

UNIVERSIDADE DO VALE DO PARAÍBA
FACULDADE DE ENGENHARIAS, ARQUITETURA E URBANISMO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE DA SILVA AMANCIO

ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS DE REGULAÇÃO DE VELOCIDADE
EM USINAS HIDRELÉTRICAS:
ESTUDO DE CASO ENTRE SISTEMAS DE ALTA E BAIXA PRESSÃO

SÃO JOSÉ DOS CAMPOS

2025

FELIPE DA SILVA AMANCIO

**ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS DE REGULAÇÃO DE VELOCIDADE
EM USINAS HIDRELÉTRICAS:
ESTUDO DE CASO ENTRE SISTEMAS DE ALTA E BAIXA PRESSÃO**

Relatório Final apresentado como parte das exigências da disciplina Trabalho de Graduação à Banca Avaliadora do Curso de Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharias, Arquitetura e Urbanismo da Universidade do Vale do Paraíba.

Orientador: Prof. Me. Wagner de Almeida da Silva

SÃO JOSÉ DOS CAMPOS

2025

FELIPE DA SILVA AMANCIO

**ANÁLISE COMPARATIVA DE SISTEMAS DE REGULAÇÃO DE VELOCIDADE
EM USINAS HIDRELÉTRICAS:
ESTUDO DE CASO ENTRE SISTEMAS DE ALTA E BAIXA PRESSÃO**

Trabalho de Conclusão de Curso
apresentado como requisito parcial à
obtenção do grau de Bacharel em
Engenharia Mecânica, da Faculdade de
Engenharias, Arquitetura e Urbanismo da
Universidade do Vale do Paraíba, pela
seguinte banca examinadora:

Aprovado em: ____/____/____

Banca Examinadora

Prof. Me. Wagner de Almeida da Silva (Orientador)
Universidade do Vale do Paraíba

Prof. Me. Carlos Henrique Gustavo Hassmann
Universidade do Vale do Paraíba

Prof. Dra. Heidi Korzenowski
Universidade do Vale do Paraíba

Dedico essa conquista aos meus pais, que durante todos os anos de minha vida sempre lutaram e se esforçaram para me proporcionar a melhor educação possível; vocês são minha fonte de inspiração. Vocês foram, são, e sempre serão fundamentais em toda a minha caminhada.

AGRADECIMENTOS

Ao Criador, fonte inesgotável de força, minha gratidão eterna por iluminar meus passos nos momentos mais desafiadores, por todas as graças e oportunidades concedidas, e pelo milagre da vida, presenteado por meio de meus pais, Silvio e Celma. Agradeço ainda pela saúde, pela sabedoria e pela perseverança que me sustentaram ao longo desta jornada.

Aos meus pais e familiares, pelo amor incondicional, incentivo constante e por sempre acreditarem em meu potencial, registro meu mais profundo agradecimento. Cada conquista alcançada carrega um pedaço de cada um de vocês.

Ao meu orientador, Prof. Me. Wagner de Almeida da Silva, expresso sincera gratidão pela dedicação, pela orientação atenciosa, pela amizade e pelas palavras de motivação ao longo de todo o percurso acadêmico.

Ao orientador externo e amigo, Mestre Thomaz Campos, e ao grande amigo, Mestre Marcos Assialdi, verdadeiras inspirações, agradeço a oportunidade de aprendizado e convivência na GE VERNOVA. Seus ensinamentos e experiências foram fundamentais para meu crescimento profissional e pessoal.

À minha amada Rafaella, agradeço o apoio, compreensão, paciência e pelos incentivos constantes, que foram essenciais para que eu pudesse concluir esta etapa com serenidade.

Aos mestres, professores e funcionários de todas as instituições que fizeram parte da minha formação, manifesto sincero reconhecimento. Em especial, ao inesquecível professor Nelson Fumio Teramoto (*in memoriam*), cujas lições transcenderam os livros, as salas de aula, laboratórios e oficinas, deixando marcas profundas em minha formação profissional e humana.

Aos amigos e colegas de jornada e de estágio, companheiros de desafios, aprendizados e momentos de descontração, agradeço por tornarem o caminho mais leve e significativo.

“A adversidade desperta talentos que em tempos de conforto teriam permanecido adormecidos”

Sêneca

RESUMO

A energia hidrelétrica constitui uma das principais fontes de eletricidade no mundo, sendo a maior entre as renováveis. Um dos componentes centrais desses sistemas é o regulador de velocidade, cuja função é manter a frequência dentro dos limites adequados, mesmo diante de variações bruscas de carga. Este trabalho tem como objetivo analisar o funcionamento dos sistemas de regulação de velocidade e realizar uma comparação, sob os aspectos técnicos e financeiros, entre os modelos de alta pressão e baixa pressão. Para alcançar esse propósito, será conduzida uma pesquisa básica, de caráter estratégico, com objetivos descritivos e exploratórios, utilizando o método hipotético-dedutivo e uma abordagem qualitativa, apoiada em levantamento bibliográfico e documental. O domínio técnico desses sistemas revela-se de grande importância no cenário energético global, e novos estudos mostram-se indispensáveis para o desenvolvimento de soluções capazes de ampliar a eficiência, a confiabilidade e a qualidade da geração hidrelétrica contemporânea. Além disso, a investigação contribui para o avanço acadêmico, fornece subsídios a projetos futuros e reforça o papel social da engenharia na busca por energia limpa e sustentável.

Palavras-chave: Energia hidrelétrica; Regulador de velocidade; Sistemas de alta pressão; Sistemas de baixa pressão; Eficiência energética; Turbinas hidráulicas.

ABSTRACT

Hydropower is one of the main sources of electricity worldwide, standing as the largest among renewable sources. A central component of these systems is the speed governing system, responsible for keeping the frequency within acceptable limits even under sudden load variations. This study aims to analyze the operation of speed regulation systems and compare, from technical and financial perspectives, the advantages of high-pressure and low-pressure models. To achieve this purpose, a basic research of strategic nature will be conducted, with descriptive and exploratory objectives, employing the hypothetical-deductive method and a qualitative approach, supported by bibliographic and documentary review. The technical mastery of these systems proves to be of great importance in the global energy scenario, and further studies are essential for the development of solutions that can enhance the efficiency, reliability, and quality of contemporary hydropower generation. Furthermore, this research contributes to academic advancement, provides support for future projects, and reinforces the social role of engineering in the pursuit of clean and sustainable energy.

Keywords: Hydropower; Speed governing system; High-pressure systems; Low-pressure systems; Energy efficiency; Hydraulic turbines.

