

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
SANTA CATARINA - CÂMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA**

HENRIQUE GOBBI SILVÉRIO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SOFTWARE DE CONTROLE DE UNIDADE DE
POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA HIDROGERADORES**

FLORIANÓPOLIS, 2024.

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
SANTA CATARINA - CÂMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL MECÂNICA
CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA**

HENRIQUE GOBBI SILVÉRIO

**DESENVOLVIMENTO DE UM SOFTWARE DE CONTROLE DE UNIDADE DE
POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA HIDROGERADORES**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido
ao Instituto Federal de Educação, Ciência
e Tecnologia de Santa Catarina como parte
dos requisitos para obtenção do título de
Engenheiro em Mecatrônica.

Orientador:
Prof. Eduardo Yuji Sakurada, Doutor

Coorientador:
Francisco Rafael Moreira da Mota

FLORIANÓPOLIS, 2024.

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor.

Silvério, Henrique
**DESENVOLVIMENTO DE UM SOFTWARE DE CONTROLE DE UNIDADE
DE POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA HIDROGERADORES** / Henrique
Silvério; orientação de Eduardo Sakurada. - Florianópolis,
SC, 2024.
62 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) - Instituto Federal
de Santa Catarina, Câmpus Florianópolis. Bacharelado
em Engenharia Mecatrônica. Departamento
Acadêmico de Metal Mecânica.
Inclui Referências.

1. Automação. 2. Simulador. 3. Unidades hidráulicas.
4. Interface Homem Máquina. I. Sakurada, Eduardo.
II. Instituto Federal de Santa Catarina. III. **DESENVOLVIMENTO
DE UM SOFTWARE DE CONTROLE DE UNIDADE DE POTÊNCIA
HIDRÁULICA PARA HIDROGERADORES.**

DESENVOLVIMENTO DE UM SOFTWARE DE CONTROLE DE UNIDADE DE POTÊNCIA HIDRÁULICA PARA HIDROGERADORES

HENRIQUE GOBBI SILVÉRIO

Este trabalho foi julgado adequado para obtenção do título de Engenheiro em Mecatrônica e aprovado na sua forma final pela banca examinadora do Curso Engenharia Mecatrônica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.

Florianópolis, 09 de setembro de 2024.

Banca Examinadora:

Eduardo Yuji Sakurada, Doutor

Marcelo Niehues Schlickmann, Doutor
IFSC

Taylor Soares Rosa, Mestre
IFSC

Adelson Alves Junior
Reivax S/A Automação e Controle

Marcelo Schmidt Jacobsen
Reivax S/A Automação e Controle

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Reivax, em especial ao Adelson, que me introduziram o conhecimento de automação em usinas hidrelétricas necessários para a realização desse trabalho.

Agradeço ao professor Eduardo Yuji, pelas várias correções e por ter sido meu orientador e ter desempenhado tal função com dedicação e amizade.

Agradeço aos meus amigos, com quem convivi ao longo desses anos, que me incentivaram e certamente tiveram impacto na minha formação acadêmica.

Agradeço à minha família, em especial aos meus pais, que sempre me apoiaram e me deram condições financeiras para que eu pudesse fazer essa formação.

Agradeço à minha namorada, Paula, que sempre me incentivou, me apoiou, me deu suporte e motivação durante todo o período acadêmico.

RESUMO

Este trabalho visa desenvolver um software customizável para simulação, controle e operação de unidades de potência hidráulica, com foco em seu uso para usinas hidrelétricas. A crescente demanda por fontes de energia renovável e a necessidade de modernização das infraestruturas existentes tornam essencial a implementação de soluções tecnológicas que otimizem a disponibilidade e a segurança das operações em usinas hidrelétricas. O simulador foi desenvolvido utilizando estudos da área da física e engenharia para recriar o comportamento da pressão, níveis e temperatura do sistema. O desenvolvimento do software de controle e da Interface Homem Máquina se deu com uma análise das lógicas existentes e com a implementação de melhorias. O software de controle pode ser customizado facilmente dependendo das medições utilizadas e do número de bombas e válvulas a serem controladas pelo Controlador Lógico Programável. Além disso, a IHM permite visualização do sistema, o controle manual para ensaios e ajuste de parametrização de falhas, medições e lógica do sistema. Os resultados obtidos demonstram a eficácia do software em gerenciar as operações em conjunto com o simulador, permitindo a identificação de falhas e a garantia de trabalho da unidade hidráulica.

Palavras-chave: Automação. Simulador. Unidades hidráulicas. Interface Homem Máquina.

ABSTRACT

This work aims to develop customizable software for the simulation, control, and operation of hydraulic power units, with a focus on their use in hydroelectric plants. The growing demand for renewable energy sources and the need to modernize existing infrastructures make it essential to implement technological solutions that optimize the availability and safety of operations in hydroelectric plants. The simulator was developed using studies from the areas of physics and engineering to recreate the behavior of the pressure, levels, and temperature of the system. The development of the control software and the Human Machine Interface was carried out with an analysis of the existing logic, with the implementation of improvements. The control software can be easily customized depending on the measurements used and the number of pumps and valves to be controlled by the Programmable Logic Controller. In addition, the HMI allows visualization of the system, manual control for tests and adjustment of parameterization for failures, measurements, and system logic. The results obtained demonstrate the effectiveness of the software and in managing operations together with the simulator, allowing the identification of failures and the guarantee of the work of the hydraulic unit.

Keywords: Automation. Simulator. Hydraulic units. Human Machine Interface.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Representação da usina de Itaipu	15
Figura 2 – Representação de uma unidade geradora	16
Figura 3 – Representação em blocos do sistema de uma unidade geradora . .	17
Figura 4 – Gráfico de vazão por altura de queda para cada turbina	18
Figura 5 – Representação de uma turbina Pelton com um injetor	18
Figura 6 – Vista explodida de uma turbina Francis	19
Figura 7 – Vista em corte de uma turbina do tipo Kaplan	20
Figura 8 – Exemplo de uma unidade hidráulica	21
Figura 9 – Demontração do funcioamento de uma chicana em um reservatório	21
Figura 10 – Simbolo de reservatório	22
Figura 11 – Exemplos de bombas	22
Figura 12 – Simbologia de bombas	22
Figura 13 – Simbologia do filtro	23
Figura 14 – Simbologia de acumuladores hidráulicos	24
Figura 15 – Unidade hidráulica da usina de Lajeado	24
Figura 16 – Válvula direcional 4/2 vias	25
Figura 17 – Representação de um trocador de calor	26
Figura 18 – Interações entre os softwares a serem desenvolvidos	29
Figura 19 – Circuito hidráulico simplificado de uma UPH	30
Figura 20 – Tabela de equações para cálculo de efetividade	36
Figura 21 – Organização das pastas e programas no SEC.	37
Figura 22 – Estrutura das telas na IHM.	40
Figura 23 – Crescimento do nível do acumulador com uma bomba.	43
Figura 24 – Crescimento do nível do acumulador com duas bombas.	43
Figura 25 – Crescimento do nível do acumulador com três bombas.	44
Figura 26 – Comportamento da pressão do acumulador com uma bomba. . . .	45
Figura 27 – Comportamento da pressão do acumulador com duas bombas. . .	45
Figura 28 – Comportamento da pressão do acumulador com três bombas. . .	46
Figura 29 – Aumento da pressão do acumulador com válvula de reposição de ar.	46
Figura 30 – Comportamento da temperatura para uma bomba de refrigeração e uma bomba conectada ao sistema	48
Figura 31 – Comportamento da temperatura para uma bomba de refrigeração e três bombas conectadas ao sistema	48
Figura 32 – Comportamento da temperatura para duas bombas de refrigeração e uma bomba conectada ao sistema	49
Figura 33 – Comportamento da temperatura para duas bombas de refrigeração e três bombas conectadas ao sistema	49

Figura 34 – Controle de pressão com 25 lpm de vazão.	51
Figura 35 – Controle de pressão com 110 lpm de vazão.	51
Figura 36 – Controle de pressão com 230 lpm de vazão.	52
Figura 37 – Controle das bombas de refrigeração.	53
Figura 38 – Tela de testes da UPH.	54
Figura 39 – Tela de testes das bombas de refrigeração da UPH.	55
Figura 40 – Tela de comandos manuais da bomba.	55
Figura 41 – Popup de permissíveis da válvula de reposição de ar.	56
Figura 42 – Tela de falha de medições.	56
Figura 43 – Tela parametrização de medições do acumulador.	57

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre diferentes métodos de automação	27
---	----

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CGH	Centrais Geradoras Hidrelétricas
CLP	Controlador Lógico Programável
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
HPU	Hydraulic Power Unit
IHM	Interface Homem Máquina
NUT	Número Unitário de Transferência
SCADA	Supervisory Control and Data Acquisition
SDSC	Sistema Digital de Controle Distribuído
SEC	Software de Edição de Configuração
UHE	Usinas Hidrelétricas de Energias
UPH	Unidade de Potência Hidráulica

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	12
1.1	Justificativa	12
1.2	Definição do Problema	12
1.3	Objetivo Geral	13
1.4	Objetivos Específicos	13
1.5	Estrutura do Trabalho	13
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	15
2.1	Usinas Hidrelétricas	15
2.1.1	Turbinas	17
2.2	Unidades de Potência Hidráulicas	20
2.2.1	Tanque	21
2.2.2	Bomba	22
2.2.3	Filtro	23
2.2.4	Acumulador	23
2.2.5	Válvula direcional	24
2.2.6	Trocador de calor	25
2.3	Sistemas reguladores e de automação	26
3	DESENVOLVIMENTO	28
3.1	Especificações do projeto	28
3.2	Software de simulação	30
3.2.1	Nível de óleo no acumulador	30
3.2.2	Nível de óleo no reservatório	31
3.2.3	Pressão no acumulador	32
3.2.4	Software de controle	37
3.2.5	Desenvolvimento da IHM	39
4	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	42
4.1	Software de simulação	42
4.1.1	Nível de óleo no acumulador	42
4.1.2	Pressão do acumulador	44
4.1.3	Temperatura do óleo	47
4.2	Software de controle da UPH	50
4.3	Software de IHM	53
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	58
5.1	Sugestões para trabalhos futuros	59
	REFERÊNCIAS	60

1 INTRODUÇÃO

Este trabalho aborda o desenvolvimento de um software para controle e operação de uma Unidade de Potência Hidráulica (UPH), utilizada em usinas hidrelétricas para realizar a movimentação dos servomotores da turbina. O objetivo é auxiliar na operação do sistema hidráulico, aumentando a disponibilidade e segurança do sistema.

1.1 Justificativa

Conforme a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), a matriz elétrica brasileira é proveniente em 88% de energia renovável, sendo 61,9% apenas da energia hidrelétrica. No ano de 2022 a oferta de energia elétrica de fonte hídrica teve um aumento de 14% em relação ao ano anterior, contudo o aumento de oferta total disponível apresentou apenas 1,6% de crescimento em relação ao ano de 2021. (ENERGÉTICA, 2023)

De acordo com Caselato (2020), para aumentar a oferta de energia elétrica proveniente de fontes hídricas é necessário construir mais usinas hidrelétricas, ou modernizar e reabilitar usinas que já estão em funcionamento. Dentre as opções, a modernização é a mais desejável, visto que os maiores impactos ambientais dessa modalidade de geração de energia elétrica acontecem durante a construção da barragem. Além disso, no Brasil existem mais de mil usinas hidrelétricas, que vão de Centrais Geradoras Hidrelétricas (CGH) a Usinas Hidrelétricas de Energias (UHE). A maioria dessas, por já terem sido construídas há muito tempo, apresentam defeitos elétricos ou mecânicos que indicam o fim da sua vida útil. No entanto esses defeitos podem ser minimizados caso as usinas sejam modernizadas.¹

1.2 Definição do Problema

Destaca-se a importância de implantar melhorias no ramo de geração de energia elétrica, sobretudo no ramo de hidrelétricas, onde o custo de implantação de uma usina é alto e exige muito tempo. Portanto, esse trabalho tem o intuito de auxiliar e acelerar o processo de desenvolvimento das lógicas de controle de uma UPH.

A Reivax é uma empresa que trabalha com reguladores digitais especializada em usinas hidrelétricas, desenvolvendo projetos de modernizações de painéis de controle da turbina, do gerador e de outros subsistemas.

A empresa mesmo já tendo desenvolvido várias unidades hidráulicas e vários softwares de controle para a unidade hidráulica, ainda não estabeleceu um

¹ Segundo a ANEEL (2020), as CGHs são aproveitamentos hídricos com capacidade instalada inferior a 5MW, já as PCHs compreendem usinas que tem potência instalada entre 5 e 30MW e as UHEs constituem as usinas com potência instalada maior que 30MW.

padrão bem definido para essa área em específico. Portanto, esse trabalho planeja padronizar o software utilizado para projetos com unidades hidráulicas a fim de atribuir uma maior segurança no controlador e facilitar o desenvolvimento de futuros projetos e melhorias.

1.3 Objetivo Geral

Esse trabalho visa o desenvolvimento de um software facilmente customizável para o controle e operação de unidades de potência hidráulica, focando sua utilização no setor de geração de energia hidrelétrica.

1.4 Objetivos Específicos

Os seguintes objetivos foram traçados a fim de alcançar o objetivo geral do trabalho:

- a) Estudar o funcionamento de unidades de potência hidráulica utilizadas na indústria.
- b) Implementar as lógicas de controle no software do Controlador Lógico Programável (CLP).
- c) Desenvolver um programa focado em simular alguns dados da unidade hidráulica a fim de facilitar o futuro desenvolvimento e melhoria do software de controle.
- d) Desenvolver software de Interface Homem Máquina (IHM) para operação, manutenção e monitoramento da unidade hidráulica.
- e) Generalizar as lógicas implementadas para se adaptarem a diferentes tipos de unidades hidráulicas de potência com um número menor de modificações.
- f) Realizar testes no software de controle em conjunto com a IHM para verificar possíveis problemas.

1.5 Estrutura do Trabalho

Este trabalho será apresentado da seguinte maneira:

- a) Capítulo 1, Fundamentação Teórica, onde serão apresentadas teorias e pesquisas que serão utilizadas como base para a realização do trabalho.
- b) Capítulo 2, Metodologia e Desenvolvimento, irá demonstrar as metodologias utilizadas e as decisões tomadas durante o desenvolvimento do trabalho.

- c) Capítulo 3, Apresentação dos Resultados, irá expor os resultados obtidos e verificar conforme os objetivos definidos no início do projeto quais foram ou não alcançados.
- d) Capítulo 4, Considerações Finais, será um capítulo voltado para uma discussão entre o que foi alcançado e o que pode ser melhorado com trabalhos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

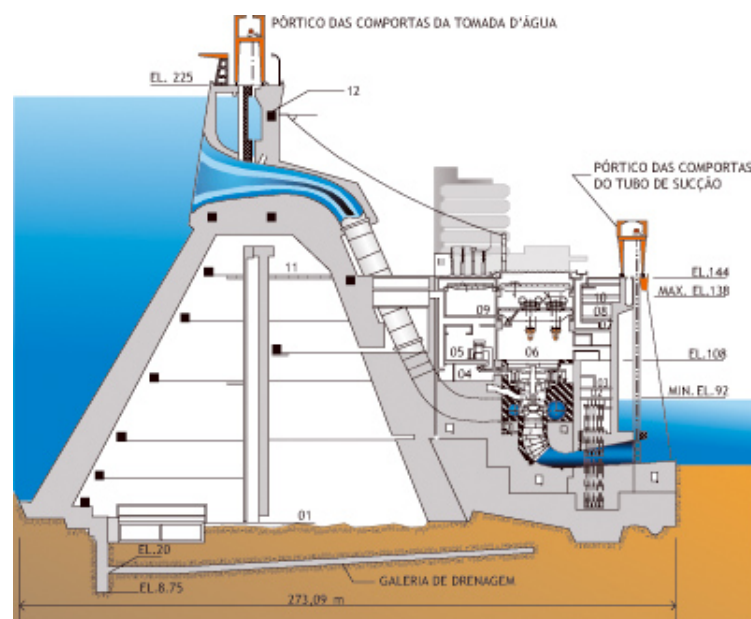
Neste capítulo será abordado, primeiramente, o funcionamento de uma usina hidrelétrica, explicando seus componentes, especialmente as unidades geradoras, a fim de apresentar a utilização de uma UPH dentro desse espaço.

2.1 Usinas Hidrelétricas

Uma usina hidrelétrica é descrita por um complexo de instalações e equipamentos eletromecânicos que tem como finalidade a conversão da energia potencial em energia elétrica. Uma usina hidrelétrica é constituída de barragens que formam o reservatório, a casa de força que se localiza na barragem principal e vertedouros utilizados para fluir o excesso de água. A casa de força é onde estão localizados grande parte dos componentes responsáveis pela conversão de energia, tais como turbinas, geradores, transformadores, sistemas de excitação, reguladores de velocidade, entre outros (MENDES, 2011).

