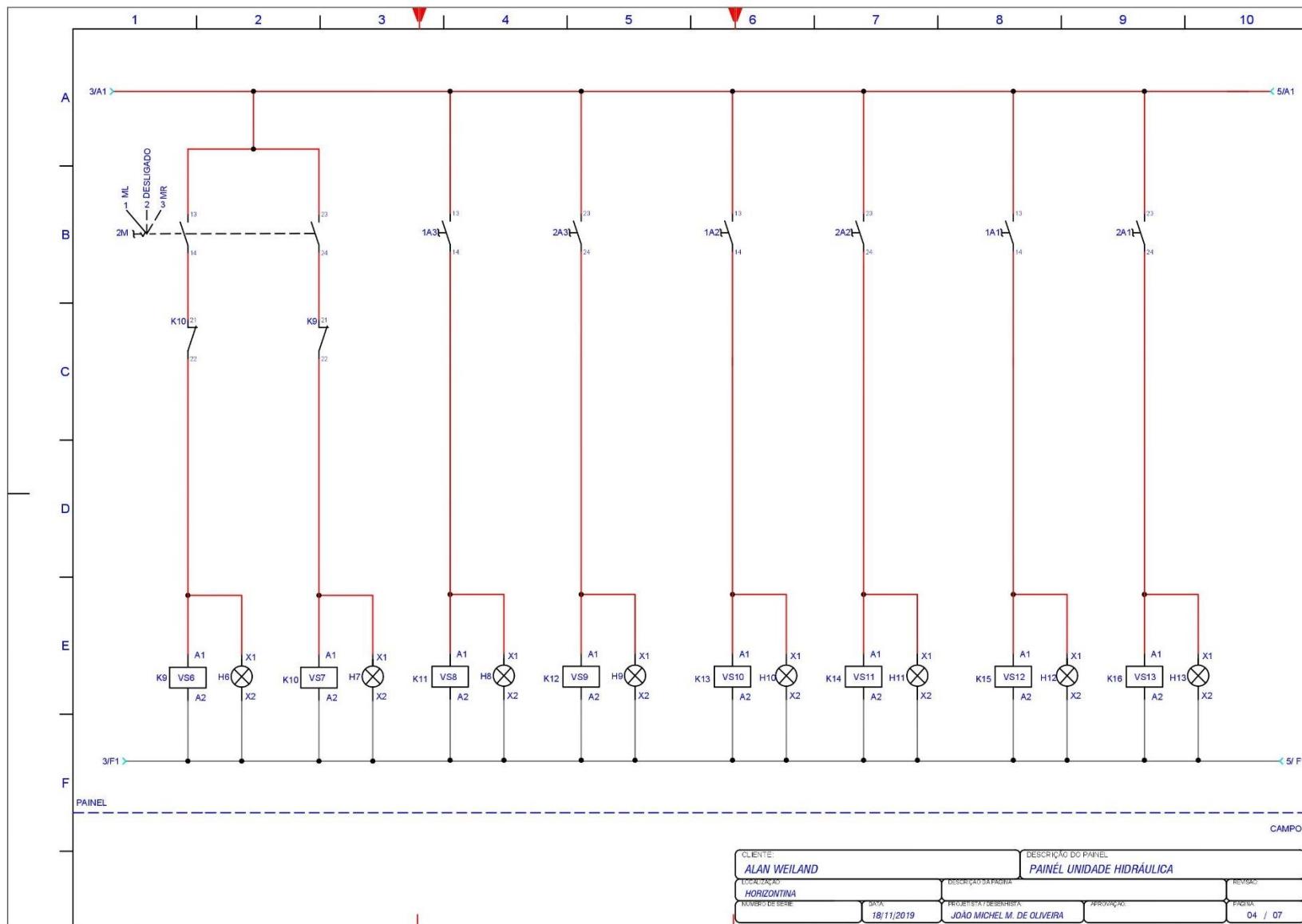
Quadro 14: Ordenação das páginas do circuito dos painéis de acionamento.