LISTAS DE FIGURAS

Figura 1 - Geração de eletricidade de baixo carbono.....	14
Figura 2 - Geração Hidrelétrica global e tendência histórica	17
Figura 3 - Matriz Energética Brasileira em 2024	18
Figura 4 - Estimativa de capacidade hidrelétrica comissionada	19
Figura 5 - Moinho Hidráulico	22
Figura 6 - Usina Marmelos Zero	23
Figura 7 - Corte Esquemático de uma Usina Hidrelétrica	25
Figura 8 - Reservatório e Barragem	26
Figura 9 - Vertedouro	27
Figura 10 - Conduitos Forçados e Sistema de Adução	28
Figura 11 - Casa de Força	29
Figura 12 - Esquematização Turbina-Gerador	30
Figura 13 - Transformador	31
Figura 14 - Turbina Pelton.....	35
Figura 15 - Turbina Francis	36
Figura 16 - Turbina Kaplan.....	37
Figura 17 - Turbina Bulbo.....	38
Figura 18 - Gráfico de seleção de turbinas (Vazão x Queda)	39
Figura 19 - Diagrama esquemático do Regulador de Velocidade	40
Figura 20 - Modelo de regulador para turbinas hidráulicas	42
Figura 21 - Diagrama esquemático com servomotores	44
Figura 22 - Diagrama esquemático regulador hidráulico	45

LISTAS DE TABELAS

Tabela 1 - Dados de Entrada	59
Tabela 2 - Pressões operacionais	59
Tabela 3 - Otimização hidráulica	76
Tabela 4 - Redução dimensional.....	76
Tabela 5 - Síntese Comparativa de Desempenho.....	78
Tabela 6 - Comparativo econômico e ambiental entre alta e baixa pressão	79

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	14
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	17
2.1	Panorama da Energia Hidrelétrica: Relevância, Potencial e Desafios.....	17
2.2	Usinas Hidrelétricas: Fundamentos e Componentes.....	21
2.2.1	Princípios de funcionamento	23
2.2.2	Principais componentes de uma usina hidrelétrica.....	24
2.2.3	Considerações finais sobre os componentes	32
2.3	Turbinas Hidráulicas: Princípios e Tipologias	33
2.3.1	Turbinas Pelton (ação/impulso).....	34
2.3.2	Turbinas Francis (reação, radial-axial).....	35
2.3.3	Turbinas Kaplan (reação, axial de passo variável).....	36
2.3.4	Turbinas Bulbo (reação, axial com gerador encapsulado).....	37
2.3.5	Considerações finais sobre turbinas.....	38
2.4	Regulador de velocidade em Unidades Geradoras	39
2.4.1	Evolução Histórica dos Reguladores de Velocidade	40
2.4.2	Princípios de Funcionamento	41
2.4.3	Principais Componentes do Sistema de Regulação	42
2.4.4	Componentes Mecânicos do Sistema	44
2.4.5	Interação com a Frequência do Sistema Elétrico	46
2.4.6	Modos Operacionais do Regulador	47
2.4.7	Normas Técnicas Aplicáveis ao Sistema de Regulação de Velocidade	47
2.4.8	Importância da Conformidade Normativa	50
2.5	Síntese do capítulo sobre Regulador de Velocidade	50
2.6	Sistemas de alta e baixa pressão em reguladores hidráulicos	51
2.6.1	Sistema de Baixa Pressão.....	51
2.6.2	Sistema de Alta Pressão	52

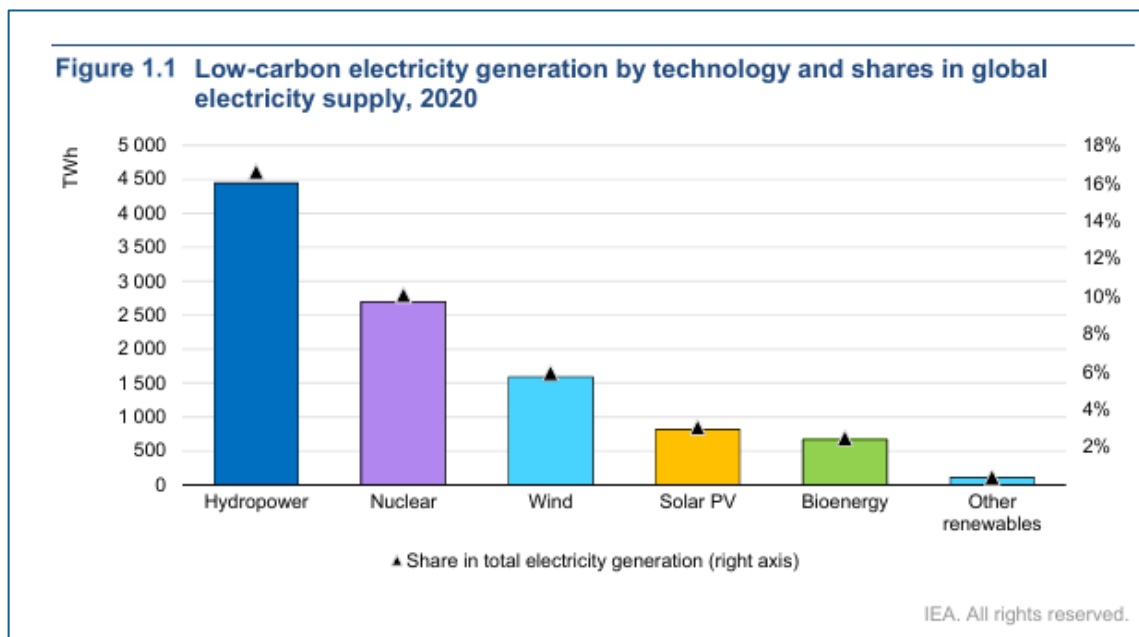
2.6.3	Crêterios de Dimensionamento e Segurança	52
2.6.4	Manutenção e Confiabilidade	53
2.7	Síntese do capítulo sobre Sistemas de Pressão	53
3	METODOLOGIA	55
3.1	Caracterização da Pesquisa	55
3.2	Procedimentos Bibliográficos e Documentais.....	55
3.3	Formulação da Hipótese.....	56
3.4	Natureza e Etapas da Pesquisa	56
3.4.1	Etapa Descritiva.....	57
3.4.2	Etapa Explor�t�ria	57
3.5	Método de Dimensionamento Técnico	57
3.5.1	Dados de entrada do modelo exemplo	58
3.5.2	Definição dos sistemas de pressão	59
3.5.3	Determinação dos Volumes Operacionais do Sistema Distribuidor.....	60
3.5.4	Procedimento de Dimensionamento da Válvula Proporcional	61
3.5.5	Dimensionamento Hidráulico e Elétrico da Unidade Motriz	62
3.5.6	Dimensionamento dos acumuladores.....	64
3.5.7	Dimensionamento dos Reserv�t�rios de �leo (Sump).....	68
3.5.8	Dimensionamento do Trocador de Calor	69
3.5.9	Sistema de ar comprimido (somente baixa pressão).....	71
3.5.10	Dimensionamento e Seleção das Tubulações.....	71
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	75
4.1	Redução Dimensional e Otimização Hidráulica	75
4.2	Eficiência Hidráulica e Energia Constante.....	76
4.3	Aspectos Históricos e Preferência Operacional.....	77
4.4	Economia de Espaço e Concreto Estrutural	77
4.5	Síntese Comparativa de Desempenho	77

4.6	Análise Econômica e Ambiental	78
4.7	Discussão Final	80
5	CONCLUSÃO	81
	REFERÊNCIAS.....	83

1 INTRODUÇÃO

Atualmente, a energia hidrelétrica responde por cerca de 15% da geração elétrica mundial (Figura 1) e, segundo a *International Energy Agency* (IEA, 2021), será mantida como a maior fonte de energia renovável do planeta. Com um potencial estimado em até cinco vezes o nível atualmente explorado, sua expansão será considerada estratégica para o cumprimento das metas climáticas e dos objetivos de desenvolvimento sustentável em escala global. Nos países em desenvolvimento, a construção e a modernização de usinas hidrelétricas serão vistas como soluções fundamentais para garantir o acesso confiável e sustentável à energia.