Ainda segundo o mesmo autor, o princípio básico para a transformação da energia começa com a barragem ao elevar o nível da água acima da usina, gerando um aumento na energia potencial. Essa energia é convertida em energia cinética com a abertura do conduto forçado, por onde a água é conduzida até alcançar a turbina. A turbina e o gerador acoplados transformam a energia cinética em energia elétrica, que é ajustada por transformadores para atingir níveis de tensão adequados às linhas de transmissão. A Figura 1 representa a usina de Itaipu, ilustrando os elementos citados.

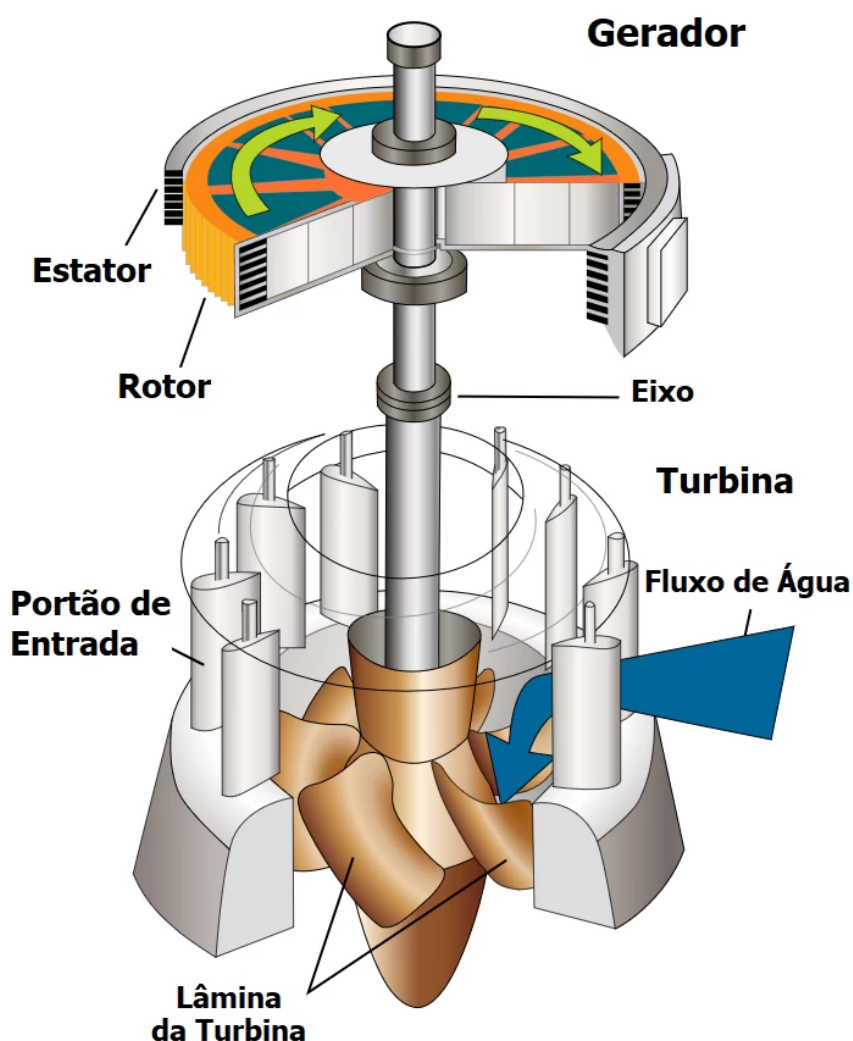
Figura 1 – Representação da usina de Itaipu



Fonte: Itaipu (2010)

O conjunto formado por turbina, eixo e gerador é chamado de unidade geradora ou hidrogerador, sendo responsável por converter a energia mecânica em elétrica. Inicialmente, a energia da água é transferida para as pás da turbina em forma de pressão e vazão, que gera um movimento circular na turbina, esse movimento é transmitido para o rotor do gerador por meio do eixo que acopla os dois equipamentos. No momento em que a máquina alcança a velocidade nominal, é aplicada corrente nas bobinas do rotor, que induzem um campo eletromagnético gerando uma diferença de potencial nas bobinas do estator, e consequentemente na saída do gerador (COSTA; SENA; MESQUITA, 2010). Na Figura 2, pode ser visto uma representação de uma unidade geradora apresentando os elementos citados.

Figura 2 – Representação de uma unidade geradora

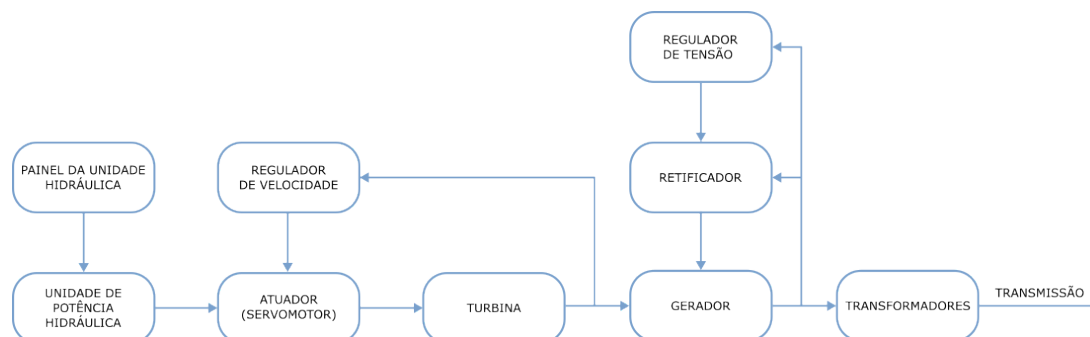


Fonte: CBIE (2019)

Para controlar a unidade geradora, usamos equipamentos que controlam a corrente elétrica no rotor e a potência mecânica recebida pela turbina. Isso ajuda a controlar a potência elétrica e manter a saída do gerador em níveis seguros de

frequência e tensão. Na Figura 3, é apresentado um diagrama de blocos simplificado com os principais elementos que participam do controle.

Figura 3 – Representação em blocos do sistema de uma unidade geradora

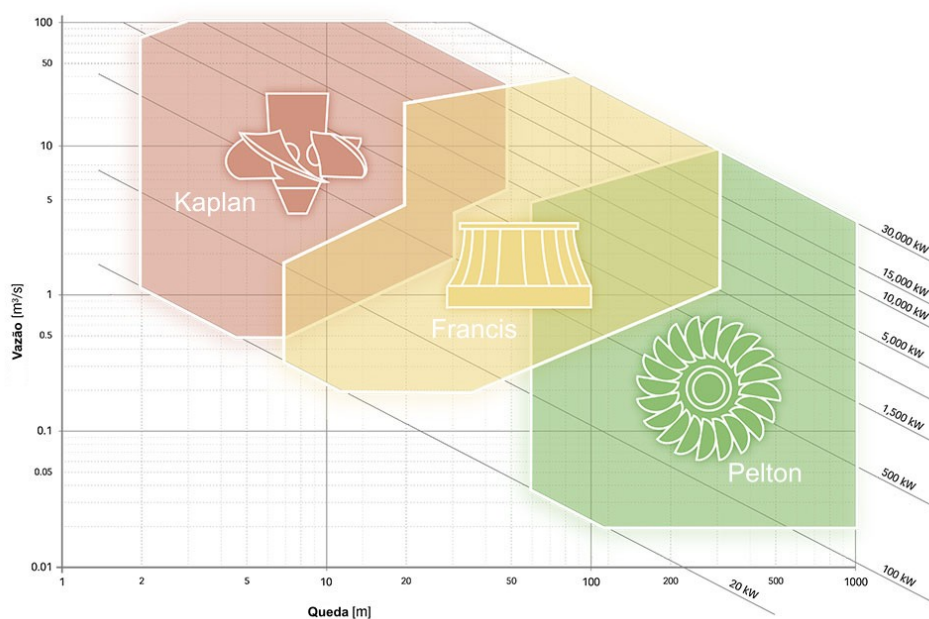


Fonte: Elaboração própria (2024).

A Unidade de Potência Hidráulica dispõe de potência mecânica para gerar a movimentação do atuador, o qual permite ou restringe a passagem de água pela turbina alterando sua rotação. A medição da rotação do eixo é realizada por um transdutor que envia o sinal para o regulador de velocidade, que controla a posição do atuador para que a frequência de rotação da turbina fique em um nível aceitável. Essa movimentação é então passada por meio de um eixo até o rotor, que gera uma tensão na saída do gerador. A tensão gerada, é medida pelo regulador de tensão e enviada para uma ponte retificadora, geralmente formada por tiristores, controlada pelo regulador de tensão, o qual é responsável em manter a potência elétrica da máquina em um nível desejável. Ao sair do gerador, a energia elétrica passa por transformadores a fim de aumentar a diferença de tensão e diminuir a corrente para realizar a transmissão.

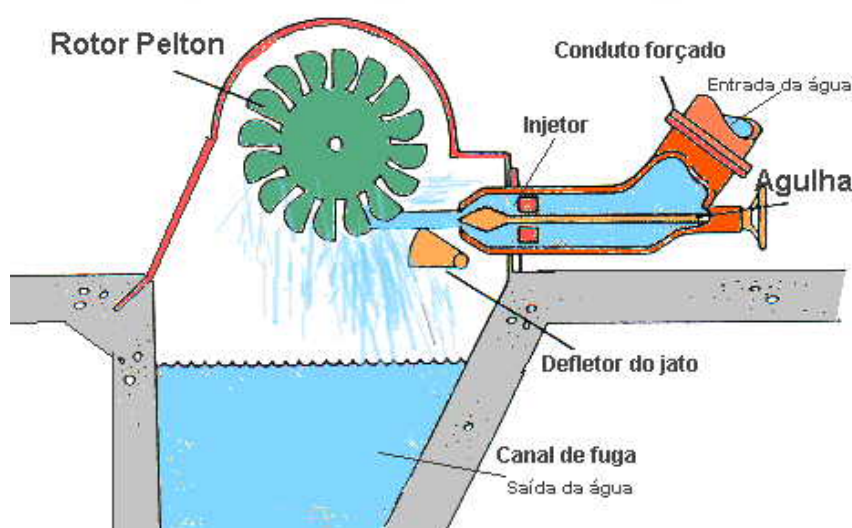
2.1.1 Turbinas

Existem quatro tipos de turbinas amplamente utilizadas em usinas hidrelétricas, são elas: Pelton, Kaplan, Francis e Bulbo. Essas turbinas podem ser separadas em duas categorias: turbinas de ação capaz de converter apenas a energia cinética em energia mecânica-motriz; e turbinas de reação as quais utilizam a velocidade e a pressão da água para realizar seu trabalho. Das turbinas citadas, apenas a Pelton é uma turbina de ação (COSTA; SENA; MESQUITA, 2010).

Figura 4 – Gráfico de vazão por altura de queda para cada turbina

Fonte: Hidroenergia (2018).

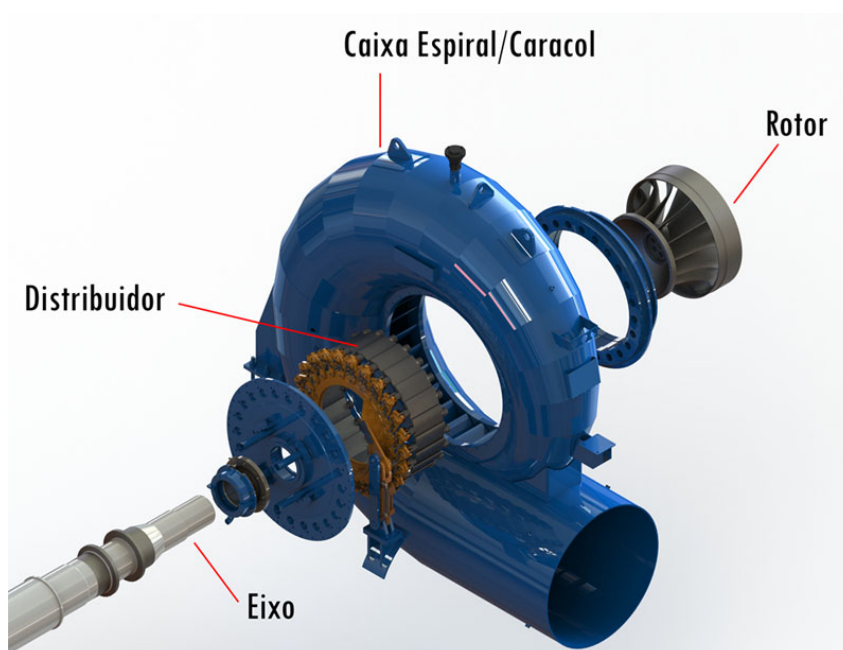
Conforme pode ser visto na Figura 4, dentre as turbinas citadas anteriormente, a turbina do tipo Pelton é indicada para elevada altura de queda e vazões mais baixas. Um esquema dessa turbina pode ser visualizado na Figura 5, o equipamento utiliza de injetores e defletores para controlar o jato d'água para atingir as pás da roda em formato de concha que promovem o movimento do rotor. A turbina pode ser montada com o eixo na horizontal ou na vertical, sendo que na primeira configuração há a possibilidade de até seis agulhas trabalhando em simultâneo e na última configuração apenas dois atuadores são normalmente utilizados (QUARANTA; TRIVEDI, 2021).

Figura 5 – Representação de uma turbina Pelton com um injetor

Fonte: Hidroenergia (2018).

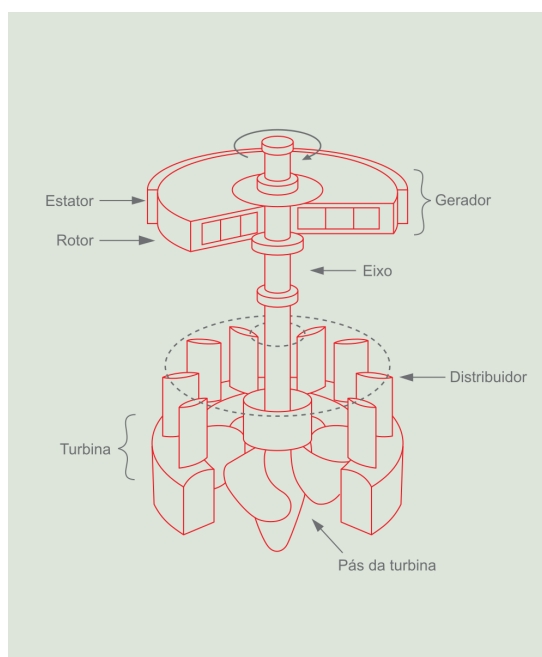
A turbina do tipo Francis, devido a sua versatilidade e eficiência, são as mais comuns em usinas hidrelétricas, tendo alta eficiência em várias velocidades nominais. Esta turbina consiste de um canal em formato de caracol, chamada de caixa espiral por onde a água entra. Com a variação do diâmetro da tubulação, a água é forçada a passar pelas pás do distribuidor que controla a vazão do sistema e entra em contato com as pás do rotor. Na Figura 6 é apresentada uma vista explodida de uma turbina Francis com eixo na horizontal, onde é possível visualizar seus componentes.

Figura 6 – Vista explodida de uma turbina Francis



Fonte: Hidroenergia (2018).

A turbina do tipo Kaplan, conforme vista na Figura 7, se assemelha muito no aspecto construtivo e no funcionamento com a turbina Francis. A grande diferença entre as turbinas é o rotor, onde na Kaplan o rotor tem formato semelhante a uma hélice de barco. As pás do rotor são móveis e trabalham em conjunto com o distribuidor para melhorar a eficiência da turbina em quedas menores.

Figura 7 – Vista em corte de uma turbina do tipo Kaplan

Fonte: Power Mi (2021).

Todas as turbinas mencionadas acima utilizam atuadores mecânicos para controlar a vazão do sistema e, conseqüentemente, a velocidade da turbina. Por mais que os atuadores sejam diferentes para cada tipo de turbina, todos eles são, normalmente, controlados por válvulas proporcionais alimentadas por Unidades de Potência Hidráulicas, que mantêm a pressão e a vazão necessária para o controle do sistema.

2.2 Unidades de Potência Hidráulicas

A Unidade de Potência Hidráulica é um sistema mecânico que tem o objetivo de utilizar a pressão e vazão de um fluido para realizar trabalho. Para isso, dispõe de elementos como tanques e acumuladores para armazenar óleo e energia mecânica, bombas para gerar a energia hidráulica necessária, válvulas direcionais para controlar o fluxo de óleo, entre outros elementos. Além disso, as unidades hidráulicas são dotadas de transdutores e mostradores para operação e supervisão do sistema a fim de manter o seu correto funcionamento e diminuir a necessidade de manutenções ou paradas não programadas da máquina.