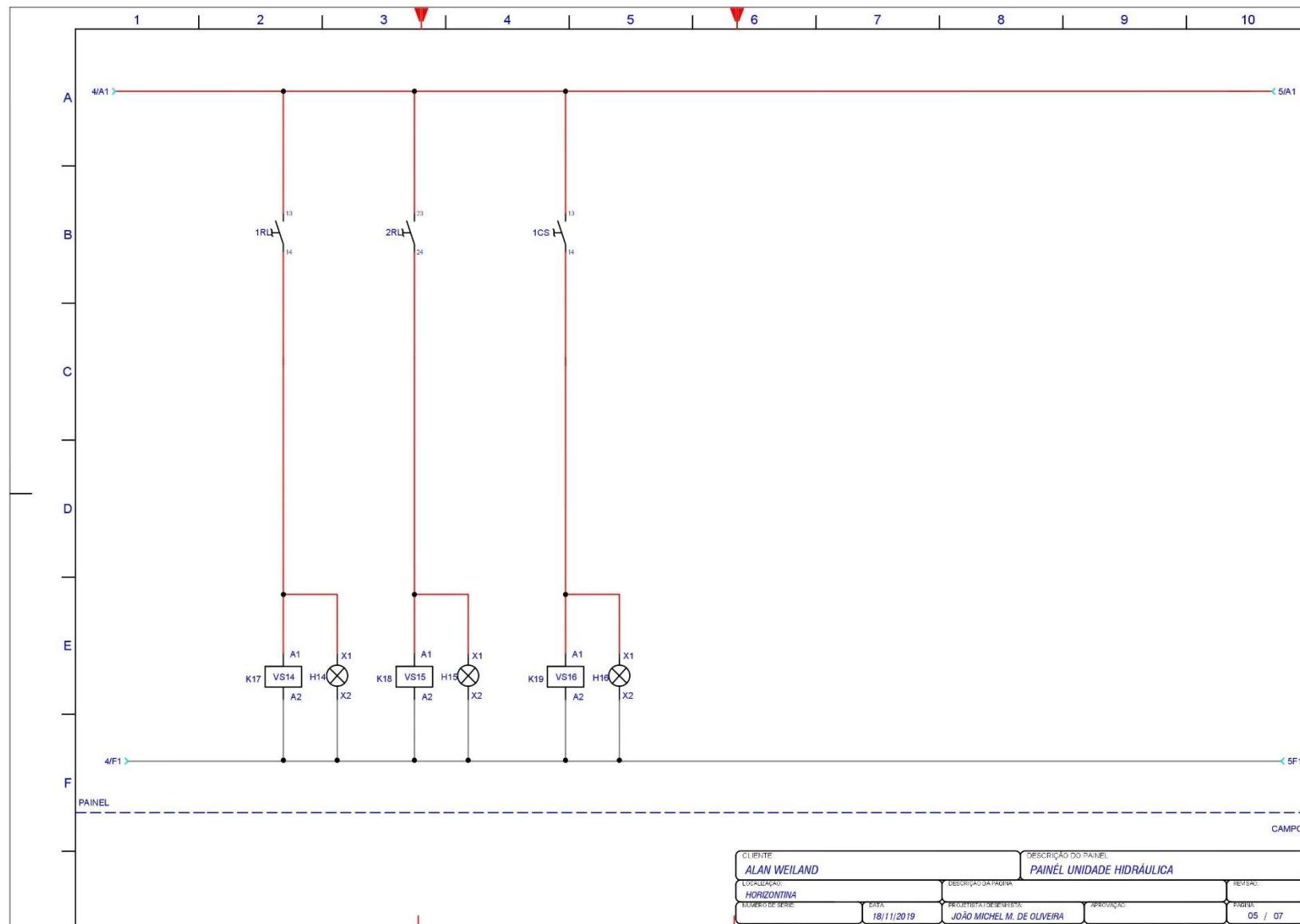
Ordem	Página	Descrição
1	01/07	Circuito de potência do painel de acionamento 1
2	02/07	Circuito de potência do painel de acionamento 2
3	03/07	Circuito de comando da UPCH
4	04/07	Circuito de comando da UPCH
5	05/07	Circuito de comando da UPCH
6	06/07	Circuito de comando da UPCH
7	07/07	Circuito de comando da UPCH