Figura 1 - Geração de eletricidade de baixo carbono



Fonte: IEA (2021)

O *International Finance Corporation* (Malovic et al., 2015) destaca que a energia hidrelétrica proporcionará diversos benefícios além de ser uma fonte local e de baixo custo. Entre eles, estarão a redução da dependência de combustíveis fósseis, o armazenamento de água potável, o controle de enchentes, o apoio à aquicultura e a promoção de atividades de lazer. Além disso, a hidreletricidade desempenhará papel crucial na estabilização de sistemas elétricos híbridos, fornecendo uma resposta rápida para compensar a intermitência de fontes renováveis como a solar e a eólica.

Nesse contexto, destacar-se-á a importância de sistemas eficientes de regulação de velocidade, cuja função será manter a frequência da energia dentro dos parâmetros estabelecidos, mesmo diante de variações bruscas de carga. Esses sistemas serão essenciais para assegurar a estabilidade, a confiabilidade e a qualidade na entrega da energia gerada.

Considerando a crescente relevância da energia hidrelétrica no cenário energético global e a necessidade de expansão e modernização das usinas, este trabalho proporá uma análise comparativa dos sistemas de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas, com ênfase nos sistemas de alta e baixa pressão.

Diante disso, surge a seguinte indagação: qual sistema de regulação de velocidade, de alta ou de baixa pressão, apresentará maior eficiência e vantagens para aplicação em usinas hidrelétricas?

Assim, o objetivo geral desta pesquisa será identificar qual desses sistemas oferecerá melhor desempenho e viabilidade para utilização em usinas hidrelétricas.

Para atingir o propósito estabelecido nesta investigação, foram definidos os seguintes objetivos específicos, os quais nortearão a estrutura metodológica do trabalho e possibilitarão a comparação crítica entre os sistemas de alta e baixa pressão:

- a) Descrever o funcionamento dos sistemas de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas, abordando sua evolução histórica, principais componentes, princípios de operação e importância no controle da geração de energia;
- b) Apresentar e demonstrar os métodos de dimensionamento e cálculo aplicados aos sistemas de regulação de velocidade em alta e baixa pressão, destacando suas particularidades construtivas e operacionais;
- c) Analisar comparativamente os sistemas de regulação de velocidade de alta e baixa pressão, considerando aspectos técnicos, financeiros, operacionais e de desempenho, com base em um estudo de caso representativo.

Parte-se da hipótese de que o sistema de baixa pressão apresentará maior vantagem por ser mais robusto e demandar menor custo de manutenção, uma vez que operará com menor exigência de componentes de alta precisão, sofrerá menos

desgaste e apresentará menor risco de vazamentos devido às pressões reduzidas.

Assim, para viabilizar o teste da hipótese, realizar-se-á uma pesquisa de natureza básica e estratégica, com objetivos descritivos e exploratórios, adotando o método hipotético-dedutivo, abordagem qualitativa e procedimentos bibliográficos e documentais.

No primeiro capítulo, serão abordados o funcionamento dos sistemas de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas, sua evolução histórica, os principais componentes que os compõem, os princípios de operação envolvidos e sua relevância para o controle e a estabilidade da geração de energia elétrica.

O segundo capítulo apresentará os métodos de dimensionamento e cálculo aplicados aos sistemas de regulação de velocidade em alta e baixa pressão, destacando suas particularidades construtivas e operacionais.

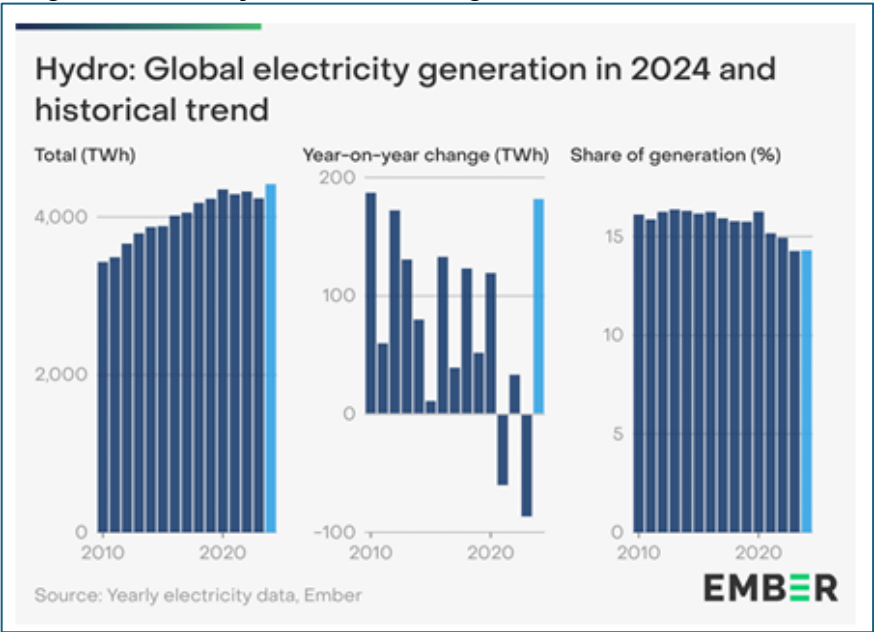
No terceiro capítulo, será realizada uma análise comparativa, com base em um estudo de caso representativo, a fim de identificar qual sistema de regulação de velocidade oferecerá maiores vantagens, considerando aspectos técnicos, financeiros, operacionais e de desempenho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 PANORAMA DA ENERGIA HIDRELÉTRICA: RELEVÂNCIA, POTENCIAL E DESAFIOS

A energia hidrelétrica consolidou-se, ao longo da história, como um dos pilares centrais da matriz elétrica mundial, desempenhando papel estratégico tanto na transição energética quanto na garantia da segurança do suprimento. De acordo com dados da EMBER, em 2024 a geração a partir de fontes de baixo carbono, incluindo renováveis e nuclear, ultrapassou 40% da eletricidade global. Dentro desse cenário, a energia hidrelétrica permaneceu como a maior fonte individual, respondendo por aproximadamente 15% da produção mundial e atingindo um recorde histórico de 4.416 TWh (Figura 2) (Graham; Fulghum; Altieri, 2025). Esse desempenho expressivo evidencia não apenas a resiliência do setor diante de eventos hidrológicos adversos, como secas prolongadas, mas também sua relevância estrutural no fornecimento de eletricidade limpa, flexível e de baixo custo.