Um exemplo de unidade hidráulica é apresentada na Figura 8, onde é possível visualizar alguns elementos essenciais presentes na maioria das UPHs, tais como bomba, acumulador, válvulas, filtros e o reservatório. O circuito hidráulico pode variar bastante dependendo de cada usina e das características e necessidades de cada sistema. Na saída da UPH, tem-se, normalmente, válvulas proporcionais conectados ao atuador da turbina e controlados pelo regulador de velocidade. Algumas vezes outros

subsistemas também utilizam a pressão e vazão da unidade como, por exemplo, a válvula de adução e o freio.

Figura 8 – Exemplo de uma unidade hidráulica

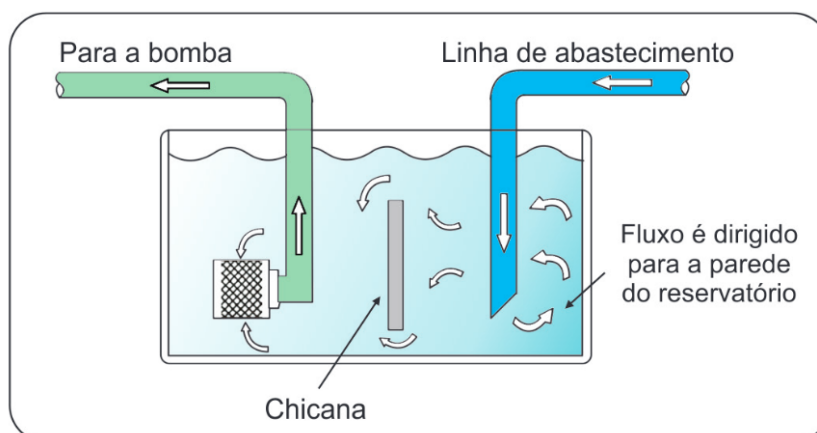


Fonte: Global (2024).

2.2.1 Tanque

O tanque da unidade hidráulica é um reservatório que tem a finalidade de garantir o suprimento de óleo ao sistema. Um ponto importante sobre o reservatório são as chicanas ou placas defletoras que impedem a passagem direta da linha de retorno para a linha de sucção, auxiliam na sedimentação de qualquer impureza mais pesada e na troca de calor do fluido com as paredes do reservatório. A Figura 9 apresenta uma imagem de um reservatório com uma placa defletora onde é possível ver a alteração do fluxo de óleo da linha de abastecimento até a sucção para a bomba.

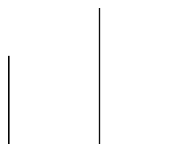
Figura 9 – Demonstração do funcionamento de uma chicana em um reservatório



Fonte: Manual SMART PUMP (2023).

Esse componente é representado em um diagrama hidráulico conforme a Figura 10. Pode-se utilizar esse mesmo símbolo para representar um dreno local que retorna o óleo para o reservatório.

Figura 10 – Símbolo de reservatório



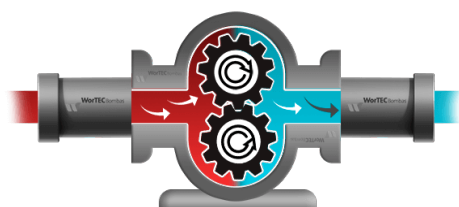
Fonte: ISO 1219-1 (2020).

2.2.2 Bomba

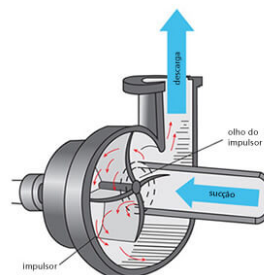
A bomba é o elemento responsável por converter energia mecânica em energia hidráulica. De acordo com Fialho (2004), as bombas podem ser classificadas em hidrostáticas e hidrodinâmicas. Nessas últimas a vazão diminui conforme o aumento de pressão na saída do componente. Por outro lado, as bombas hidrostáticas fornecem uma vazão praticamente constante, variando pouco conforme a pressão da tubulação. Essa constante característica faz com que esse tipo de bombas seja mais utilizada em sistemas hidráulicos. Na Figura 11a, é possível visualizar uma bomba de engrenagens (hidrostática) e uma bomba centrífuga (hidrodinâmica) na Figura 11b.

Figura 11 – Exemplos de bombas

(a) Bomba de engrenagens.



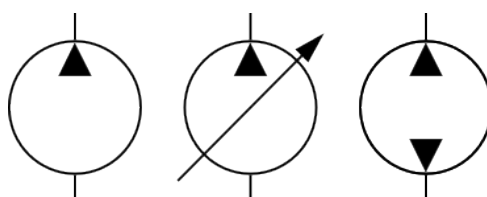
(b) Bomba centrífuga.



Fonte: (a) WorTEC Bombas (2022), (b) Loxam Degraus (2019).

Na Figura 12 estão representados da esquerda para a direita uma bomba com um sentido de escoamento e deslocamento fixo; uma bomba com sentido único de escoamento e deslocamento variável; e uma bomba com dois sentidos de escoamento.

Figura 12 – Simbologia de bombas



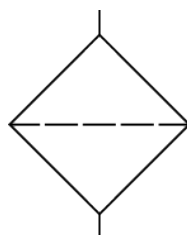
Fonte: ISO 1219-1 (2020).

2.2.3 Filtro

De acordo com Fialho (2004) o filtro é um elemento de extrema importância, visto que pequenas partículas de impurezas no óleo podem desgastar equipamentos e causar falhas no sistema hidráulico, portanto esse componente é responsável pela vida útil do sistema. Os filtros podem ser separados em químicos e mecânicos, dependendo do seu funcionamento. O primeiro grupo utiliza de reações químicas para manter as características químicas do fluido, como, por exemplo, a acidez, já o filtro mecânico tem como princípio de funcionamento a aplicação de malhas com pequenos poros, que com o fluxo de óleo, retém partículas indesejadas.

Em um sistema hidráulico o filtro é comumente encontrado em 3 lugares: na linha de sucção, antes da bomba; na linha de pressão, posterior a bomba, antes de algum componente mais sensível; e na linha de retorno. Os filtros são dimensionados segundo o tamanho da malha e a vazão do sistema, nesses componentes há também uma queda de pressão que aumenta conforme menor forem os poros da malha. Normalmente os filtros encontrados na tubulação de retorno, com pouca pressão, são os mais eficientes, visto que devem segurar as impurezas adquiridas pelo fluido durante todo o trabalho realizado. Os filtros na linha de pressão geralmente são mais caros por trabalharem com alta pressão e são normalmente implementados para prolongar a vida útil de um componente ou de uma parte do sistema. Para representar um filtro é utilizado um losango com uma linha tracejada perpendicular a vazão do sistema, conforme indicado na Figura 13

Figura 13 – Simbologia do filtro



Fonte: ISO 1219-1 (2020).

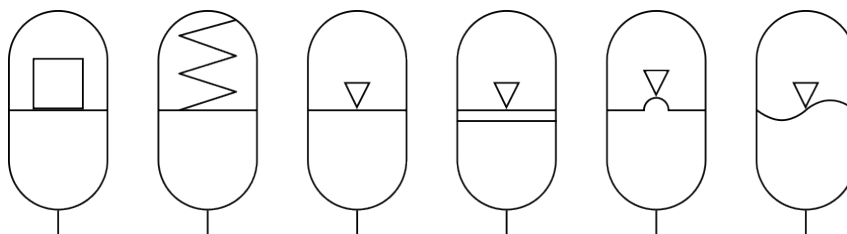
2.2.4 Acumulador

Segundo Santos (2006), acumuladores são tanques pressurizados que, entre outras funções, ajudam a manter a pressão no sistema quando alguma emergência acontece, como uma falha elétrica que impede as bombas de fornecer energia ao sistema. Para isso alguns acumuladores dispõem de pesos fixos, molas ou sistemas pneumáticos para manter a pressão sobre o óleo.

Na Figura 14 está apresentado a simbologia utilizada para alguns tipos de acumuladores, da esquerda para a direita estão dispostos acumuladores: carregado

por peso, acumulador a mola, carregado por gás ou ar-óleo, acumulador de pistão, acumulador por membrana e acumulador de bexiga.

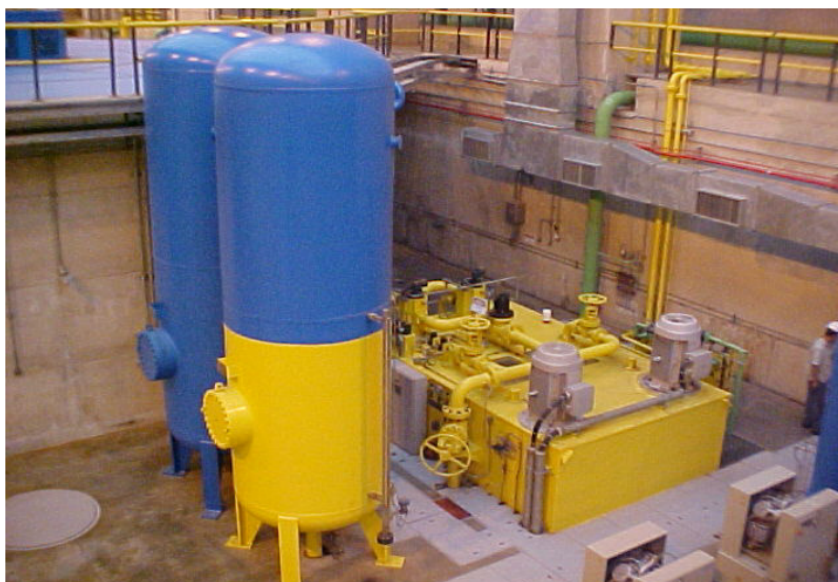
Figura 14 – Simbologia de acumuladores hidráulicos



Fonte: ISO 1219-1 (2020).

Em usinas hidrelétricas são mais utilizados acumuladores hidro-pneumáticos dos tipos: bexiga, onde é utilizado o gás nitrogênio localizado em uma bexiga e são utilizados para pressões de trabalhos maiores (80 até 150 bar); e ar-óleo indicado para sistemas de maiores vazões e pressões menores (20 até 80 bar). No acumulador ar óleo não há nenhuma barreira entre os fluidos, então uma pequena parte do ar se mistura ao óleo sendo retirada do acumulador. Neste caso, é necessário utilizar um sistema pneumático para realizar a reposição de ar no acumulador para manter a pressão em um nível estável de óleo. Na Figura 15, pode ser vista uma unidade hidráulica com um acumulador de ar-óleo pintado de azul/amarelo e um acumulador de ar pintado totalmente de azul. (SANTOS, 2006)

Figura 15 – Unidade hidráulica da usina de Lajeado



Fonte: Santos, (2006).

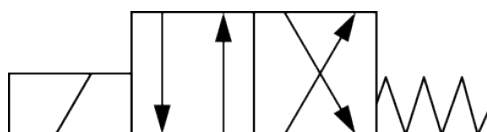
2.2.5 Válvula direcional

As válvulas direcionais são dispositivos capazes de permitir ou bloquear o fluxo de óleo por uma tubulação, podendo ser acionadas hidráulicamente pela pressão

do óleo, por solenoides, ou manualmente por botões, pedais ou alavancas. Em uma unidade hidráulica são utilizadas, normalmente, para isolar o acumulador do sistema, para aliviar a pressão do sistema como uma válvula de proteção e realizar a intermitência das bombas.

Para a identificação e nomenclatura dessas válvulas são utilizados o número de posições e de vias de entrada e saída de óleo. Um exemplo de uma válvula de duas posições e quatro vias com acionamento por bobina e retorno por mola é apresentado na Figura 16.

Figura 16 – Válvula direcional 4/2 vias



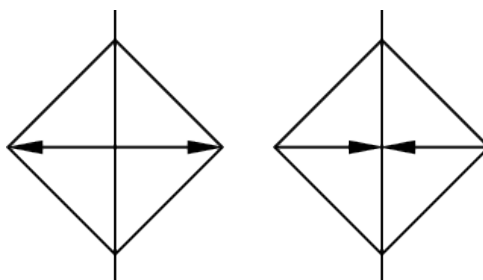
Fonte: ISO 1219-1 (2020).

2.2.6 Trocador de calor

De acordo com Fialho (2004), para o reservatório conseguir dissipar uma quantidade suficiente de calor para o ambiente, o mesmo teria que ser muito grande inviabilizando o dimensionamento desse para dissipação de calor. Por isso, são utilizados trocadores de calor para manter a temperatura do óleo do sistema dentro dos valores toleráveis.

Existem dois tipos de trocadores de calor: ar-óleo que consiste de tubulações que permitem a troca de calor do óleo com o ar exterior, geralmente utilizando de um ventilador para auxiliar na transferência; e água-óleo, onde a tubulação de óleo é imersa em água corrente para permitir a transferência de calor do óleo para a água ou vice-versa quando necessário. O primeiro grupo, por possuir um coeficiente de troca de calor menor (aproximadamente $20 \text{ Kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$), é mais utilizado em sistemas menores ou sem disponibilidade de água, enquanto o segundo grupo alcança coeficientes de troca de calor de 95 a $150 \text{ Kcal/h.m}^2.^\circ\text{C}$.

Em diagramas hidráulicos é representado por um losango com uma linha no sentido do fluxo do óleo e setas que indicam a transmissão do calor. Caso o objetivo do trocador de calor seja resfriar o óleo as setas são apontadas para fora, mas se o objetivo for de aumentar a temperatura do óleo do sistema, as setas são apontadas para dentro do losango. Na Figura 17 estão apresentadas as duas simbologias do trocador de calor.

Figura 17 – Representação de um trocador de calor

Fonte: ISO 1219-1 (2020).

2.3 Sistemas reguladores e de automação

A automação industrial pode ser definida como a realização de um processo utilizando de equipamentos eletrônicos, mecânicos e computacionais a fim de aumentar a produtividade, segurança e desempenho do processo produtivo. Dentre os dispositivos utilizados para controlar esse processo estão, principalmente, CNCs, CLPs e microcontroladores (GUPTA; ARORA, 2007).

A automação de um processo pode ser realizada de diversas maneiras, as mais utilizadas são: lógica de relés, Supervisory Control and Data Acquisition (SCADA) e Sistema Digital de Controle Distribuído (SDSC).

No primeiro modelo são utilizados relés e contatores para realizar as lógicas de ativação e indicação do processo, por conta disso a complexidade da lógica depende de características físicas, tais como o tempo de resposta dos relés utilizados e o espaço físico necessário para os dispositivos e fiações.

No sistema SCADA um CLP ou computador é utilizado para realizar a análise dos dados e o controle do processo, centralizando todas as informações em um único dispositivo supervisor.

Já no SDSC existe uma arquitetura de vários controladores para cada subsistema no processo, cada um destes é interligado por protocolos de comunicação ou por uma interface de contatos físicos para que toda a atividade ocorra de maneira consistente (HUDEDMANI *et al.*, 2017).

Na Tabela 1 adaptada de *Programmable Logic Controller (PLC) in Automation* (2017), é apresentado um resumo das características de cada uma dessas arquiteturas de controle.

Tabela 1 – Comparação entre diferentes métodos de automação

Características	Lógica de relés	Sistema CLP	SCADA
Custo por função	Baixo	Baixo	Alto
Tamanho geral	Grande	Bastante compacto	Compacto
Velocidade de operação	Lento	Rápido	Rápido
Imunidade a ruído elétrico	Excelente	Bom	Bom
Instalação	Demorado	Simples de programar	Demorado para programar
Habilidade de realizar funções complexas	Não	Sim	Sim
Flexibilidade e alteração	Muito difícil	Muito simples	Simples
Manutenção	Muito difícil	Fácil	Intermediário

Fonte: Adaptado de *Programmable Logic Controller (PLC) in Automation* (2017).

Em uma Usina Hidrelétrica existe um sistema SCADA ou SDSC para controlar todas as unidades geradoras juntamente com seus subsistemas. Para as Unidades de Potência Hidráulica, por ser um subsistema do hidrogerador e não tendo uma lógica de grande complexidade, tem-se normalmente um CLP controlando seus componentes e indicando, por meio de relés e protocolos de comunicação, seu estado atual ou qualquer avaria que possa ocorrer durante a operação.