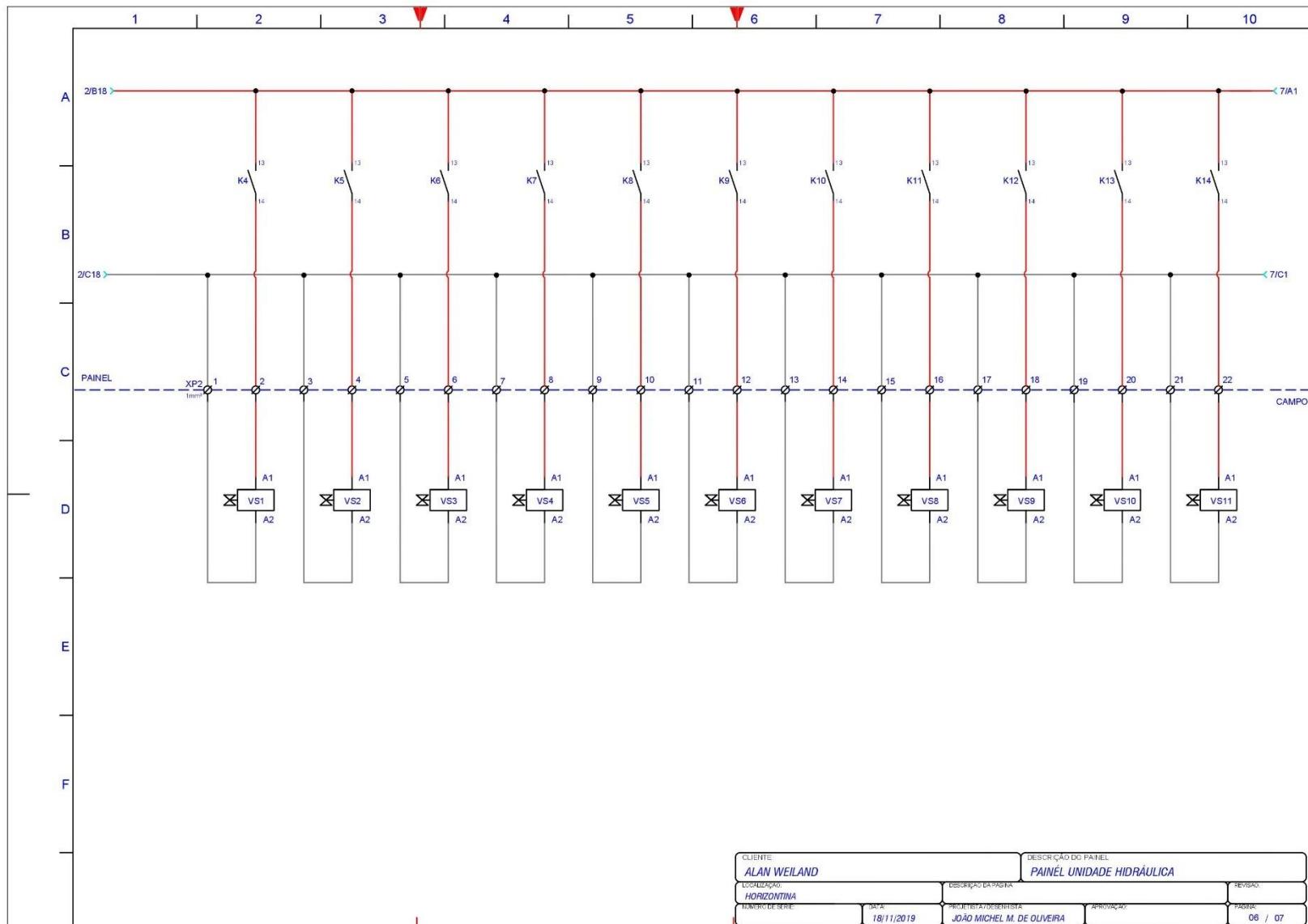


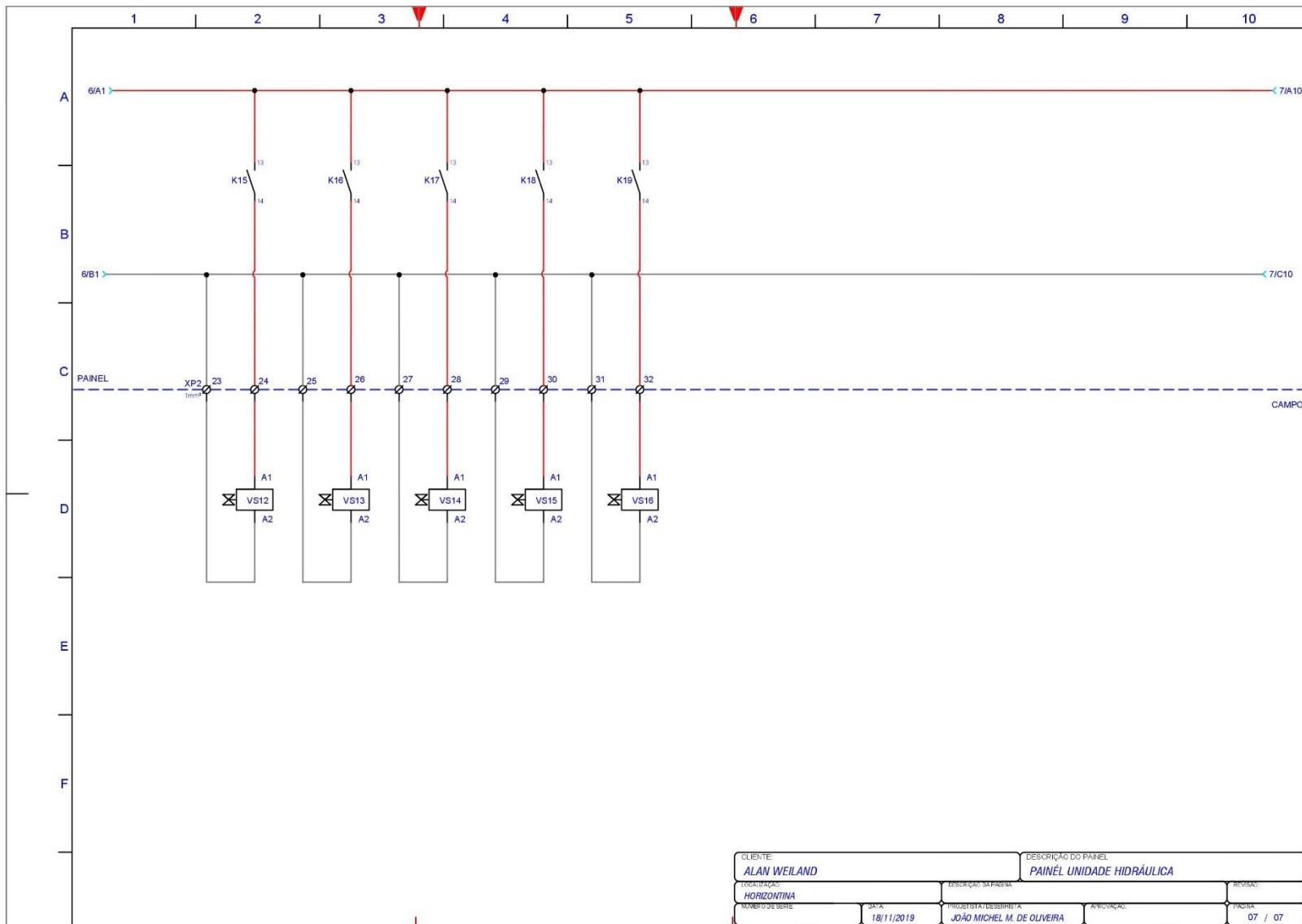




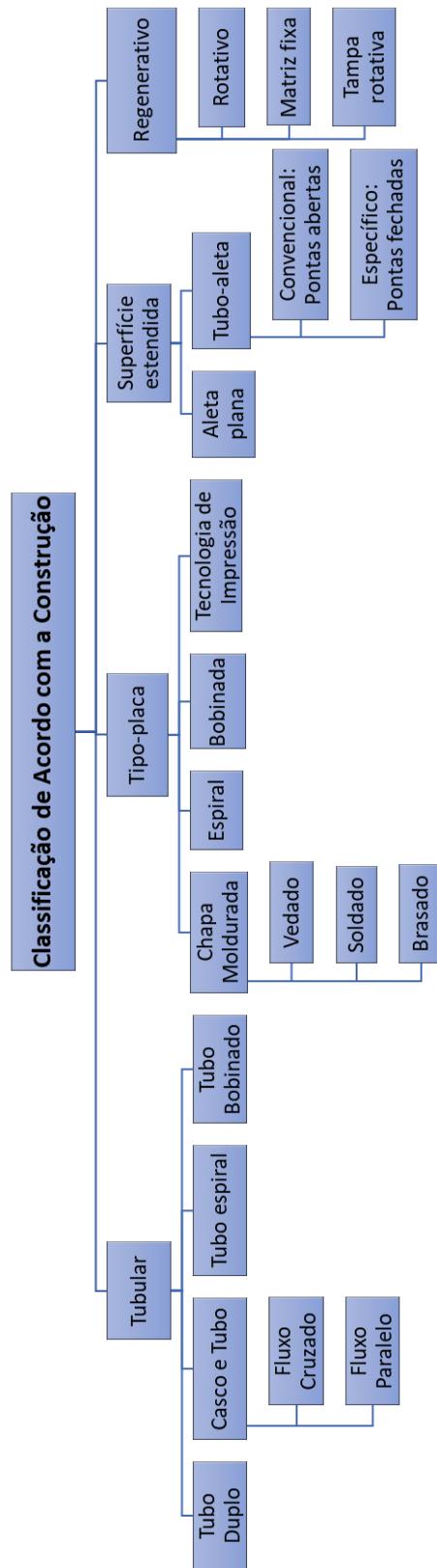


CLÍENTE ALAN WEILAND	LOCALIZAÇÃO HORIZONTINA	DESCRICAÇÃO DA PRÓDUA PAINÉL UNIDADE HIDRÁULICA	REVISÃO:
NÚMERO DE SÉRIE	DATA	PROJETISTA/DESENVOLVEDOR: JOÃO MICHEL M. DE OLIVEIRA	APROVAÇÃO:
	18/11/2019		PAINEL: 05 / 07





ANEXO A – CLASSIFICAÇÃO DOS TROCADORES DE CALOR



Fonte: Adaptado de Shah e Sekulić, 2003, p. 2.

ANEXO B – TABELA DE CONVERSÃO DE VISCOSIDADES