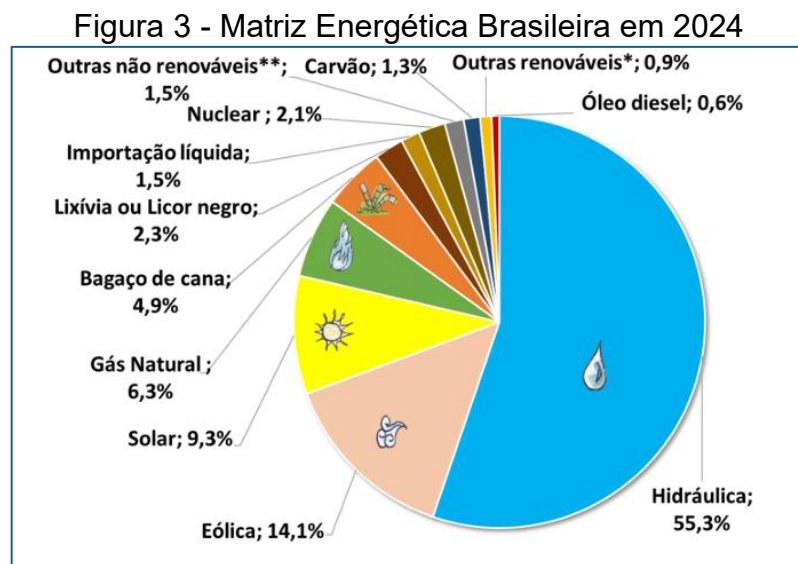
Figura 2 - Geração Hidrelétrica global e tendência histórica



Fonte: Graham; Fulghum; Altieri (2025)

No Brasil, a centralidade da hidreletricidade é ainda mais acentuada. Em 2024,

cerca de 90% da eletricidade nacional foi proveniente de fontes limpas, sendo 56% oriunda de usinas hidrelétricas (Figura 3), índice que coloca o país em posição de destaque em relação às demais economias do G20 (Graham; Fulghum; Altieri, 2025). Essa realidade resulta da abundância de recursos hídricos combinada ao desenvolvimento histórico de soluções de engenharia especializadas em aproveitamentos hidráulicos de grande porte. Como consequência, a hidreletricidade não apenas sustenta a estabilidade do sistema interligado, mas também fortalece a competitividade industrial e garante custos energéticos relativamente reduzidos para a sociedade.



Fonte: Empresa de Pesquisa Energética (2024)

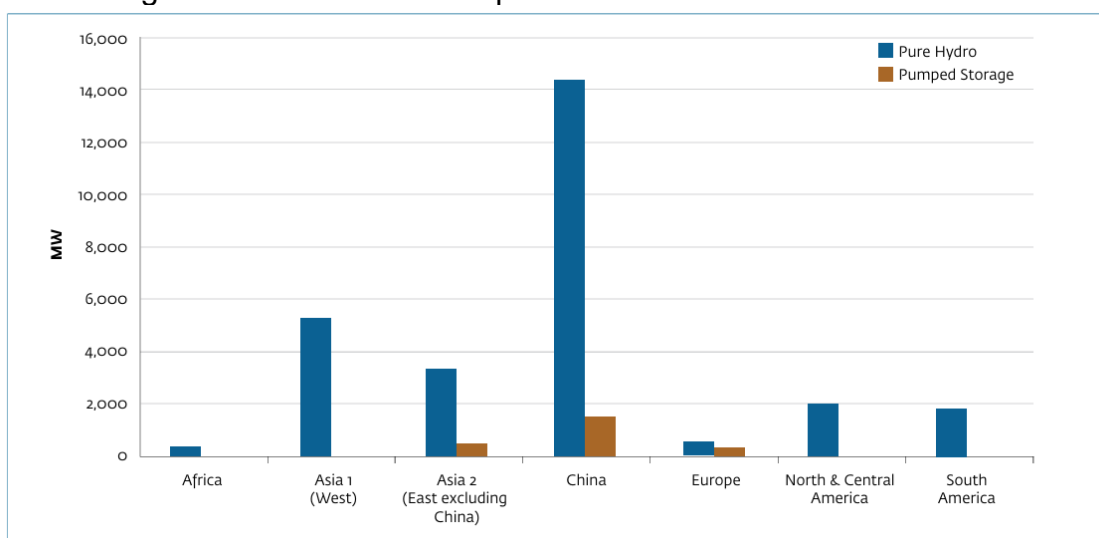
A eficiência técnica é outro fator determinante para a relevância da fonte. Os aproveitamentos hidráulicos, realizados por meio de turbinas acopladas a geradores, alcançam índices próximos de 90% de eficiência, valores significativamente superiores aos observados em termelétricas a carvão (35–40%) ou em motores de combustão interna (raramente superiores a 20%) (Boyle, 2004; Brasil, 2007). Tal superioridade faz da hidreletricidade uma opção privilegiada, tanto sob o ponto de vista da engenharia mecânica, que encontra no projeto e operação de turbinas e sistemas de controle um campo de excelência, quanto sob a perspectiva econômica, ao reduzir custos de geração e otimizar o uso dos recursos naturais.

Outro aspecto relevante é a longevidade das usinas hidrelétricas. (Malovic et al., 2015) destacam que sua vida útil média é de 40 a 50 anos, podendo ultrapassar um século quando submetidas a reabilitação e modernização. Essa durabilidade,

aliada a custos operacionais extremamente baixos, assegura elevada competitividade ao longo do ciclo de vida, mesmo diante dos investimentos iniciais elevados. As análises de custos nivelados de eletricidade (LCOE) confirmam que, em países com infraestrutura consolidada de transmissão e condições geográficas favoráveis, a hidreletricidade permanece como uma das alternativas mais econômicas.

Apesar desse protagonismo, o potencial hidrelétrico mundial ainda é subaproveitado. Estima-se que o potencial técnico disponível seja até cinco vezes maior que o utilizado atualmente. O continente africano ilustra esse cenário: menos de 10% da capacidade identificada foi explorada, e apenas a África Subsaariana possui mais de 400 GW de potencial não desenvolvido (Figura 4), suficiente para quadruplicar sua atual capacidade instalada (Malovic et al., 2015). Essa lacuna revela não apenas oportunidades econômicas, mas também sociais, pois a hidreletricidade pode ser chave para a universalização do acesso à energia em países que ainda enfrentam déficit de eletrificação.

Figura 4 - Estimativa de capacidade hidrelétrica comissionada



Fonte: Malovic et al. (2015)

Contudo, o setor enfrenta desafios expressivos. A variabilidade hidrológica, agravada pelas mudanças climáticas, compromete o fator de capacidade das usinas e ameaça a continuidade da oferta em períodos de seca. Além disso, a construção de grandes reservatórios gera impactos socioambientais como deslocamento de comunidades, alterações em ecossistemas, assoreamento e até emissões de gases de efeito estufa (Dandekar; Sharma, 2013). Esses fatores tornam indispensável a

adoção de abordagens de planejamento integrado, que conciliem inovação em engenharia, mitigação ambiental e participação social.