3 DESENVOLVIMENTO

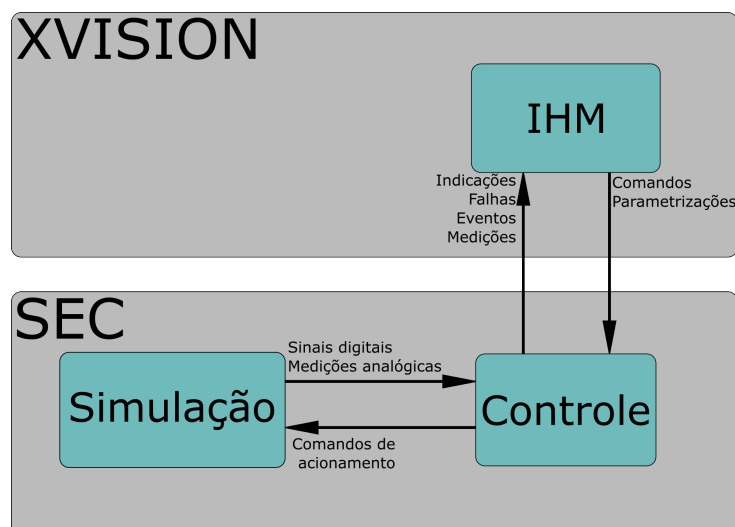
Neste capítulo será apresentado o desenvolvimento do projeto. Serão detalhados os levantamentos das especificações, modelagem utilizada para a simulação da UPH e por fim o desenvolvimento das rotinas (programas) do CLP.

3.1 Especificações do projeto

Para o desenvolvimento do projeto serão utilizados os softwares internos da Reivax, visto que existe um interesse por parte da empresa em utilizá-lo internamente em seu processo. Para o desenvolvimento dos softwares de controle e simulação, será utilizado o Software de Edição de Configuração (SEC) que possui capacidade de programar lógicas no CLP utilizando de diagrama de blocos. A IHM será desenvolvida no *XVision*, utilizado para desenvolvimento e edição de interfaces gráficas utilizando o sistema operacional Windows.

O sistema deverá ser composto por um software de controle, um software de IHM gráfica e um software que deverá simular o comportamento de uma UPH, apresentando sinais como pressão do acumulador e temperatura do óleo, entre outros para facilitar a futura customização e validação do primeiro programa. A primeira parte realizará o controle, permitindo modos automático e manual de acionamento das válvulas e bombas, possuindo a capacidade de se comunicar remotamente através de protocolos de comunicação, disponibilizando indicações sobre o sistema e possuindo comandos para serem realizados remotamente.

A Interface Homem Máquina será constituída de telas de operação e parametrização das lógicas e falhas utilizadas na unidade de potência, apresentação de alarmes, controles manuais e, não menos importante, apresentação dos valores mensurados da UPH. O software de simulação deve apresentar sinais digitais e analógicos utilizados de entrada no sistema, apresentando o mesmo comportamento de um sistema hidráulico. As interfaces de cada segmento desse projeto pode ser visualizado na Figura 18.

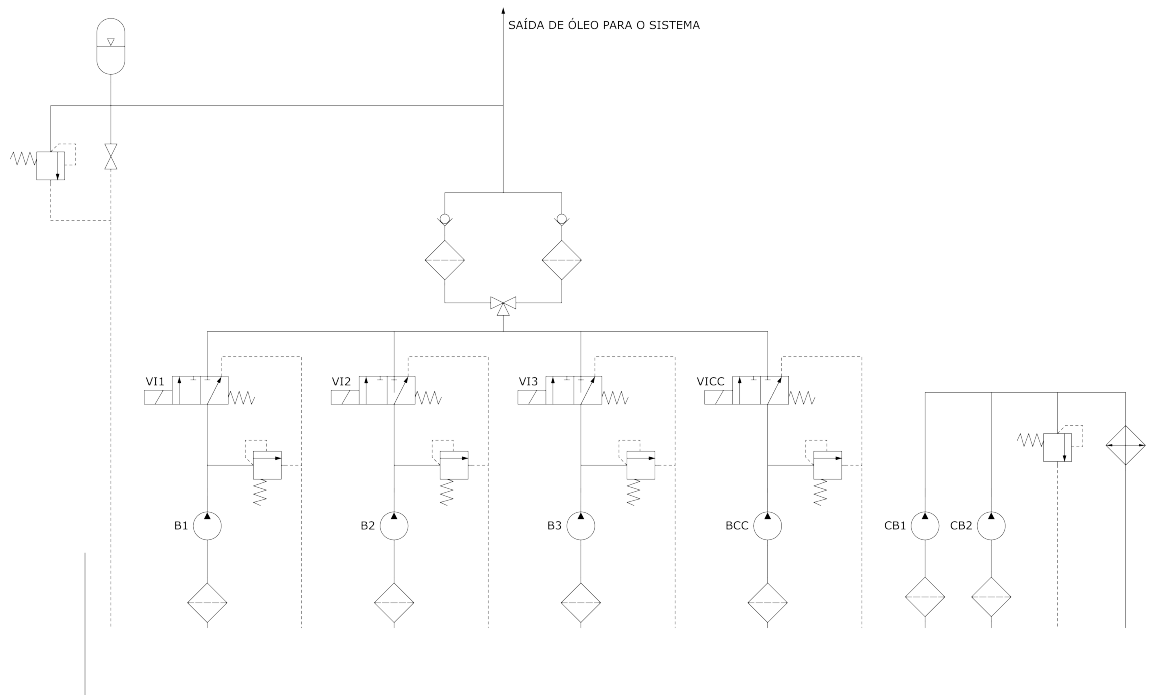
Figura 18 – Interações entre os softwares a serem desenvolvidos

Fonte: Elaboração própria (2024).

Devido às diversas especificações de cada usina todos os softwares serão customizados antes de serem utilizados em um painel. Dessa forma, é desejado que sejam facilmente customizáveis para uma grande quantidade de variações de Unidades de Potência Hidráulica de forma simplificada. Desse modo, a IHM e o software de controle devem possuir como características principais a fácil customização e manutenção futura, para não prejudicar o correto funcionamento das lógicas.

Juntamente com a especificação foi desenhado um diagrama hidráulico simplificado, apresentado na Figura 19. Esse circuito servirá como modelo para o simulador e ajudará a entender a lógica de controle das bombas. No circuito os componentes que serão controlados são:

- B1, B2, B3: são bombas utilizadas para alimentar o sistema com vazão de óleo;
- BCC: uma bomba alimentada por corrente contínua, utilizada sómente em casos de falha da alimentação trifásica da usina;
- VI1, VI2, VI3, VICC: são as válvulas de intermitência, utilizadas para permitir a passagem de óleo para o sistema ou retornar para o reservatório;
- CB1, CB2: bombas de refrigeração, possuem um circuito independente que passa pelo trocador de calor.

Figura 19 – Circuito hidráulico simplificado de uma UPH

Fonte: Elaboração própria (2024).

3.2 Software de simulação

O software de simulação tem como objetivo reproduzir os sinais digitais e analógicos recebidos pelo controlador através de transdutores, sensores digitais e contadores para facilitar o teste e validação do software de controle da unidade hidráulica. Para o desenvolvimento desse módulo, foram utilizados cálculos para replicar as medições no acumulador (pressão e nível de óleo) e no reservatório (temperatura e nível do óleo). Além disso, foram implementadas lógicas para acionar componentes eletromecânicos.

Quando habilitado, o software de controle comutará todas as entradas e vai utilizar os valores gerados pelo simulador para as lógicas internas.

3.2.1 Nível de óleo no acumulador

Normalmente os acumuladores possuem um formato cilíndrico, com as bases arredondadas como apresentado na Figura 15. Por conta disso, a área da seção transversal será considerada constante durante toda a variação de volume de óleo. Consequentemente, o nível dependerá exclusivamente do volume de óleo no acumulador, conforme apresentado na Equação 1 considerando que:

- V_{Oil_Ac} é o volume de óleo no acumulador;
- A_{Ac} é a área da seção transversal do acumulador;

- H_{Ac} representa o nível de óleo no acumulador.

$$H_{Ac} = \frac{V_{Oil_Ac}}{A_{Ac}} \quad (1)$$

Para a simplificação dos cálculos foi considerado que não existem vazamentos no sistema e que o óleo é um fluido incompressível, assim sendo, a variação do volume de óleo no acumulador dependerá exclusivamente da vazão de óleo pelo sistema. Conforme pode ser visto na Figura 19, durante a operação da unidade hidráulica a variação no volume de óleo do acumulador dependerá exclusivamente da vazão de óleo utilizada pelo sistema e do número de bombas em operação e conectadas ao sistema.

A Equação 2 apresenta a relação para encontrar o volume de óleo no tempo t dado que:

- $V_{Oil_Ac_Initial}$ é o volume inicial de óleo no acumulador no tempo 0;
- Q_{Pumps} é a vazão proveniente das bombas, variando conforme o número de bombas ligadas e conectadas naquele instante;
- Q_{Sys} é a vazão do sistema, que será considerada uma constante para facilitar a simulação.

$$V_{Oil_Ac} = V_{Oil_Ac_Initial} + \int Q_{Pumps} - Q_{Sys} dt \quad (2)$$

3.2.2 Nível de óleo no reservatório

Para calcular o nível de óleo no reservatório será utilizada a Equação 3, onde:

- V_{Res} é o volume de óleo no reservatório;
- A_{Res} é a área da seção transversal do reservatório;
- H_{Res} representa o nível de óleo no reservatório.

$$H_{Res} = \frac{V_{Res}}{A_{Res}} \quad (3)$$

Considerando que o reservatório mantém a área da seção transversal constante durante toda sua altura, a única variável que influenciará no nível do reservatório será o volume de óleo no reservatório. Pressupondo que não hajam vazamentos no sistema e que a tubulação possui um volume de óleo desprezível, o volume que ficará no reservatório será a diferença entre os volumes de óleo total do sistema e no acumulador, conforme a Equação 4.

$$V_{Oil_Res} = V_{Total_Oil} - V_{Oil_Ac} \quad (4)$$

3.2.3 Pressão no acumulador

A pressão no acumulador é causada pela compressão dos fluidos dentro dele. Considerando que o gás dentro do acumulador será um gás ideal, a pressão pode ser calculada utilizando a Equação 5 dos gases ideais (NUSSENZVEIG, 2002), onde:

- P indica a pressão exercida pelo gás;
- V é o volume ocupado;
- n é o número de mols que compõe o gás;
- R é a constante dos gases ideais, com valor de $8,314 \text{ J.mol}^{-1}.\text{K}^{-1}$;
- T é a temperatura a qual o gás está submetido. Para facilitar os cálculos será considerada constante e terá o valor de 296K.

$$P * V = n * R * T \quad (5)$$

Para facilitar as manipulações com as equações, o óleo será considerado um fluido incompressível, portanto a pressão no acumulador será dada apenas pela pressão da compressão do gás. Trabalhando com a Equação 5 e substituindo o volume ocupado pelo gás como a diferença entre o volume total do acumulador e o volume de óleo no acumulador, tem-se a Equação 6 na qual a pressão no acumulador (P_{Ac}) será dada pelo volume de óleo no acumulador e o número de mols de gás no interior do dispositivo.

$$P_{Ac} = P = \frac{n * R * T}{V_{Total_Ac} - V_{Oil_Ac}} \quad (6)$$

Para um acumulador com uma barreira física entre os fluidos (gás e óleo) o número de mols do gás pode ser considerado constante, pois apenas ocorrerá variação

deste através de vazamentos. Contudo, para um acumulador ar-óleo, em que os fluidos mantêm contato durante a operação é comum que o óleo absorva uma quantidade de ar, diminuindo a massa de ar presente no acumulador e consequentemente a pressão do sistema. Para compensar a massa de ar absorvida pelo óleo é utilizado um sistema pneumático com uma válvula para repor esse ar perdido.

Por conta dessa variação existe um seletor no software para identificar quando é utilizado um acumulador de nitrogênio ou ar-óleo. No primeiro caso o número de mols do gás será considerado constante, mas no segundo caso essa variação deve ser considerada. Para isso, o número de mols de ar no acumulador pode ser calculado considerando a massa molar do gás (M), a massa de gás no momento inicial ($m_{Initial_Air}$), a vazão mássica da válvula de reposição de ar (Q_m) e a quantidade de massa absorvida pelo óleo ou perdida para vazamentos no sistema (Q_{Absor}) utilizando a Equação 7.

$$n = \frac{m_{Initial_Air} + \int Q_m - Q_{Absor} dt}{M} \quad (7)$$

A quantidade de ar absorvida pelo óleo será considerada constante para facilitar os cálculos. Por outro lado, a vazão do ar através da válvula de reposição de ar será calculada, visto que essa varia com a diferença de pressão entre a entrada e a saída da válvula. De acordo com De Negri (2001) a vazão mássica de um fluido compressível como o ar através de um orifício ou válvula pode ser descrita pela Equação 8, onde:

- Q_m representa a vazão mássica através do orifício ou válvula;
- A é a área efetiva da válvula;
- p_1 é a pressão estática a montante do orifício;
- p_2 é a pressão estática a jusante do orifício;
- T é a temperatura a qual o gás está submetido. Para facilitar os cálculos será considerada constante e terá o valor de 296K;
- γ é a razão de calor específico, para o ar esse valor é de aproximadamente 1,4;
- R_{spec} é a constante específica de um gás que pode ser obtida dividindo a constante dos gases ideais pela massa molar do gás, neste caso para o ar foi considerado $287.053 \text{ J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$.

$$Q_m = \frac{A * p_1}{\sqrt{T}} \left\{ \frac{2\gamma}{(\gamma - 1) * R_{spec}} \left[\left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{2}{\gamma}} - \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{(\gamma+1)}{\gamma}} \right] \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

Dentre as variáveis utilizadas na Equação 8, apenas a pressão a jusante será alterada com a simulação, as outras serão constantes e poderão ser parametrizadas previamente e não devem ter seu valor alterado dinamicamente. Na equação é possível visualizar que conforme a razão entre as duas pressões for aproximando a 1, a vazão vai se aproximando de zero.

O calor absorvido pelo óleo é causado principalmente pelo atrito do óleo com o encanamento e de vazamentos. Esse calor é proveniente de uma parte da energia das bombas que não é convertida em trabalho.

Além da entrada de energia, o sistema só terá perda de calor para o ambiente através da tubulação, reservatório e trocador de calor. Segundo Fialho (2004), a transferência de calor do óleo para o ambiente é mínimo tanto nas tubulações como através do reservatório, então serão considerados nulos para a simulação. Por conta disso, a única saída de calor de todo o sistema de potência hidráulico será realizado pelo trocador de calor.

De posse dessas informações e utilizando a Equação 9 para calcular a quantidade de calor a partir da variação de temperatura através da massa e do calor específico de um material (NUSSENZVEIG, 2002).

$$\Delta Q = \Delta T * c * m \quad (9)$$

Resolvendo essa equação para a variação de temperatura e considerando que a energia será sempre positivas para a potência absorvida das bombas e sempre negativa para o trocador de calor, a variação de temperatura do óleo pode ser escrita segundo a Equação 10, onde:

- η representa a efetividade das bombas, para o software será considerado um valor constante de 0,85;
- ρ_{Oil} é a densidade do óleo, considerado 0,879g/ml;
- c_{Oil} é o calor específico do óleo, sendo considerado 0.46kcal/g°C;
- P_{Motor_t} é a potência do motor no momento t;
- $P_{Trocador}$ é a potência dissipada pelo trocador de calor.

$$\Delta T_{Oil} = \frac{\int (1 - \eta) * P_{Motor_t} - P_{Trocador} dt}{4,184 * V_{Total_Oil} * \rho_{Oil} * c_{Oil}} \quad (10)$$

A energia absorvida pelo óleo através das bombas pode ser calculada simplesmente pelo produto do número de bombas ligadas e conectadas ao sistema

(n_{Pump_On}) com a potência individual dos motores (P_{Motor}), conforme visualizado na Equação 11.

$$P_{Motor_t} = n_{Pump_On} * P_{Motor} \quad (11)$$

Como o princípio de funcionamento do trocador de calor é a troca entre dois fluidos um quente e um frio, a potência dissipada varia diretamente com a troca de calor entre esses fluidos. Segundo Moyses (2002) a velocidade da troca de calor depende diretamente entre a diferença de temperatura dos corpos e consequentemente não pode ser considerado constante.