Grau de Viscosidade ISO	Ponto Médio da Viscosidade, cSt a 40°C	Limites da Viscosidade Cinemática, cSt a 40°C		Viscosidade Equivalente SSU
		Mínimo	Máximo	
2	2,2	1,98	2,42	32
3	3,2	2,88	3,52	36
5	4,6	4,14	5,06	40
7	6,8	6,12	7,48	50
10	10	9	11	60
15	15	13,5	16,5	75
22	22	19,8	24,2	105
32	32	28,8	35,2	150
46	46	41,4	50,6	215
68	68	61,2	74,8	315
100	100	90	110	465
150	150	135	165	700
220	220	198	242	1000
320	320	288	352	1500
460	460	414	506	2150
680	680	612	748	3150
1000	1000	900	1100	4650
1500	1500	1350	1650	7000

Fonte: Chevron, 2005, p. 20.

ANEXO C – TABELA DE BITOLAS DE MANGUEIRAS NBR 14831

Classificação Traço ou Módulo	Diâmetro interno (polegada) (Exceto 100 R5 \ 100 R14)	Diâmetro Interno (Polegada)	
		100 R5	100 R14
-3	3/16	-	1/8
-4	1/4	3/16	3/16
-5	5/16	1/4	1/4
-6	3/8	5/16	5/16
-8	1/2	13/32	13/32
-10	5/8	1/2	1/2
-12	3/4	5/8	5/8
-14	7/8	-	-
-16	1	7/8	7/8
-18	-	-	1
-20	1.1/4	1.1/8	1.1/8
-24	1.1/2	1.3/8	-
-32	2	1.13/16	-
-40	2.1/2	2.3/8	-
-48	3	3	-

Fonte: Adaptado de ABNT, 2002, p. 2.