Outro ponto crítico é o envelhecimento do parque hidrelétrico em países desenvolvidos. A idade média das usinas na América do Norte é de 50 anos e, na Europa, de 45 anos, exigindo processos de modernização para assegurar níveis adequados de eficiência e segurança (IEA, 2021). Tais intervenções representam não apenas uma necessidade de manutenção, mas também uma oportunidade para a incorporação de inovações em turbinas, reguladores de velocidade e sistemas de automação, áreas diretamente relacionadas à engenharia mecânica e ao objeto deste trabalho.

Nesse contexto de desafios e oportunidades, torna-se relevante compreender o posicionamento estratégico da energia hidrelétrica no cenário global. Para isso, uma das ferramentas mais utilizadas em estudos de planejamento e análise setorial é a análise SWOT, que permite identificar os principais fatores internos e externos que influenciam o desempenho de uma tecnologia ou sistema energético. O termo, originado do inglês, *Strengths* (forças), *Weaknesses* (fraquezas), *Opportunities* (oportunidades) e *Threats* (ameaças), possibilita uma visão abrangente e estruturada do ambiente em que o setor está inserido, destacando tanto seus pontos fortes e fragilidades quanto as condições externas que podem representar riscos ou oportunidades de desenvolvimento.

A análise SWOT de Dandekar e Sharma (2013) sintetiza esse panorama no setor hidrelétrico. Entre as forças, destacam-se a renovabilidade da fonte, os baixos custos operacionais, a confiabilidade e o uso múltiplo dos reservatórios. Entre as fragilidades, figuram a variabilidade das vazões, os altos custos iniciais e os conflitos políticos relacionados ao uso da água. Como oportunidades, ressaltam-se a complementaridade com outras fontes e a integração regional de energia. Já as ameaças incluem riscos sísmicos, deslizamentos de terra, assoreamento e críticas socioambientais.

Em síntese, a energia hidrelétrica mantém posição singular no cenário energético contemporâneo. Trata-se de uma tecnologia madura e confiável, mas também de um vetor ainda pouco explorado em regiões em desenvolvimento. No Brasil, sua importância ultrapassa o setor elétrico, sustentando a competitividade industrial e a segurança energética em um dos sistemas mais complexos do mundo. No plano global, sua alta eficiência, baixo custo operacional e flexibilidade asseguram-

lhe papel central na transição para sistemas de baixo carbono. Por fim, pode-se afirmar que as usinas hidrelétricas constituem não apenas fontes de energia, mas instrumentos de política energética, motores de desenvolvimento econômico e desafios permanentes à engenharia mecânica, que precisa desenvolver soluções cada vez mais eficientes, robustas e sustentáveis.

2.2 USINAS HIDRELÉTRICAS: FUNDAMENTOS E COMPONENTES

As centrais hidrelétricas figuram entre as mais antigas e eficientes formas de aproveitamento energético, destacando-se pela elevada capacidade de conversão da energia potencial da água em energia elétrica. Fundamentam-se no uso do desnível natural de nível d'água, no qual o fluxo é conduzido até a turbina hidráulica. Nesse processo, a energia hidráulica é transformada em energia mecânica e, posteriormente, em energia elétrica por meio do gerador. Diferentemente da geração termoeletrica, em que a transformação ocorre em etapas sucessivas e com perdas significativas, a geração hidrelétrica combina em um único ciclo a utilização da fonte primária e a conversão final, garantindo maior eficiência e simplicidade operacional (Technology, 2012).

O uso da força da água acompanha a humanidade há milênios. Durante a dinastia Han, na China, rodas d'água verticais acionavam martelos para moagem e metalurgia. Na Grécia, moinhos hidráulicos (Figura 5) cumpriam funções semelhantes, marcando os primeiros passos da tecnologia. No século XIX, a energia hídrica foi aplicada ao acionamento de equipamentos industriais e, em 1878, a primeira instalação hidrelétrica com geração elétrica iluminou a residência de Cragside, na Inglaterra (Moura; Moura; Rocha, 2019).

Figura 5 - Moinho Hidráulico



Fonte: Museu WEG (2021)

No Brasil, a trajetória iniciou-se em 1883 com a usina do Ribeirão do Inferno, em Diamantina (MG), destinada a movimentar bombas d'água em atividades mineradoras. Poucos anos depois, em 1889, a Usina Marmelos Zero (Figura 6), em Juiz de Fora (MG), tornou-se o primeiro marco da eletrificação nacional (Magela, 2022). A partir daí, o setor expandiu-se continuamente, consolidando o país como líder mundial em geração hidrelétrica, ao lado da China. Grandes empreendimentos, como a UHE Itaipu (14.000 MW após ampliações) e a UHE Três Gargantas (22.500 MW), simbolizam a maturidade tecnológica alcançada nos séculos XX e XXI (Moura; Moura; Rocha, 2019).

Figura 6 - Usina Marmelos Zero



Fonte: IEPHA (2016)

2.2.1 Princípios de funcionamento

O desempenho de uma central hidrelétrica está fundamentado na conversão direta da Energia Potencial Gravitacional da água em Energia Elétrica, descrito pela equação (1):

$$P = 9,81. Q. H. \eta \quad (1)$$

em que P representa a potência elétrica (W), Q a vazão (m³/s), H a altura manométrica líquida (m) e η a eficiência global do sistema (Technology, 2012). Na prática, o rendimento situa-se entre 0,75 e 0,85, variando conforme as perdas do processo (Moura; Moura; Rocha, 2019).

O parâmetro H, também chamado de queda líquida, resulta da diferença entre a altura bruta disponível e as perdas por atrito e turbulência nas condutas. Já Q expressa o volume de água que atravessa a turbina em determinado intervalo, influenciado pelas condições hidrológicas e pela sazonalidade (Moura; Moura; Rocha, 2019).

A eficiência global depende do desempenho combinado da turbina e do gerador. Enquanto a eficiência elétrica do gerador permanece quase constante em ampla faixa de operação, a eficiência hidráulica está fortemente vinculada à vazão e à queda líquida. Isso exige ajustes contínuos dos dispositivos de controle de fluxo,