Para calcular a potência dissipada do trocador de calor foi escolhido o método da ε -NUT, pois além dele o método MLDT precisaria de uma solução iterativa para encontrar corretamente a troca de calor. No método escolhido o calor dissipado pelo trocador de calor pode ser calculada pela multiplicação da efetividade do trocador (ε) pela taxa de transferência máxima do trocador (q_{max}), conforme mostrado na Equação 12, (BERGMAN *et al.*, 2014).

$$P_{Trocador} = \frac{dq_{dissipador}}{dt} = \varepsilon * \frac{dq_{max}}{dt} \quad (12)$$

Para encontrar a máxima taxa de transferência de calor é necessário encontrar a menor capacidade térmica entre os fluidos (C_{min}). Portanto, a Equação 13 deve ser realizada para ambos os fluidos e o menor é selecionado para calcular q_{max} , para isso é necessário ter a vazão mássica de cada fluido (q_{massa}) e o calor específico de cada fluido (c).

$$C_{fluido} = q_{massa} * c \quad (13)$$

A taxa de transferência máxima do trocador representa a maior transferência possível de calor considerando as temperaturas, os calores específicos dos fluidos e a vazão mássica dos fluidos pelo trocador de calor, podendo ser calculada pela Equação 14, onde:

- T_{hot} é a temperatura do fluido quente, nesse caso será o óleo;
- T_{cold} é a temperatura do fluido frio, nesse caso será a água.

$$\frac{dq_{max}}{dt} = C_{min} * (T_{hot_i} - T_{cold_i}) \quad (14)$$

O cálculo da efetividade do trocador varia conforme o tipo de trocador utilizado. Dessa forma, os cálculos para os principais tipos de trocadores de calor podem ser visualizados na Figura 20. Para o cálculo da efetividade é necessário primeiro encontrar o Número Unitário de Transferência (NUT), esse valor pode ser calculado facilmente utilizando o coeficiente global de transmissão do trocador (U), a área efetiva de troca de calor (A) e a menor capacidade térmica dos fluidos (C_{min}) utilizando a Equação 15.

Figura 20 – Tabela de equações para cálculo de efetividade

TABELA 11.3 Relações da efetividade de trocadores de calor [5]

Configuração do Escoamento	Relação	
Escoamento paralelo	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 + C_r)]}{1 + C_r}$	(11.28a)
Escoamento contracorrente	$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]}$	$(C_r < 1)$
	$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU}$	$(C_r = 1)$
Casco e tubos		
Um passe no casco (2, 4, ... passes nos tubos)	$\varepsilon_1 = 2 \left\{ 1 + C_r + (1 + C_r^2)^{1/2} \times \frac{1 + \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]}{1 - \exp[-(NTU)_1(1 + C_r^2)^{1/2}]} \right\}^{-1}$	(11.30a)
n passes no casco ($2n, 4n, \dots$ passes nos tubos)	$\varepsilon = \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - 1 \right] \left[\left(\frac{1 - \varepsilon_1 C_r}{1 - \varepsilon_1} \right)^n - C_r \right]^{-1}$	(11.31a)
Escoamento cruzado (passe único)		
Dois fluidos não misturados	$\varepsilon = 1 - \exp \left[\left(\frac{1}{C_r} \right) (NTU)^{0.22} \{ \exp[-C_r(NTU)^{0.78}] - 1 \} \right]$	(11.32)
C_{max} (misturado), C_{min} (não misturado)	$\varepsilon = \left(\frac{1}{C_r} \right) (1 - \exp \{ -C_r [1 - \exp(-NTU)] \})$	(11.33a)
C_{min} (misturado), C_{max} (não misturado)	$\varepsilon = 1 - \exp \{ -C_r^{-1} [1 - \exp[-C_r(NTU)]] \}$	(11.34a)
Todos os trocadores ($C_r = 0$)	$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU)$	(11.35a)

Fonte: BERGMAN et al.,(2014).

$$NUT = \frac{U * A}{C_{min}} \quad (15)$$

Considerando o método comentado anteriormente, e considerando que o trocador como um trocador de calor contracorrente, a potência dissipada pelo trocador de calor pode ser calculada conforme a Equação 16.

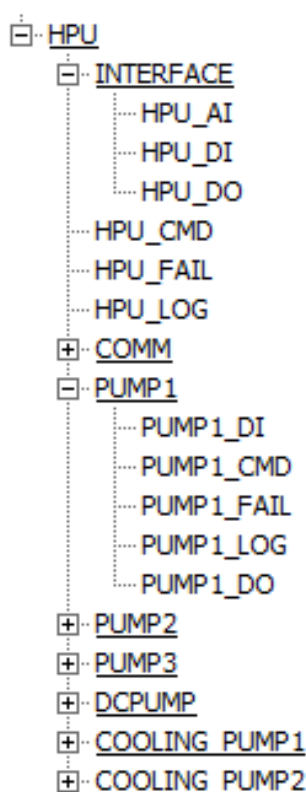
$$P_{Trocador} = \frac{1 - e^{\frac{U * A}{C_{min}} * (C_r - 1)}}{1 - C_r * e^{\frac{U * A}{C_{min}} * (C_r - 1)}} * C_{min} * (T_{hot_i} - T_{cold_i}) \quad (16)$$

3.2.4 Software de controle

Para garantir que o software de controle tenha um comportamento adequado e inclua a experiência já adquirida pela empresa nesse ramo, será utilizado como base para as lógicas um software já desenvolvido pela Reivax para o controle de uma unidade hidráulica. Essas lógicas serão organizadas, ampliadas e algumas alteradas para facilitar leitura e manutenção.

Para organizar as lógicas, foi inicialmente desenvolvida uma estrutura de pastas e programas que facilitam a localização das lógicas de controle e a customização. Isso permite que o software se adapte conforme os programas que estão habilitados. Pensando nisso, foi criada a arquitetura apresentada na Figura 21.

Figura 21 – Organização das pastas e programas no SEC.



Fonte: Elaboração própria (2024).

Dessa forma, todos os programas relacionados a automação da UPH estão inseridos na pasta Hydraulic Power Unit (HPU), onde os programas são organizados da seguinte forma:

- a) INTERFACE, apresentando os programas que fazem interface com o hardware, recebendo medições analógicas, sinais digitais e contém as saídas digitais de controle e indicação que podem existir no projeto. Esses programas também tem o objetivo de selecionar as entradas

utilizando uma entrada digital/analógica do CLP ou os sinais gerados pelo simulador.

- b) HPU_CMD composto pelas lógicas que manipulam os comandos recebidos externamente ou pela IHM e distribuem os sinais para os outros programas.
- c) HPU_FAIL, nesse programa são tratadas as falhas que podem ocorrer no processo de trabalho da UPH, ou de sinais recebidos externamente.
- d) HPU_LOG, onde serão localizadas as lógicas que controlam e comandam os componentes de forma simultânea e automática.
- e) A pasta COMM contém programas responsáveis pelo tratamento, envio e recebimento de sinais digitais e analógicos por meio de protocolos de comunicação.
- f) PUMP, são as pastas onde estarão localizados os programas de cada bomba individualmente, possuindo suas tratativas de falhas, comandos e sinais.

Essa estrutura é similar a utilizada pelos outros programas de controle utilizados pela Reivax, o que facilitará o rastreamento das lógicas para manutenção e customizações.

O software padrão existente possui o controle para até duas bombas de pressão, uma bomba de corrente contínua e uma bomba de refrigeração. O novo software será ampliado para trabalhar com o sistema apresentado na Figura 19 que contém três bombas de pressão (B1, B2 e B3), uma bomba de corrente contínua (BCC) e duas bombas de refrigeração (CB1 e CB2).

O acionamento das bombas de pressão dependerá da ordem selecionada para as bombas, onde cada bomba pode ser a principal, a secundária e a terciária. Cada bomba terá seu valor de acionamento de acordo com a pressão do acumulador, além disso, a bomba principal permanecerá sempre acionada quando o atuador da unidade geradora estiver sendo controlado pelo regulador.

Para evitar que a bomba seja energizada diretamente no sistema pressurizado, ela é energizada com sua respectiva válvula desacionada e após alguns segundos a válvula é energizada. Dessa forma o motor tem uma partida mais “suave”, o mesmo ocorre durante o desligamento da bomba.

O objetivo da bomba de corrente contínua é manter o sistema energizado quando houver uma falha na alimentação das outras bombas, visto que essa por ter a alimentação vinda de uma fonte diferente consegue operar caso haja falha elétrica dentro da usina. Este comportamento é o mesmo existente no software atual, por isso será apenas organizado para os padrões atuais.

As bombas de refrigeração também podem ser escolhidas entre bomba principal e secundária ou retaguarda, onde cada uma tem um valor configurável de temperatura para entrar em operação, além de a bomba principal entrar em operação sempre que outra bomba estiver acionada.

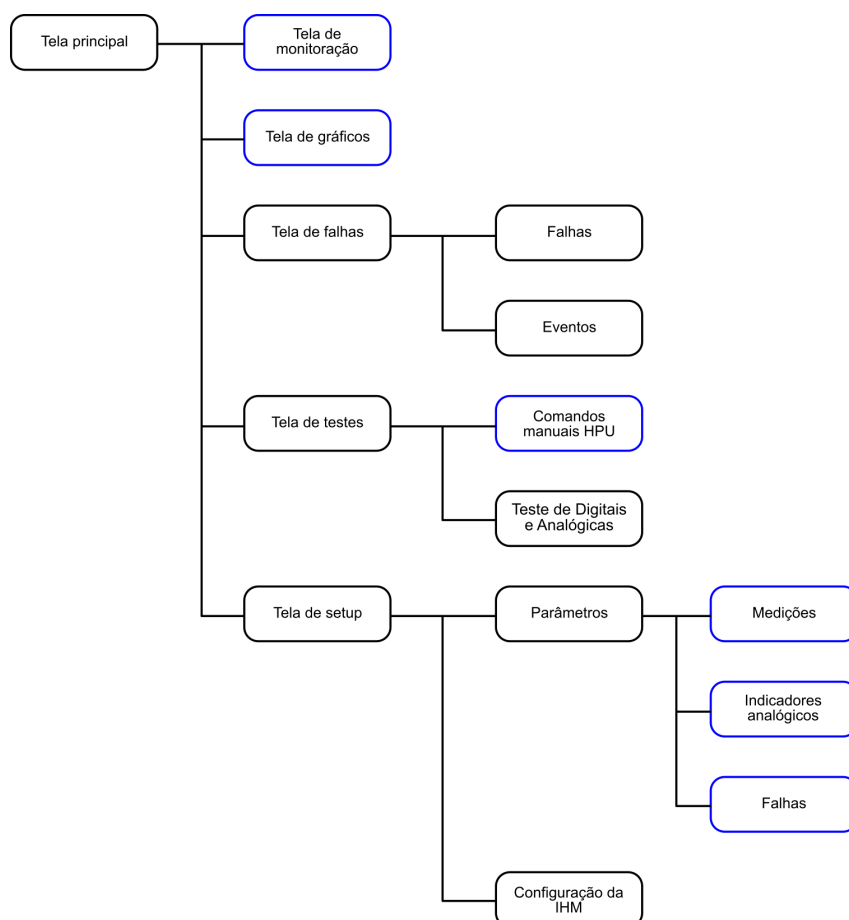
As prioridades das bombas de pressão e refrigeração são alteradas automaticamente em função de falhas durante a operação. Assim, caso ocorra uma falha na bomba principal, esta será considerada inativa e as outras bombas secundárias e terciárias serão elevadas para operar como principal e secundária, respectivamente. Dessa forma mesmo quando houver uma falha em algum dispositivo a UPH continuará operando normalmente.

Além das bombas e suas válvulas, o software comandará também a válvula de reposição de ar quando for utilizado um acumulador de ar-óleo. O controle dessa válvula depende da pressão no sistema e do nível de óleo no acumulador. Quando o nível estiver acima de um valor aceitável e a pressão não acompanhar esse nível, a válvula de ar será energizada para regular a pressão e para isso, as válvulas de intermitência das bombas são desenergizadas para impedir que o ajuste da válvula de ar seja feito de forma errada.

Essa lógica da válvula de ar possui também um contador de tempo para não permitir que a válvula fique acionada por muito tempo, o que indicaria uma falha ou na reposição, ou de vazamento de ar no sistema.

3.2.5 Desenvolvimento da IHM

A IHM será desenvolvida mantendo os padrões das interfaces utilizadas pela Reivax nos reguladores, seguindo a estrutura apresentada na Figura 22. Na imagem, as telas que foram criadas ou alteradas estão destacadas em azul. Já que algumas telas representam configurações padrões do sistema da IHM ou do CLP e por isso não necessitam de alteração.

Figura 22 – Estrutura das telas na IHM.

Fonte: Elaboração própria (2024).

De forma simples as telas alteradas terão os seguintes objetivos:

- Tela de monitoração: utilizada para monitorar os estados de cada dispositivo e os valores das medições de forma simples e objetiva.
- Tela de comandos manuais da UPH: uma tela que deve ser utilizada para manutenção do sistema, onde é possível colocar as bombas e válvulas em modo manual e comandá-las independente de falhas ou permissíveis.
- Tela de parâmetros de medições: consistirá em configurações para as transduções das entradas analógicas do CLP, realizando a conversão de mA (miliampères) para a grandeza que está sendo medida.
- Tela de parâmetros de indicadores analógicos: será utilizada para indicar através de saídas analógicas, os valores que estão sendo medidos para serem utilizados em mostradores ou serem enviados para outro dispositivo de monitoração.
- Tela de parametrização de falhas: utilizada para habilitar as lógicas de falhas e parametrizar as falhas que possuem parâmetros, como, por exemplo, as falhas de medição.

As telas de eventos e falhas não serão alteradas diretamente, porém apresentarão junto os eventos e as mensagens de falhas do software de controle da unidade de potência hidráulica.

Para facilitar a futura customização do software da IHM, alguns objetos serão ocultos conforme a customização do software de controle. As medições analógicas serão verificadas e quando não forem utilizadas as parametrizações e falhas da respectiva medição, serão ocultadas.

4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Neste capítulo serão apresentados e discutidos os resultados obtidos ao final do desenvolvimento do software.

4.1 Software de simulação

Os resultados obtidos serão mostrados em forma de gráficos para apresentar o comportamento das variáveis simuladas de acordo com o acionamento dos dispositivos atrelados a ela.

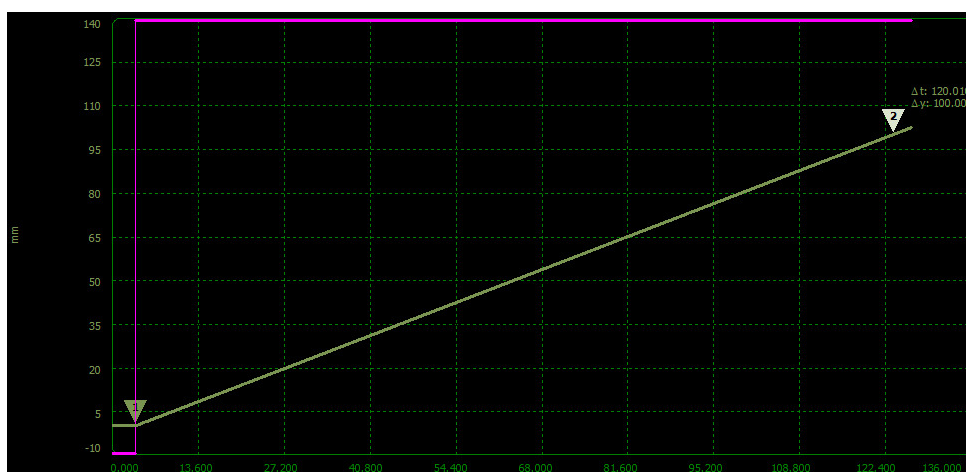
4.1.1 Nível de óleo no acumulador

Para traçar os gráficos do nível, os seguintes parâmetros foram utilizados para o simulador:

- Área de seção transversal do acumulador: $1,5 \text{ m}^2$;
- Vazão das bombas: 100 lpm ;
- Vazão de óleo consumida pelo sistema: 25 lpm ;
- Volume inicial de óleo no sistema: 0 l .

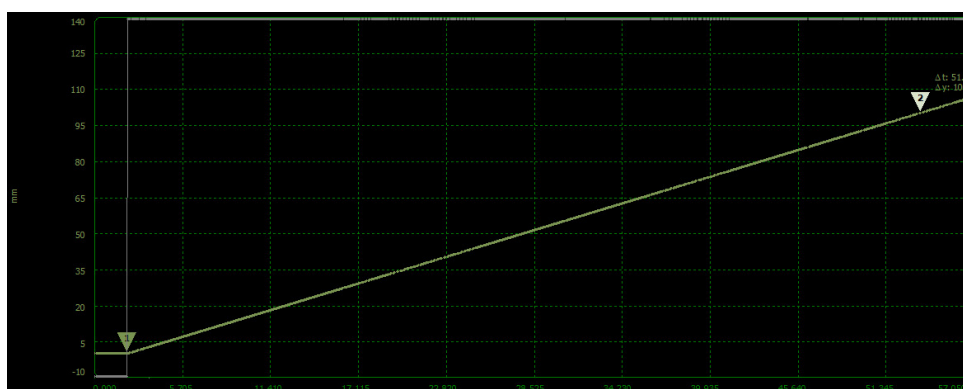
Todos os gráficos de nível apresentados ao longo do desenvolvimento do capítulo marcam o momento em que a bomba é energizada e conectada ao sistema. Um marcador indica o tempo que foi necessário para alcançar 100 mm no nível do acumulador. Foram realizados três testes para o nível, cada um com um número diferente de bombas para verificar a variação do nível.