ANEXO D – QUADRO DE CLASSIFICAÇÃO DE MANGUEIRAS PELA SAE

SAE DIMENSIONAL AND PERFORMANCE STANDARDS FOR HYDRAULIC HOSE							
SAE standard hydraulic hose type/application	Compatible hydraulic fluids	Temperature range, °F	ID range, in.	Maximum operating pressure, psi	Proof pressure range, psi	Minimum burst pressure range, psi	Minimum bend radius, in.
100R1—Steel wire reinforced, rubber coated	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 2	575 to 3,250	1,150 to 6,500	2,300 to 13,000	3.5 to 25
100R2—High-pressure steel wire, reinforced rubber cover	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 2	1,150 to 6,000	2,250 to 12,000	4,500 to 24,000	3.5 to 25
100R3—Double fiber, braid rubber cover – High-temp, low-pressure	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 1-1/4	375 to 1,500	750 to 3,000	1,500 to 6,000	3 to 10
100R4—Wire inserted, hydraulic suction and return	Petroleum & water based	-40 to 212	3/4 to 4	35 to 300	70 to 600	140 to 1,200	5 to 24
100R5—Single wire braid, textile cover; Transportation/DOT	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 3-1/16	200 to 3,000	400 to 6,000	800 to 12,000	3 to 33
100R6—Single fiber braid, rubber cover–Transportation	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 3/4	300 to 500	600 to 1,000	1,200 to 2,000	2 to 6
100R7—Single fiber braid, thermoplastic-Hydraulic	Petroleum, water based & synthetic	-40 to +212	1/8 to 1	1,000 to 3,000	2,000 to 6,000	4,000 to 12,000	1 to 12
100R8—High pressure, thermoplastic-Hydraulic	Petroleum, water based & synthetic	-40 to 212	1/8 to 1	2,000 to 6,000	4,000 to 12,000	8,000 to 24,000	1 to 12
100R9	No longer part of the SAE standard.						
100R10	No longer part of the SAE standard.						
100R11	No longer part of the SAE standard.						
100R12—Heavy duty, high impulse, four-spiral wire reinforced, rubber cover-Hydraulic	Petroleum & water based	-40 to 250	3/8 to 2	2,500 to 4,000	5,000 to 8,000	10,000 to 16,000	5 to 25
100R13—Heavy duty, high impulse, 4- & 6-spiral steel wire reinforced, rubber cover; Hydraulic	Petroleum & water based	-40 to 250	3/4 to 2	5,000	10,000	20,000	9.5 to 25
100R14—High temperature, corrosive fluids, PTFE-lined hydraulic hose, single-stainless steel braid	Petroleum, water based & synthetic	-65 to +400	3/16 to 1 1/4	600 to 1,500	1,200 to 6,000	2,500 to 12,000	1.5 to 16
100R15—Heavy duty, ultra-high-pressure, 6-spiral steel wire reinforced, rubber cover-Hydraulic	Petroleum based	-40 to 250	3/8 to 1-1/2	6,000	12,000	24,000	6 to 21
100R16—Compact, high-pressure, 2-braided wire reinforced rubber cover; Hydraulic	Petroleum & water based	-40 to 212	1/4 to 1-1/4	1,800 to 5,800	3,600 to 11,600	7,200 to 23,200	2 to 8
100R17—Compact, maximum operating pressure, 1- and 2-steel braided wire reinforced rubber cover; Hydraulic	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 1	3,000	6,000	12,000	2 to 6
100R18—Thermoplastic, synthetic-fiber reinforcement, thermoplastic cover; Hydraulic	Petroleum, water-based, synthetic	-40 to 212	1/8 to 1	3,000	6,000	12,000	1 to 10
100R19—Compact, maximum operating pressure, 1- and 2-braided steel wire, reinforced rubber cover; Hydraulic	Petroleum & water based	-40 to 212	3/16 to 1	4,000	8,000	16,000	2 to 6

Fonte: Hydraulics & Pneumatics, 2019.

ANEXO E – TABELA DE CLASSES DE MANGUEIRAS PELA ISO 18752

ISO 18752 Classificação por performance				
Classe	Tipo	Resistência ao impulso		
		Temperatura	Pressão de Impulso (% PMT*)	Número mínimo de ciclos
A	AS	100°C	133%	200.000
	AC			
B	BS	100°C	133%	500.000
	BC			
C	CS	120°C	133% **	500.000
	CC			
D	DC	1120°C	133%	1.000.000

*PMT – Pressão máxima de trabalho.

** Para as classes de pressão 350 bar, 420 bar e 560 bar deve ser utilizado 120% da MPT.

Fonte: Adaptado de Parker, 2016.