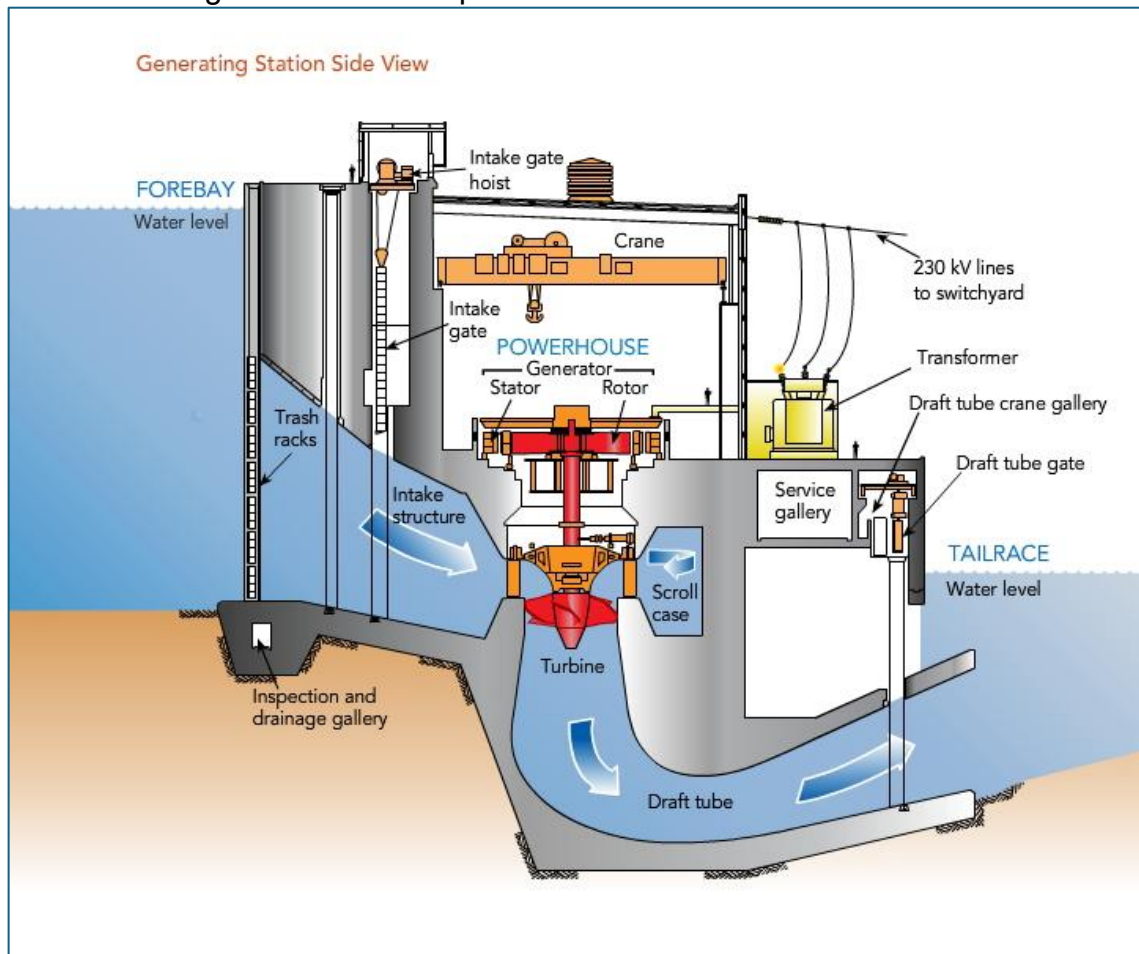
como distribuidores e agulhas (Tenorio, 2010).

Em síntese, o funcionamento de uma usina hidrelétrica depende da integração entre disponibilidade hídrica e desempenho dos equipamentos eletromecânicos. Essa interação garante a conversão instantânea e confiável da energia da água em eletricidade, além de abrir espaço para o desenvolvimento de sistemas de controle, como os reguladores de velocidade, que serão aprofundados nas seções seguintes.

2.2.2 Principais componentes de uma usina hidrelétrica

A configuração de uma central hidrelétrica envolve um conjunto articulado de obras civis e equipamentos eletromecânicos, que, em conjunto, permitem a transformação da energia potencial da água em energia elétrica de forma eficiente e contínua. A disposição e o tipo desses componentes variam de acordo com as condições topográficas e hidrológicas de cada sítio, mas em linhas gerais sua estrutura é composta por reservatório, barragem, sistema de adução, condutas forçadas, casa de força, vertedouro, canal de fuga e subestação elevadora (Figura 7) (Moura; Moura; Rocha, 2019; Magela, 2022).

Figura 7 - Corte Esquemático de uma Usina Hidrelétrica



Fonte: Manitoba Hydro (2023)

2.2.2.1 Reservatório

O reservatório é formado pelo represamento das águas de um rio por meio da construção de uma barragem (Figura 8). Além de armazenar a água, ele funciona como regulador de vazão, garantindo a geração mesmo em períodos de estiagem e reduzindo os riscos de cheias. Constitui-se, portanto, em um estoque estratégico de energia potencial, que confere previsibilidade e estabilidade ao sistema elétrico (Moura; Moura; Rocha, 2019; Greco, 2025).

2.2.2.2 Barragem

A barragem é uma das estruturas centrais de uma hidrelétrica, construída transversalmente ao leito do rio para elevar o nível da água e permitir sua captação. Pode ser classificada como barragem de armazenamento, de desvio ou de pequeno porte, dependendo do objetivo e da topografia local. Sua função vai além do represamento: proporciona a formação do reservatório, auxilia no controle de enchentes e, em alguns casos, garante a navegabilidade fluvial. Estruturas adicionais, como passagens para peixes, são incorporadas em projetos que exigem mitigação de impactos ambientais (Pandey; Karki, 2017).

Figura 8 - Reservatório e Barragem



Fonte: Agência Minas (2023)

2.2.2.3 Vertedouro e descarregadores

O vertedouro é projetado para descarregar o excesso de água do reservatório de forma controlada, prevenindo sobrecarga na barragem e garantindo a segurança da estrutura (Figura 9). Pode ser de descarga livre ou de descarga controlada, a depender da presença de comportas. Em sua base, dissipadores de energia asseguram que a água retorne ao leito natural do rio sem causar erosões. Complementarmente, descarregadores de fundo e drenos de areia desempenham papel na remoção de sedimentos acumulados, protegendo a durabilidade da obra

(Moura; Moura; Rocha, 2019; Technology, 2012).

Figura 9 - Vertedouro



Fonte: Itaipu Binacional (2025)

2.2.2.4 Sistema de adução

O sistema de adução corresponde ao conjunto de canais, túneis e estruturas que conduzem a água da captação até as turbinas. Inclui canais alimentadores, câmaras de desassoreamento, canais de adução e reservatórios de equilíbrio, todos projetados para minimizar perdas de carga e garantir fluxo contínuo (Figura 10). A presença de dispositivos de sedimentação e controle é essencial para remover partículas sólidas e preservar o desempenho da turbina (Technology, 2012).

2.2.2.5 Condutos forçados

Os condutos forçados são tubulações que levam a água sob pressão até a turbina. Fabricadas em aço, concreto armado ou materiais compósitos, devem ser dimensionadas considerando aspectos hidráulicos e estruturais, já que precisam suportar elevadas pressões e variações rápidas, como o golpe de aríete. Em instalações de grande porte, podem ser associados tanques de compensação, que reduzem variações de pressão e estabilizam a operação (Technology, 2012).

Figura 10 - Condutores Forçados e Sistema de Adução



Fonte: Acervo Furnas (1973)

2.2.2.6 Casa de força

A casa de força é o núcleo operacional da usina hidrelétrica, pois abriga os principais equipamentos responsáveis pela conversão da energia hidráulica em energia elétrica. Trata-se de uma estrutura projetada para suportar esforços estáticos e dinâmicos, garantindo condições adequadas de instalação, manutenção e operação dos sistemas eletromecânicos. Seu arranjo pode variar conforme a topografia local, podendo ser a céu aberto, semiaberto ou subterrâneo, mas em todos os casos cumpre a função de proteger os equipamentos e assegurar a confiabilidade da geração (Moura; Moura; Rocha, 2019; Pandey; Karki, 2017).