A Figura 23 apresenta o crescimento do nível com apenas uma bomba conectada ao sistema. A linha verde representa o nível do acumulador em milímetros e a linha rosa representa o acionamento da bomba. Ao verificar o marcador no canto superior direito da imagem é possível ver que foram necessários 120,01 segundos para alcançar 100 milímetros de nível do acumulador.

Figura 23 – Crescimento do nível do acumulador com uma bomba.

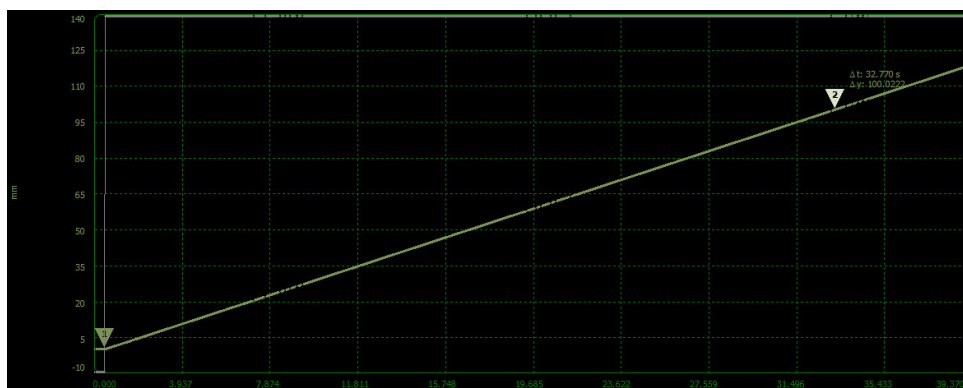
Fonte: Elaboração própria (2024).

A Figura 24 demonstra o crescimento do nível, representado com uma linha verde, com duas bombas conectadas ao sistema. O gráfico indica que com duas bombas conectadas ao acumulador foram necessários 51,48 segundos para alcançar aproximadamente 100 milímetros de nível de óleo.

Figura 24 – Crescimento do nível do acumulador com duas bombas.

Fonte: Elaboração própria (2024).

O gráfico apresentado na Figura 25 apresenta o comportamento do nível do acumulador com as três bombas ligadas ao sistema. Com essa configuração é possível visualizar que foram utilizados 32,77 segundos para o acumulador alcançar os 100 milímetros de nível de óleo.

Figura 25 – Crescimento do nível do acumulador com três bombas.

Fonte: Elaboração própria (2024).

Em todos os gráficos pode-se verificar que o nível de óleo no acumulador cresce linearmente conforme o número de bombas. Ou seja, quanto maior for o número de bombas, mais rápido o nível irá subir. Outro ponto interessante, como o sistema consome uma vazão constante de 25 lpm , que estão sendo reduzidos da vazão das bombas, os mesmos valores de nível não são alcançados proporcionalmente. Ou seja, com duas bombas não é alcançado o valor de 100 mm em 60 segundos que seria a metade do tempo para se atingir esse valor com uma bomba.

4.1.2 Pressão do acumulador

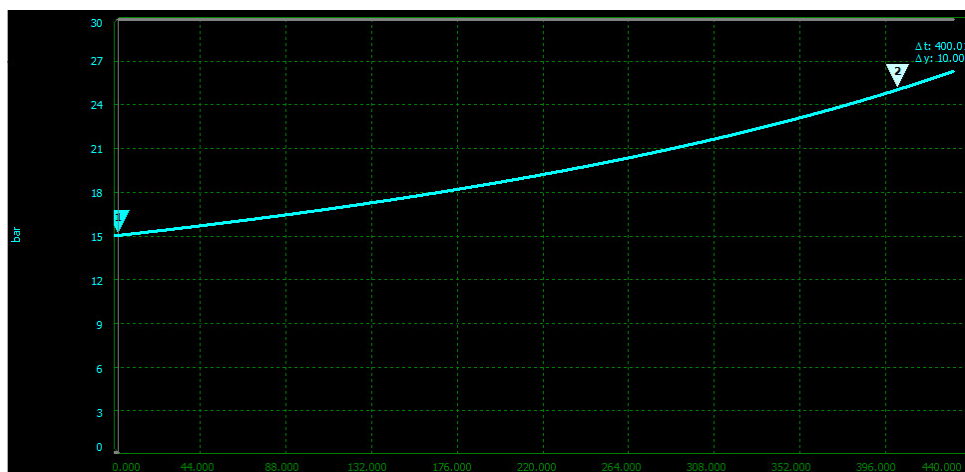
Para os ensaios da pressão do acumulador com as bombas foi considerado que o regulador não tem perdas de ar no sistema e não utiliza a válvula de reposição de ar. Além disso, foram utilizados os seguintes parâmetros no software:

- Área de seção transversal do acumulador: $1,5 \text{ m}^2$;
- Vazão das bombas: 100 lpm ;
- Vazão de óleo consumida pelo sistema: 25 lpm ;
- Volume inicial de óleo no sistema: 0 l ;
- Pressão inicial do acumulador: 15 bar ;
- Volume total do acumulador: 1250 l ;
- Pressão inicial do acumulador: 15 bar .

Para a pressão, o comportamento foi observado entre os valores 15 até 25 bar, utilizando de uma a três bombas para realizar a pressurização. Nos gráficos apresentados ao longo desta seção, a pressão pode ser visualizada em azul e as bombas são representadas pela linha cinza.

A Figura 26 apresenta o comportamento da pressão com uma bomba conectada ao sistema. Utilizando o marcador no canto superior direito é possível visualizar que foram necessários 400,01 segundos para subir a pressão até 25 bar.

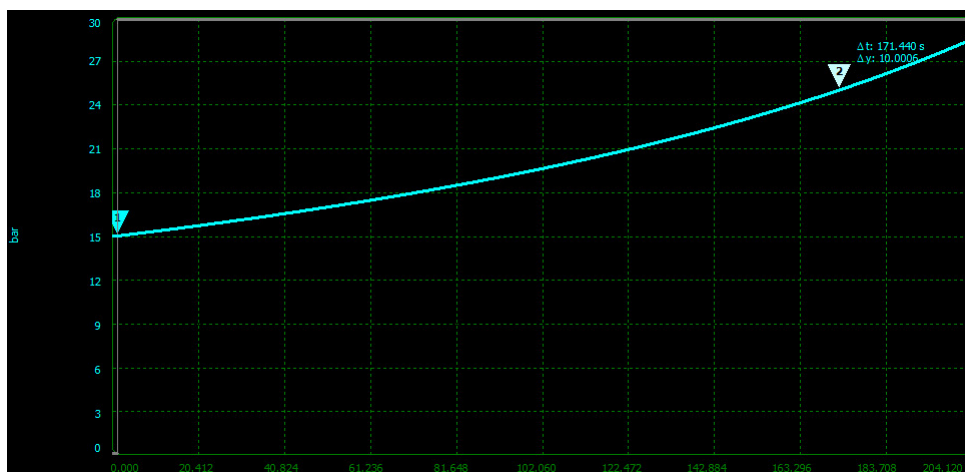
Figura 26 – Comportamento da pressão do acumulador com uma bomba.



Fonte: Elaboração própria (2024).

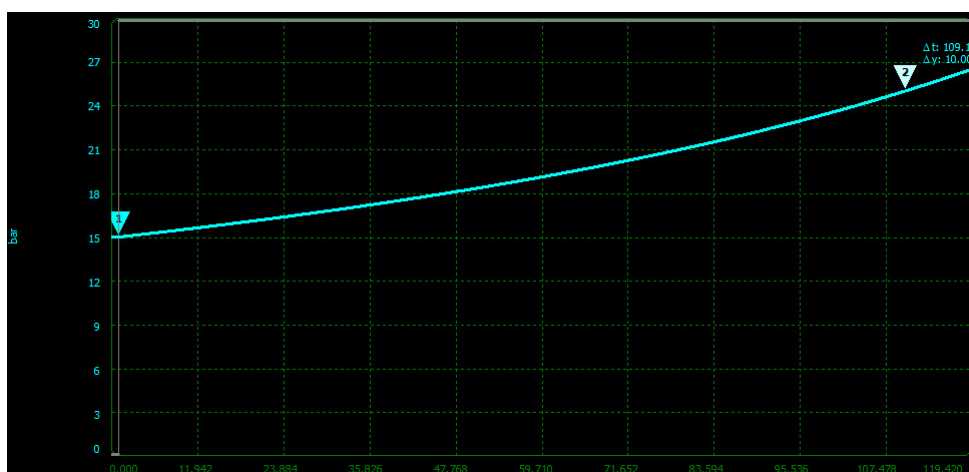
A Figura 27 apresenta o comportamento do nível com duas bomba conectadas ao sistema. O gráfico mostra que foram necessários 171,44 segundos para alcançar a meta de pressão.

Figura 27 – Comportamento da pressão do acumulador com duas bombas.



Fonte: Elaboração própria (2024).

Já a Figura 28 apresenta o comportamento da pressão no acumulador com as três bombas de pressão ligadas ao sistema. Esta ultima configuração apresenta uma taxa de subida mais rápida, precisando de apenas 109,1 segundos para ir de 15 até 25 bar.

Figura 28 – Comportamento da pressão do acumulador com três bombas.

Fonte: Elaboração própria (2024).

Outro dispositivo que interfere na pressão é a válvula de reposição de ar. Para verificar como essa a pressão reage com esse dispositivo, além dos parâmetros utilizados anteriormente, foram utilizados seguintes parâmetros:

- Área efetiva da válvula: 12 mm;
- Pressão estática a montante da válvula (pressão no compressor): 30 bar;
- Razão do calor específico: 1,4;
- Massa molar do ar: 28,9645 g/mol.

O gráfico apresentado na Figura 29 mostra o comportamento da pressão com a válvula de ar aberta. É possível visualizar que conforme a pressão do acumulador se aproxima da pressão no compressor, a curva vai se tornando cada vez mais suave. Mesmo com essa subida reduzida, a pressão atingiu 25 bar em 187,97 segundos.

Figura 29 – Aumento da pressão do acumulador com válvula de reposição de ar.

Fonte: Elaboração própria (2024).

É interessante analisar a diferença entre os gráficos das Figuras 26, 27, 28 que foram pressurizados com bombas e a Figura 29 pressurizada com a válvula de reposição de ar.

No primeiro caso é possível ver uma leve curvatura para cima o que é previsto observando a Equação 5. Nessa equação, para manter o lado direito constante, a pressão e o volume de ar no interior devem ser inversamente proporcionais, ou seja, quanto menor for o volume de gás no acumulador mais rápido a pressão aumenta.

Já com a válvula de ar a variação da pressão vai diminuindo quando se aproxima de 30 *bar*, que seria a pressão do compressor da válvula de reposição de ar. Utilizando a Equação 7, é possível identificar que esse comportamento vem da vazão mássica de ar pela válvula de reposição. Posto isso, verificando a Equação 8, quanto mais a pressão do compressor (p_2) se aproxima da pressão do acumulador (p_1), a equação se aproxima de zero, indicando que não há vazão quando ambos os lados estão com a mesma pressão de ar.

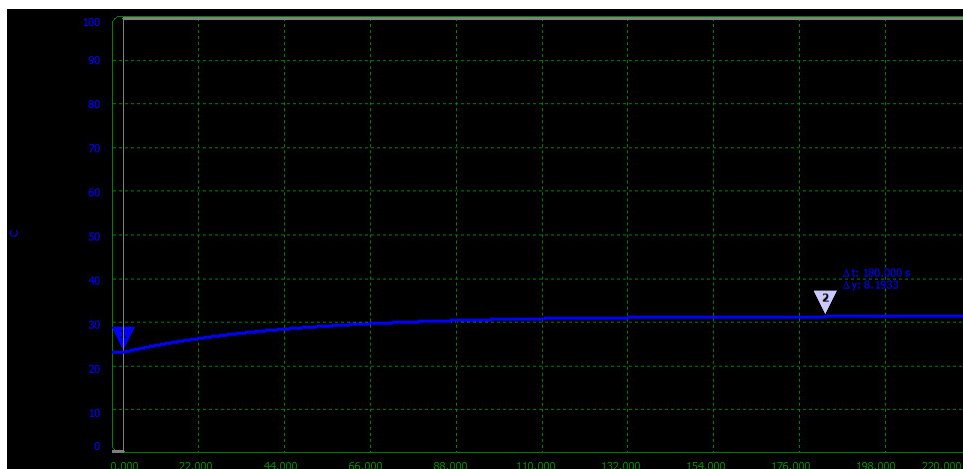
4.1.3 Temperatura do óleo

Os ensaios de temperatura foram realizados ligando um número de bombas simultaneamente com a(s) bomba(s) de refrigeração e esperado três minutos para verificar em qual temperatura do óleo o sistema se estabilizava. Os parâmetros utilizados foram:

- Temperatura inicial do óleo: 23 °C;
- Potência dos motores: 7,35 kW;
- Densidade do óleo: 0,879 g/ml;
- Calor específico do óleo: 0,46 kcal/d * °C;
- Temperatura da água no trocador de calor: 18 °C;
- Vazão das bombas de refrigeração: 50 lpm;
- Vazão mássica de água pelo trocador de calor: 10 kg/s;
- Área do trocador de calor: 1,95 m²;
- Coeficiente global de transmissão de calor: 110 W/m² * K.

O primeiro teste realizado foi utilizando uma bomba de refrigeração e uma bomba de vazão para o sistema (B1, B2, B3 ou BCC). Na Figura 30 é possível visualizar em azul o comportamento da temperatura do óleo. Após três minutos a temperatura do sistema se estabilizou em 31,19 °C, registrando uma variação, Δy , de 8,19 °C.

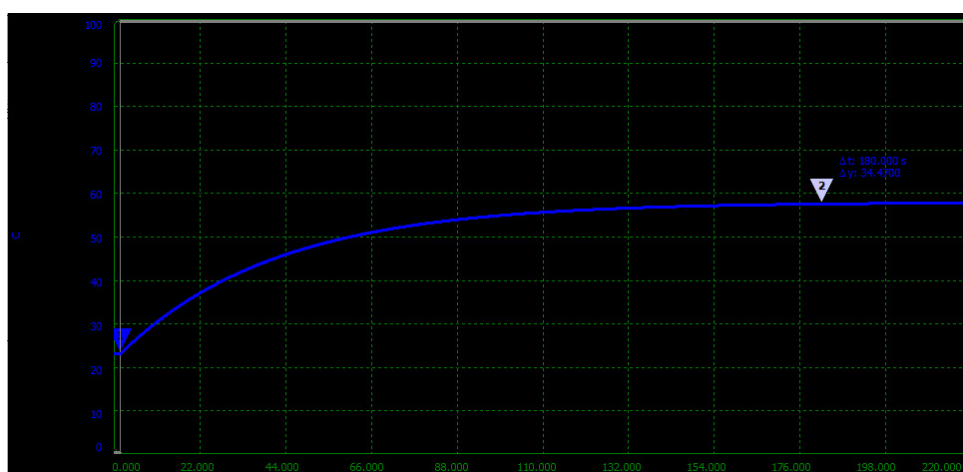
Figura 30 – Comportamento da temperatura para uma bomba de refrigeração e uma bomba conectada ao sistema



Fonte: Elaboração própria (2024).

O segundo teste foi realizado conectando três bombas de vazão para o sistema e utilizado apenas uma bomba de refrigeração. O gráfico apresentado na Figura 31 apresenta o aumento da temperatura e a acomodação do gráfico ao final do teste em 57,47 °C, com um Δy de 34,47 °C do início da simulação.

Figura 31 – Comportamento da temperatura para uma bomba de refrigeração e três bombas conectadas ao sistema



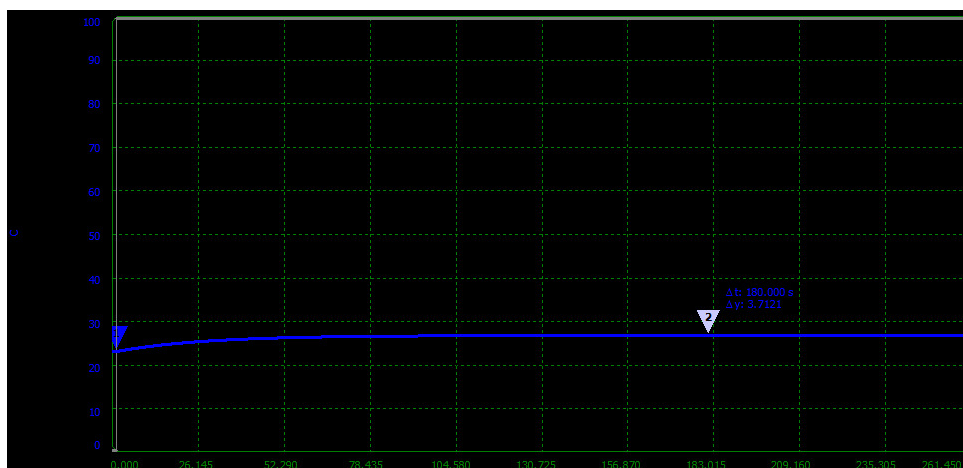
Fonte: Elaboração própria (2024).

O terceiro e quarto teste foram realizados utilizando duas bombas de refrigeração, esperando que ao final do teste sejam alcançadas temperaturas menores. Tal resultado é esperado porque com duas bombas de refrigeração a vazão de óleo no trocador de óleo é maior, aumentando a troca de calor do óleo com a água.

O terceiro teste foi realizado com o uso de uma bomba de vazão para o sistema e duas para a refrigeração do óleo. A Figura 32 apresenta o gráfico do teste com a temperatura em azul. O marcador no gráfico indica que após três minutos o óleo

aqueceu apenas $3,71\text{ }^{\circ}\text{C}$, o que mostra um aumento bem menor se comparado com o primeiro teste realizado.

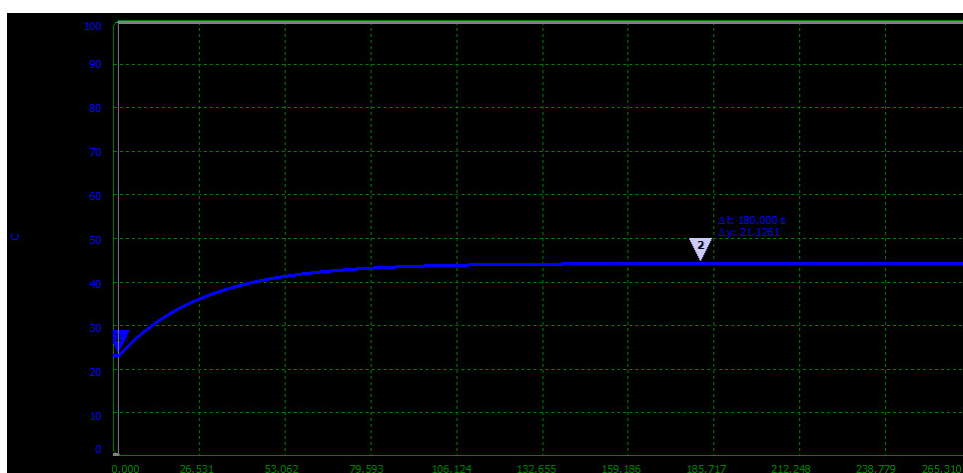
Figura 32 – Comportamento da temperatura para duas bombas de refrigeração e uma bomba conectada ao sistema



Fonte: Elaboração própria (2024).

O quarto e último ensaio para a temperatura foi realizado conectando as três bombas para alimentar o sistema e as duas bombas de refrigeração. A Figura 33 indica que ao final do tempo do teste a temperatura do óleo subiu $21,13\text{ }^{\circ}\text{C}$, alcançando $44,13\text{ }^{\circ}\text{C}$, 13 graus a menos do que utilizando apenas uma bomba de refrigeração.

Figura 33 – Comportamento da temperatura para duas bombas de refrigeração e três bombas conectadas ao sistema



Fonte: Elaboração própria (2024).

Ao analisar as equações da variação de temperatura do óleo, as únicas variáveis não constantes são a potência do motor transformada em calor e a potência dissipada pelo trocador de calor. Nos testes realizados foi possível verificar que, o mesmo número de bombas estavam ligadas durante todo o processo, dessa forma

a variação da inclinação da temperatura está relacionada fortemente ao trocador de calor.

Analisando a Equação 10, a temperatura será estabilizada quando a potência perdida dos motores for igual à potência dissipada pelo trocador de calor. E conforme a equação 16, o trocador de calor tem uma eficiência maior quando os fluidos quente e frio estão com uma grande diferença de temperatura. Logo conforme a temperatura do óleo sobe, $P_{Trocador}$ aumenta até que seja igual à potência dos motores transformada em calor e, conseqüentemente, estagnando a temperatura.

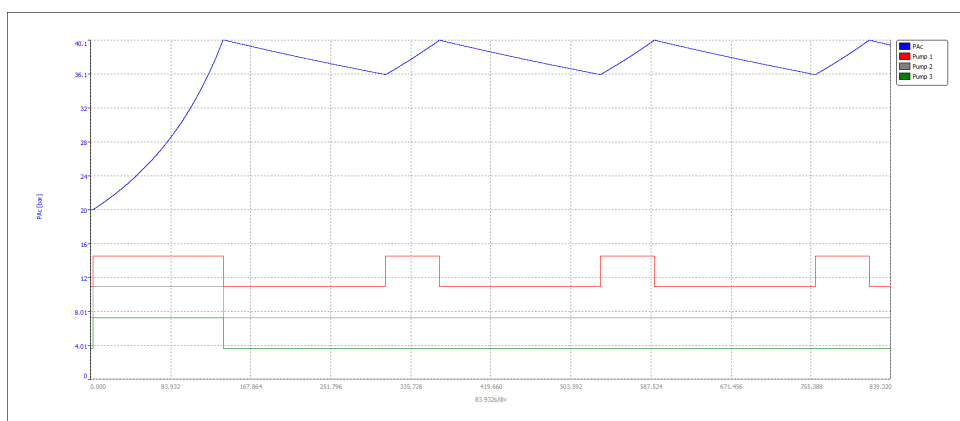
4.2 Software de controle da UPH

Nesta seção serão apresentados o comportamento do software de controle em algumas situações, tais como falha de bomba em operação, vazão do sistema maior que a bomba, entre outros, além de apresentar algumas características que facilitam a customização deste software para variados tipos de unidades hidráulicas.

Para mostrar o funcionamento do software de controle foi utilizado o software de simulação em conjunto para avaliar se o software consegue manter a pressão entre 40 e 36 *bar* durante um período. Para verificar o controle correto da pressão, foi considerado primeiro uma vazão de 25 *lpm* e uma pré-carga de 20 *bar* no acumulador. O acumulador iniciará vazio e o sistema irá realizar a pressurização utilizando todas as bombas disponíveis e depois realizará o controle da pressão.

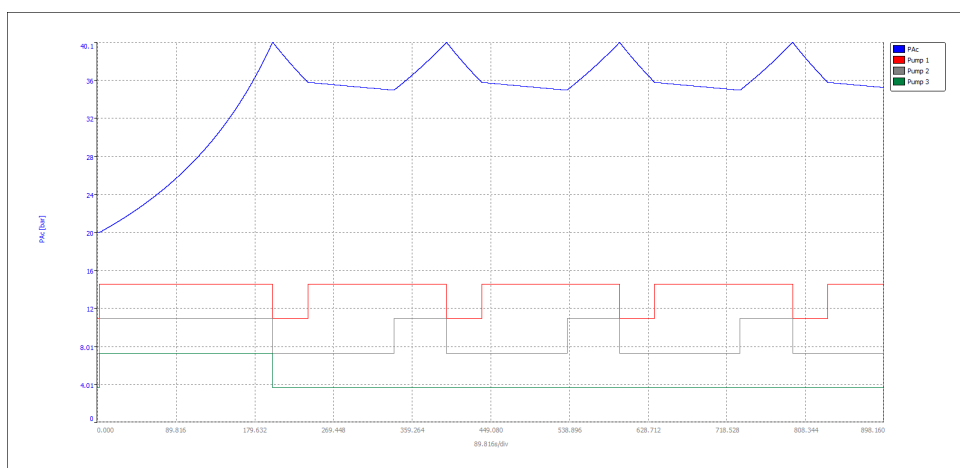
Nestes testes o software foi parametrizado para que as bombas 1, 2 e 3 fossem acionadas quando a pressão ficar menor que 36, 35 e 34,5 *bar* e sejam desativadas ao alcançar 40 *bar* de pressão.

A Figura 34 apresenta o resultado, onde o software manteve a pressão dentro dos níveis aceitáveis por mais de 10 minutos utilizando apenas uma bomba para a pressurização. Visto que, como a vazão do sistema era menor que a vazão da bomba, apenas uma é suficiente para carregar o acumulador e subir a pressão.

Figura 34 – Controle de pressão com 25 lpm de vazão.

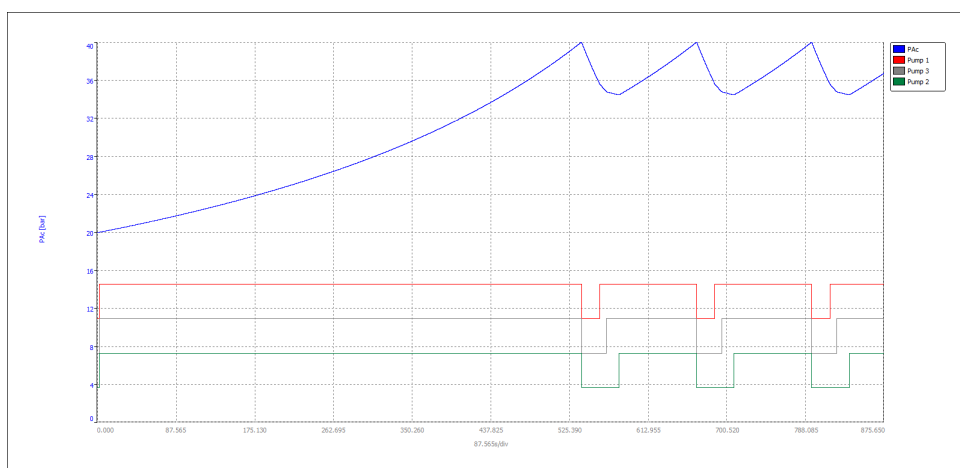
Fonte: Elaboração própria (2024).

O segundo teste foi realizado para verificar o controle utilizando duas bombas para manter a pressão no sistema, para isso a vazão do sistema foi alterada para 110 *lpm* para forçar a utilização da segunda bomba. É interessante analisar que ao chegar em 36 *bar* a primeira bomba é acionada e a pressão tem uma inclinação um pouco mais suave até alcançar aproximadamente 34 *bar* para acionar a segunda bomba. A Figura 35 apresenta o comportamento registrado.

Figura 35 – Controle de pressão com 110 lpm de vazão.

Fonte: Elaboração própria (2024).

O último teste foi realizando configurando a vazão do sistema em 230 *lpm* para forçar a utilização das três bombas para elevar a pressão no sistema. Na Figura 36 é possível visualizar através das linhas vermelha, verde e cinza, que todas as bombas obedecem à sequência de abertura conforme a pressão, para que o valor se mantenha na faixa desejável.

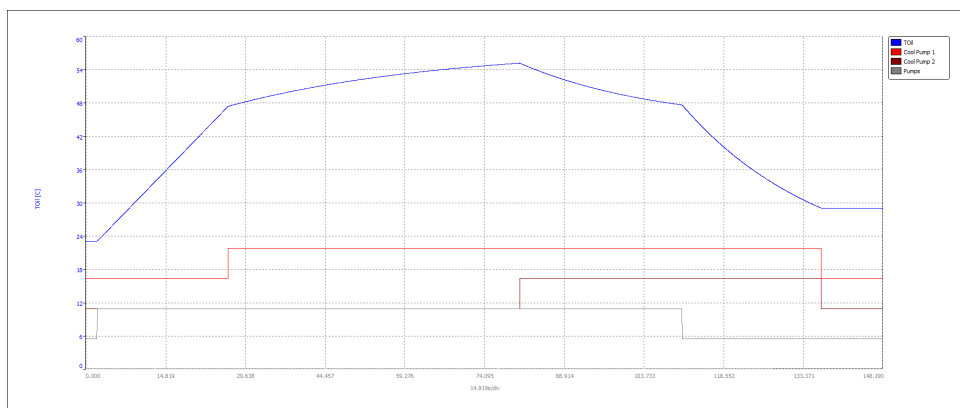
Figura 36 – Controle de pressão com 230 lpm de vazão.

Fonte: Elaboração própria (2024).

Para o controle da temperatura, a mesma lógica de controle por histerese foi utilizada. Ou seja, as bombas apenas ligam quando a temperatura atinge um certo valor parametrizável e são desligadas quando uma temperatura mais baixa é alcançada. Por conta disso, para realizar os testes foi seguindo o seguinte procedimento:

- Ligadas três bombas de alimentação do sistema para gerar calor e variar a temperatura do sistema.
- Esperar que sejam acionadas as duas bombas de refrigeração.
- Ao final desconectar todas as bombas de vazão e observar o comportamento das bombas de refrigeração.

Para esse ensaio, o software foi parametrizado para ligar uma bomba em 45 °C e duas bombas em 55 °C e desligar ambas as bombas quando a temperatura descer para 30 °C, esse comportamento pode ser visualizado na Figura 37. Outra possível configuração para o software seria sempre que uma bomba de pressão estiver energizada, uma bomba de refrigeração entra em operação até que todas as bombas sejam desligadas.

Figura 37 – Controle das bombas de refrigeração.

Fonte: Elaboração própria (2024).

Para o controle da válvula de reposição de ar, essa depende tanto da medição de pressão como de nível de óleo no acumulador. Este dispositivo é acionado quando o nível atinge um valor muito alto e a pressão está dentro da faixa de operação das bombas de pressão. Ficando acionada até que a pressão ou o nível sejam normalizados.

Além disso, para que o software seja customizado com mais facilidade futuramente, foram realizadas as seguintes ações:

- Verificação de medições analógicas para habilitar/desabilitar lógicas de falhas.
- Criação de variáveis dentro do programa que habilitam ou desabilitam lógicas.
- Identificação de programas habilitados/desabilitados para identificar os componentes da UPH.

4.3 Software de IHM

A IHM foi desenvolvida respeitando os padrões de imagem da Reivax, sendo desenvolvidas telas de monitoração, comandos para testes e parametrização da UPH.

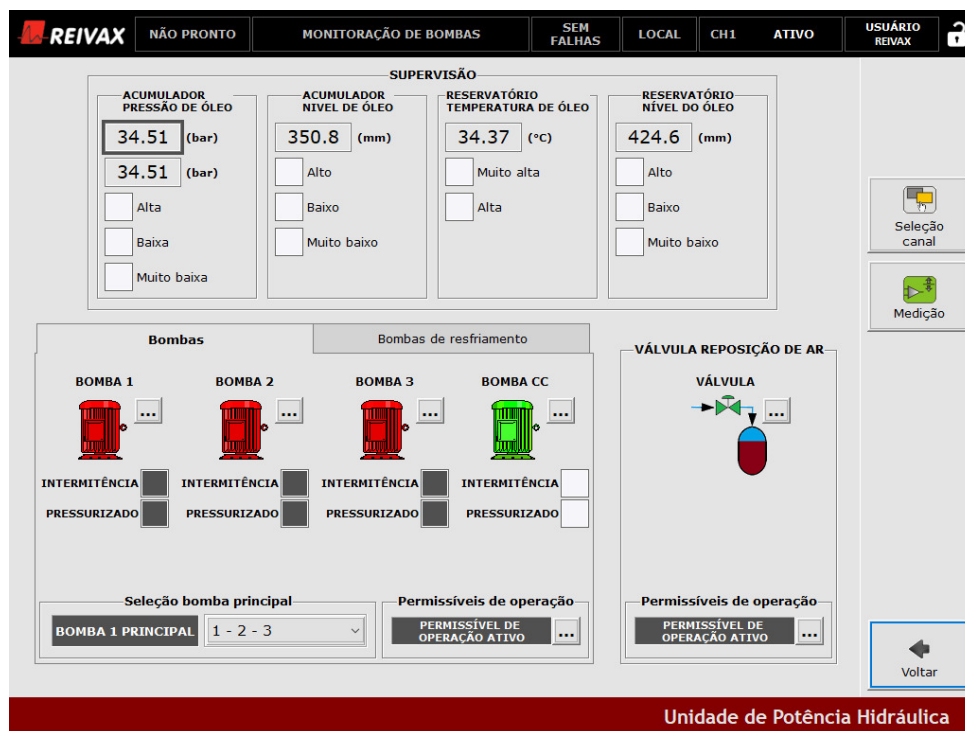
A tela de comandos manuais, indicada nas Figuras 38 e 39, são utilizadas para monitorar as medições e realizar testes, tais como comandar manualmente as bombas e válvulas ou verificar os permissíveis para os componentes operarem de forma automático.