Figura 11 - Casa de Força



Fonte: Aplica Engenharia (2023)

2.2.2.6.1 Turbinas hidráulicas

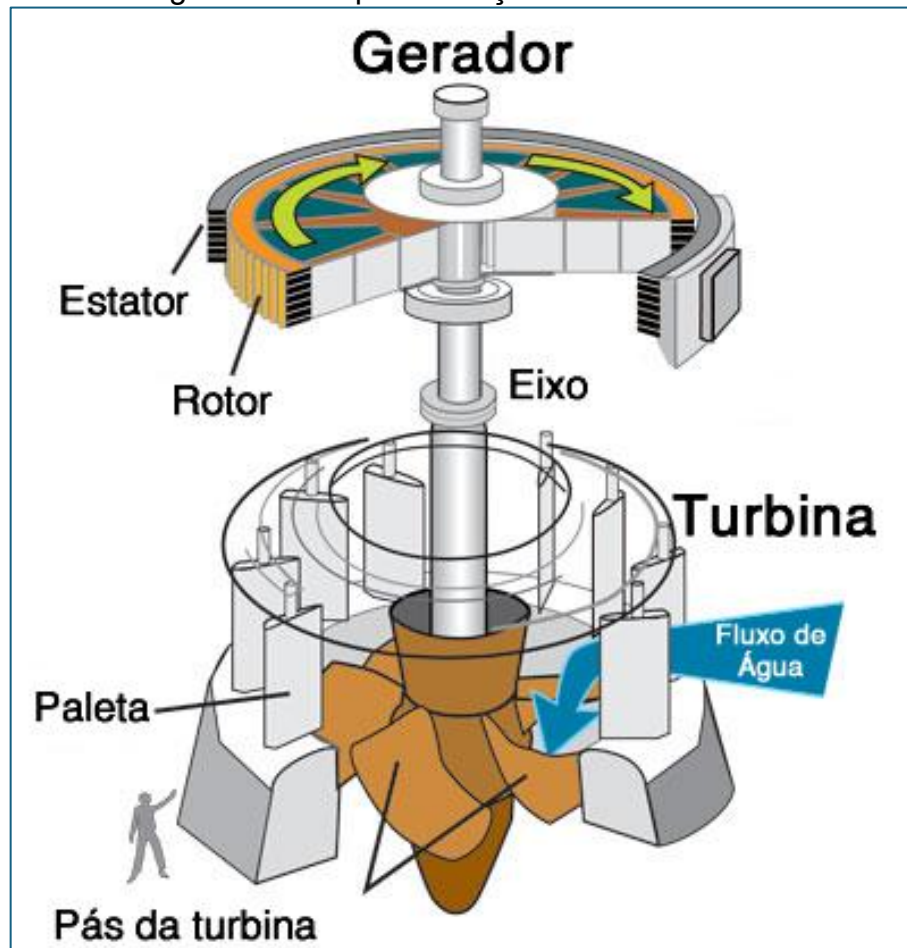
As turbinas são dispositivos mecânicos que convertem a energia da água em energia de rotação, acionando o eixo que será acoplado ao gerador. A seleção do tipo de turbina depende da altura de queda e da vazão do rio, sendo as mais comuns as turbinas Francis, Kaplan e Pelton. Cada modelo apresenta características próprias: enquanto as Kaplan são adequadas a baixas quedas e altas vazões, as Francis atendem a condições intermediárias e as Pelton são empregadas em grandes alturas de queda com vazões reduzidas (Pandey; Karki, 2017; Greco, 2025). O desempenho da turbina é controlado por órgãos reguladores, como palhetas-guia ou agulhas, que ajustam o fluxo de entrada, garantindo operação estável e segura (Technology, 2012).

2.2.2.6.2 Geradores elétricos

O gerador converte a energia mecânica rotacional proveniente da turbina em energia elétrica por indução eletromagnética. Sua construção envolve dois componentes principais: o rotor, que gera o campo magnético, e o estator, onde a corrente é induzida. Em grandes usinas hidrelétricas, predominam os geradores síncronos multipolos, capazes de operar em baixa rotação e manter a frequência estável em sincronia com a rede elétrica (Breeze, 2018). Em aplicações de menor

porte, também podem ser utilizados geradores de indução, mais simples e econômicos, embora dependentes da rede para manter a frequência. A confiabilidade do sistema é complementada por sistemas de resfriamento, geralmente por ar ou água, que dissipam o calor gerado durante a operação (Breeze, 2018).

Figura 12 - Esquemática Turbina-Gerador



Fonte: Infoescola (2025)

2.2.2.6.3 Reguladores de velocidade

Os reguladores de velocidade constituem um dos subsistemas mais críticos da casa de força. Sua função é manter a rotação da turbina e, por consequência, a frequência do gerador, dentro de limites aceitáveis, mesmo diante de variações súbitas de carga. Para isso, atuam sobre os órgãos de controle de vazão, ajustando instantaneamente a abertura das palhetas do distribuidor ou da agulha da turbina (Moura; Moura; Rocha, 2019). Esses reguladores operam por meio de sistemas eletro-hidráulicos, que incluem servomotores, válvulas de corte, acumuladores, tanques de óleo e bombas hidráulicas. A sofisticação desse conjunto permite não apenas a

estabilização da rotação, mas também a contribuição para a regulação de potência ativa e frequência da rede elétrica. A análise comparativa entre reguladores de alta e baixa pressão, tema central deste trabalho, encontra-se diretamente vinculada à operação desse componente.

2.2.2.6.4 Transformadores e subestação interna

Os transformadores (Figura 13) localizados na casa de força têm como função elevar a tensão da energia produzida pelo gerador, tornando-a adequada à transmissão em longas distâncias. Essa etapa é fundamental para reduzir perdas no transporte e assegurar maior eficiência no fornecimento. Os transformadores podem ser unitários, conectados diretamente a cada gerador, ou integrados em uma subestação interna que concentra a elevação da tensão antes do envio à rede de transmissão (Pandey; Karki, 2017; Magela, 2022).

Figura 13 - Transformador



Fonte: WEG (2020)

2.2.2.6.5 Sistemas auxiliares

Além dos equipamentos principais, a casa de força abriga sistemas auxiliares que asseguram a operação contínua e segura do empreendimento. Entre eles estão os sistemas de ventilação e refrigeração, que mantêm a temperatura adequada; sistemas de drenagem e desaguamento, que previnem alagamentos internos; sistemas de comunicação e proteção contra incêndio; além de guindastes e pontes rolantes para movimentação de grandes equipamentos durante manutenções programadas (Technology, 2012; Greco, 2025). A integração desses subsistemas é indispensável para o funcionamento global da usina, pois qualquer falha compromete diretamente a confiabilidade da geração.

2.2.2.7 Canal de fuga

Após passar pelas turbinas, a água é restituída ao curso natural por meio do canal de fuga (Figura 7). Esse canal deve ser projetado de forma a evitar turbulências e garantir que a restituição ocorra sem comprometer a eficiência do conjunto. Em alguns casos, pode assumir a forma de túnel, especialmente em casas de força subterrâneas (Pandey; Karki, 2017).