No quadro de supervisão estão as indicações das medições e das falhas que podem ocorrer com elas. Além disso, quando houver medição redundante de pressão no acumulador, o software indica qual medição está sendo utilizada através da marcação em volta do quadro com o valor da transdução.

Esta tela conta, também, com algumas associações com valores recebidos do software de controle para mostrar ou desaparecer com objetos visuais conforme a

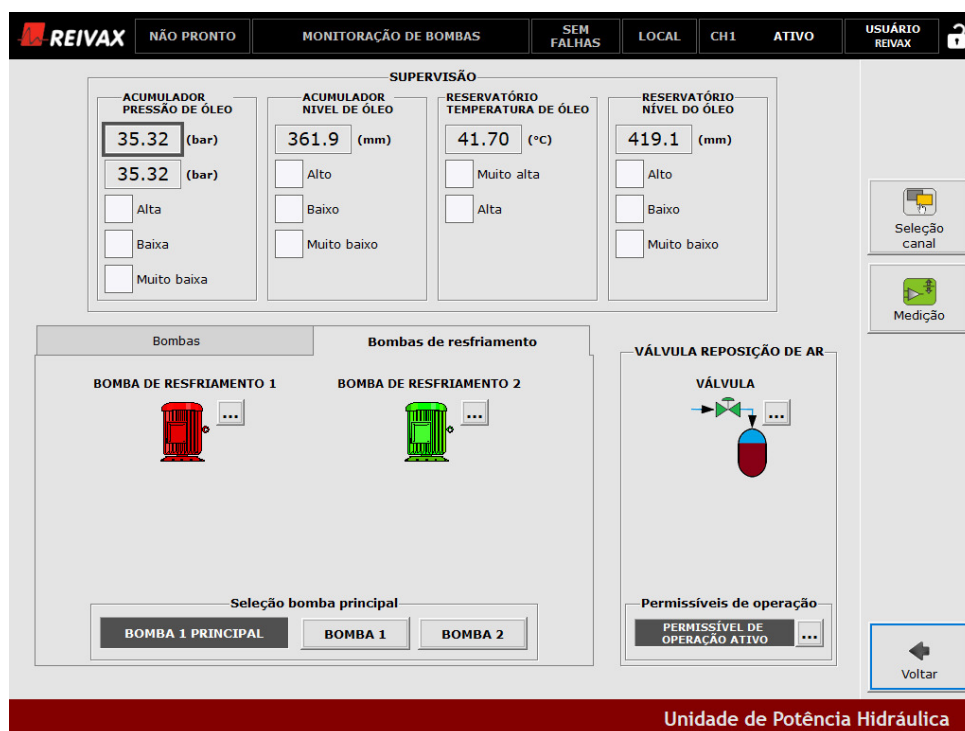
customização do software de controle. A fim de facilitar a customização, as indicações de medições podem desaparecer quando a mesma não existe no projeto, ou com as imagens representando os dispositivos e suas indicações ficando invisíveis quando não são controladas pelo software.

Figura 38 – Tela de testes da UPH.



Fonte: Elaboração própria (2024).

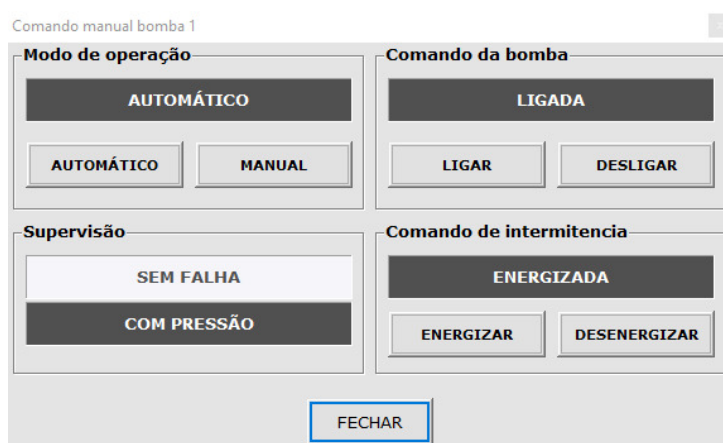
Figura 39 – Tela de testes das bombas de refrigeração da UPH.



Fonte: Elaboração própria (2024).

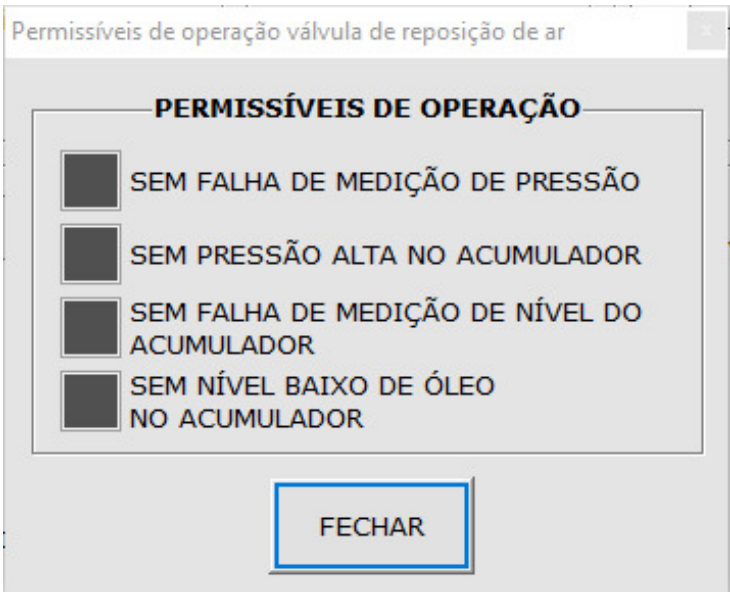
Os *popups* de comando são padronizados e organizados conforme a Figura 40, sendo utilizados para colocar os componentes mecânicos em modo manual, ou automático, e enviar comandos de forma manual para verificar o funcionamento do equipamento.

Figura 40 – Tela de comandos manuais da bomba.



Fonte: Elaboração própria (2024).

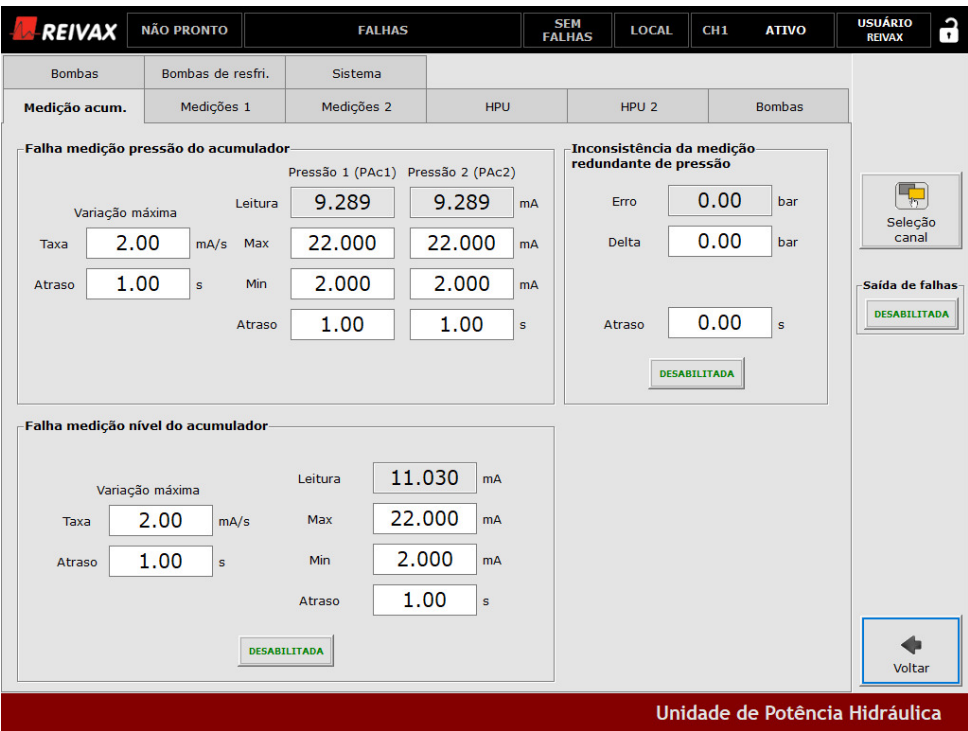
Figura 41 – Popup de permissíveis da válvula de reposição de ar.



Fonte: Elaboração própria (2024).

Além das telas mencionadas acima, também foram criadas telas de parametrização. Na Figura 42 é possível ver uma tela de parametrização das falhas de algumas medições, onde é possível habilitar ou desabilitar as falhas e configurar os critérios para acionamento das falhas.

Figura 42 – Tela de falha de medições.



Fonte: Elaboração própria (2024).

Como o CLP recebe apenas um valor de 4 a 20 mA, esse valor deve ser

convertido na unidade de medida que está sendo medida antes de ser utilizado nas lógicas internas. Essa conversão pode ser realizada na tela de parametrização de medições, apresentada na Figura 43.

Figura 43 – Tela parametrização de medições do acumulador.

REIVAX

NÃO PRONTO

MEDIÇÃO DO ACUMULADOR

SEM FALHAS

LOCAL

CH1

ATIVO

USUÁRIO REIVAX

Acumulador

Reservatório

Pressão 1 do acumulador (Pac1)

Leitura 10.053 mA 37.69 bar

E1 4.000 mA S1 0.00 bar

E2 20.000 mA S2 100.00 bar

Tau 0.005 s

OK NÃO ATIVO

Pressão 2 do acumulador (Pac2)

Leitura 10.053 mA 37.69 bar

E1 4.000 mA S1 0.00 bar

E2 20.000 mA S2 100.00 bar

Tau 0.005 s

OK NÃO ATIVO

Nível do acumulador

Leitura 12.435 mA 393.7 mm

E1 4.000 mA S1 0.0 mm

E2 20.000 mA S2 750.0 mm

Tau 0.005 s

Seleção canal

Atualização simultânea ?

HABILITADA

Voltar

Unidade de Potência Hidráulica

Fonte: Elaboração própria (2024).

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

No primeiro capítulo foi discutido a importância de uma modernização sobre uma usina hidrelétrica e levantado alguns objetivos e especificações do trabalho. Com base nisso foram levantados os seguintes objetivos específicos:

- Estudar o funcionamento de unidades de potência hidráulica utilizadas na indústria.
- Implementar as lógicas de controle no software do Controlador Lógico Programável (CLP).
- Desenvolver um programa focado em simular alguns dados da unidade hidráulica a fim de facilitar o futuro desenvolvimento e melhoria do software de controle.
- Desenvolver software de Interface Homem Máquina (IHM) para operação, manutenção e monitoramento da unidade hidráulica.
- Generalizar as lógicas implementadas para se adaptarem a diferentes tipos de unidades hidráulicas de potência com um número menor de modificações.
- Realizar testes no software de controle em conjunto com a IHM para verificar possíveis problemas.

No capítulo da fundamentação teórica, foram realizados estudos sobre usinas hidrelétricas, suas partes e focando o estudo sobre o uso de unidades hidráulicas nesse sistema. Além disso, também foi realizado uma análise dos componentes de uma unidade hidráulica e como estes afetam o funcionamento e o comportamento do sistema.

No desenvolvimento, os artigos, trabalhos e livros estudados no segundo capítulo foram utilizados para elaborar o software. Para a simulação foram utilizados alguns conhecimentos adquiridos, principalmente, na área da física para entender e gerar o comportamento das variáveis conforme o acionamento dos dispositivos eletromecânicos da unidade hidráulica. Os softwares da IHM e controle foram baseados em softwares da Reivax, mas foram alterados conforme as mudanças feitas, como, por exemplo, o número de bombas usadas no sistema.

O penúltimo capítulo do trabalho apresenta os resultados obtidos de todo o trabalho desenvolvido. A verificação do comportamento da simulação foi realizada por meio de gráficos, onde foi possível visualizar os dados de pressão e temperatura do sistema em função do acionamento das válvulas e das bombas. Além disso, foram apresentados também algumas telas desenvolvidas para a IHM que podem ser

utilizadas para dar manutenção ou ajustar o controle do software sobre a unidade de potência hidráulica.

Dessa forma, conclui-se que todos os objetivos elencados para o projeto foram alcançados, uma vez que foram realizados estudos sobre as unidades hidráulicas; a simulação conseguiu representar bem o comportamento das variáveis que podem ser medidas do sistema hidráulico; o software de controle consegue comandar até três bombas, juntamente com as válvulas de intermitência, a válvula de reposição de ar e as bombas de refrigeração; a IHM consegue apresentar informações importantes e permite parametrização de falhas, medições e comportamentos do software de controle. Além disso, todos os softwares podem ser facilmente customizáveis para pessoas familiarizadas às ferramentas de desenvolvimento utilizadas pela Reivax.

5.1 Sugestões para trabalhos futuros

Mesmo após o desenvolvimento dos softwares, algumas melhorias podem ser realizadas no software para ampliar seu desenvolvimento ou melhorar suas funcionalidades. Algumas ideias para trabalhos futuros são:

- Desenvolvimento de uma máquina de estados para criar rotinas de pressurização do acumulador.
- Comparar as medições da simulação com uma unidade hidráulica real e verificar a precisão do software.
- Inclusão de novos componentes que possam ser controlados pelo software, como, por exemplo, uma válvula de isolamento do acumulador.
- Desenvolvimento de telas de parametrização e testes dos softwares de controle e simulação na ferramenta do SEC.

REFERÊNCIAS

- ANEEL, A. N. de energia E. Resolução normativa nº 875, de 10 de março de 2020. 2020. Disponível em: <https://www2.aneel.gov.br/cedoc/ren2020875.html>. 12
- BERGMAN, T. L. *et al. Fundamentos de transferência de calor e de massa*. 7. ed. [S.l.]: LTC, 2014. 35, 36
- CASELATO, D. *Modernização e reabilitação de usinas hidrelétricas*. 1. ed. [S.l.]: Editora Cajuína, 2020. 12
- COSTA, E. da S.; SENA, A. J. C.; MESQUITA, A. L. A. *Sobre os Sinais de vibração no monitoramento de unidades hidrogeradoras*. 2010. Disponível em: <https://www.abcm.org.br/anais/conem/2010/PDF/CON10-0976.pdf>. Acesso em: 12 de março de 2024. 16, 17
- DEGRAUS, L. *Entenda o funcionamento de uma bomba centrífuga*. 2019. <https://degraus.com.br/entenda-o-funcionamento-de-uma-bomba-centrifuga/>. Acessado em: 18 de março de 2024. 22
- ENERGÉTICA, E. de P. *Balanço Energético Nacional 2023*. Victoria, British Columbia, Background, 2023. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-748/topico-687/BEN2023.pdf>. 12
- FIALHO, A. B. *Automação hidráulica projetos, dimensionamento e análise de circuitos*. [S.l.]: Saraiva Educação SA, 2004. 22, 23, 25, 34
- GLOBAL. *Unidades Hidráulicas*. 2024. <https://www.globalhp.com.br/fabricacao/unidades-hidraulicas/>. Acessado em: 20/08/24. 21
- GUPTA, A. K.; ARORA, S. K. *Industrial Automation and Robotics*. [S.l.]: Laxmi Publications, 2007. 26
- HUDEMANNI, M. G. *et al.* Programmable logic controller (plc) in automation. *Advanced Journal of Graduate Research*, v. 2, n. 1, p. 37–45, May 2017. Disponível em: <https://journals.aijr.org/index.php/ajgr/article/view/185>. 26, 27
- MENDES, M. F. *Proposta de metodologia e de modelo para modernizações de Sistemas de Automação de unidades geradoras hidráulicas de grande porte*. 2011. 15
- MIRANDA, F.; WAGNER, L. O que é uma bomba de engrenagem? 2022. Disponível em: <https://wortecbombas.com.br/bomba-de-engrenagens/>. 22
- NEGRI, V. J. D. *Sistemas Hidráulicos e Pneumáticos para Automação e Controle PARTE II - Sistemas Pneumáticos para Automação*. 2001. 33
- NUSSENZVEIG, H. M. *Curso de física básica 2*. [S.l.]: Editora Edgard Blucher, 2002. 32, 34, 35
- QUARANTA, E.; TRIVEDI, C. The state-of-art of design and research for pelton turbine casing, weight estimation, counterpressure operation and scientific challenges. *Heliyon*, 2021. 18

SANTOS, E. Z. A. *Simulador em tempo real para testes de reguladores de velocidade em turbinas hidráulicas*. Dissertação (Mestrado) — Escola politécnica da Universidade de São Paulo, 2006. 23, 24

SISTEMAS e componentes hidráulicos e pneumáticos: símbolos gráficos e diagramas de circuitos. [S.l.], 2020. 22, 23, 24, 25, 26

TEXIUS. *Manual de instalação TSP-2-2Z*. 3rd. ed. [S.l.], 2023. 21