2.2.2.8 Subestação e linhas de transmissão

Por fim, a energia gerada é conduzida à subestação elevadora, onde transformadores aumentam a tensão elétrica para patamares adequados à transmissão em longas distâncias. Posteriormente, as linhas de transmissão levam a energia até os centros de consumo, sendo rebaixada em subestações locais antes de chegar ao usuário final. Essa etapa é essencial para garantir o aproveitamento eficiente da eletricidade produzida (Magela, 2022; Greco, 2025).

2.2.3 Considerações finais sobre os componentes

O exame dos principais componentes de uma usina hidrelétrica demonstra que a geração de energia elétrica resulta da interação harmônica entre estruturas civis,

hidráulicas e eletromecânicas. Cada elemento, do reservatório ao sistema de transmissão, cumpre uma função específica e interdependente, assegurando que a energia potencial da água seja convertida em eletricidade com eficiência, estabilidade e segurança.

No entanto, entre todos os dispositivos apresentados, destacam-se as turbinas hidráulicas, pois é nelas que a energia da água, até então armazenada ou conduzida pelas diferentes obras, é efetivamente transformada em movimento mecânico. As turbinas constituem o elo central entre a infraestrutura hidráulica e os sistemas elétricos, representando o ponto de maior sensibilidade operacional da usina. É também nesse ponto que o regulador de velocidade desempenha papel decisivo, já que atua diretamente sobre os órgãos de controle da turbina, como palhetas-guia ou agulhas, ajustando instantaneamente a vazão admitida para manter a rotação constante e garantir a estabilidade da frequência elétrica do gerador.

Assim, compreender os princípios de funcionamento e as tipologias das turbinas é indispensável não apenas para avaliar seu desempenho hidráulico e energético, mas também para entender como se dá a interação com os sistemas de regulação de velocidade. Por essa razão, o próximo capítulo será dedicado a examinar em detalhe as turbinas hidráulicas, abordando seus fundamentos, características construtivas, modos de operação e aplicabilidade em diferentes condições de queda e vazão.

2.3 TURBINAS HIDRÁULICAS: PRINCÍPIOS E TIPOLOGIAS

Inicialmente, convém ressaltar que as turbinas hidráulicas constituem o núcleo do processo de conversão de energia nas centrais hidráulicas: nelas, a energia potencial/cinética do escoamento é convertida em energia mecânica rotacional a ser entregue ao gerador. Em termos de classificação, há dois grandes grupos: turbinas de ação (impulso), que operam essencialmente com a energia cinética do jato, em regime próximo à pressão atmosférica na região do rotor, e turbinas de reação, nas quais a conversão de energia envolve simultaneamente variações de velocidade e de pressão, com o conjunto hidráulico trabalhando submerso e valendo-se de tubo de sucção para recuperar energia ao descarregar no canal de fuga (Magela, 2022; Moura; Moura; Rocha, 2019).

Do ponto de vista operacional, a seleção do tipo de turbina é função conjunta

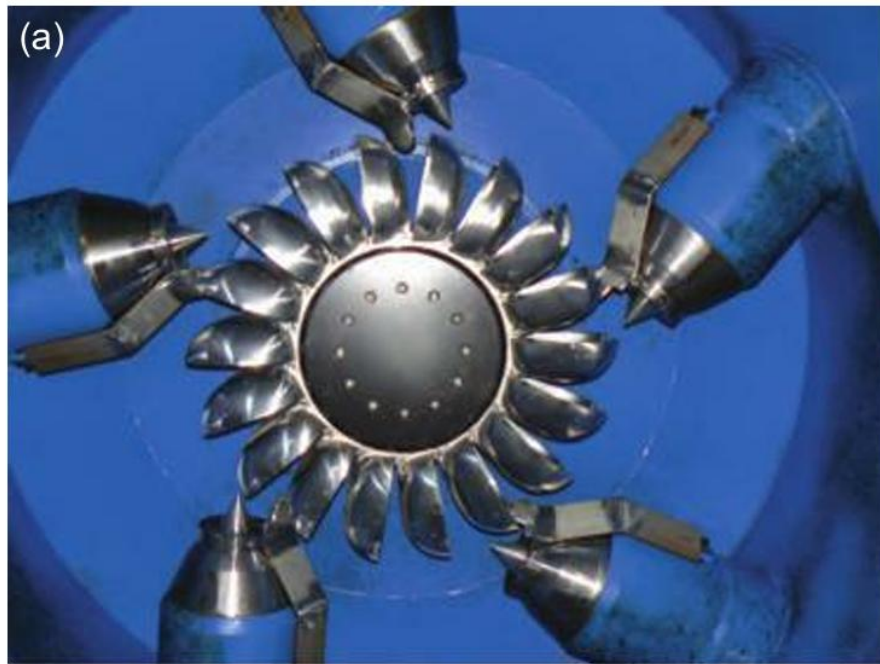
da queda líquida (H) e da vazão (Q), havendo faixas de sobreposição entre tipologias adjacentes. Além disso, o desempenho ótimo depende do órgão distribuidor (palhetas-guia) e, quando aplicável, do passo das pás do rotor, ambos atuados pelo Sistema de Regulação de Velocidade (SRV), que comanda a abertura do escoamento (ou o passo) de acordo com a carga elétrica. Em suma, compreender princípios e tipologias das turbinas é pré-condição para entender como o regulador de velocidade estabiliza rotação e frequência do gerador diante de perturbações (Magela, 2022; Pandey; Karki, 2017).

2.3.1 Turbinas Pelton (ação/impulso)

As turbinas Pelton são máquinas de ação de alto-carga (high-head) que utilizam jatos de alta velocidade dirigidos por um ou mais injetores contra conchas (buckets) montadas na periferia do rotor. O controle primário da descarga faz-se pela agulha cônica no interior do bocal, com defletor para rejeições rápidas de carga (atuando rapidamente para desviar o jato enquanto a agulha se reposiciona lentamente, mitigando sobrepressões em condutas longas). Em aplicações de grande porte, são típicas alturas de queda superiores a algumas centenas de metros, podendo ultrapassar 1.500 m; em empreendimentos de pequeno porte, faixas de 30–300 m são usuais. A roda geralmente possui 18–24 conchas e pode receber 1 a 6 jatos, conforme vazão e rotação específica; arranjos com mais de dois jatos tendem a adotar eixo vertical. Em termos de desempenho, eficiências de pico da ordem de 91–92% são reportadas para bons projetos hidráulicos (Magela, 2022; Pandey; Karki, 2017).

No contexto do SRV, a Pelton ilustra claramente a dupla atuação: agulha (controle fino e mais lento de vazão) e defletor (resposta ultrarrápida para limitar velocidade e reduzir transientes), compondo uma estratégia de regulação que limita golpe de aríete e sobrevelocidade nas rejeições de carga. Essa interface direta entre hidráulica de jatos e controle de rotação evidencia a importância da coordenação entre regulador e componentes de admissão. (Magela, 2022)

Figura 14 - Turbina Pelton



Fonte: Magela (2022)

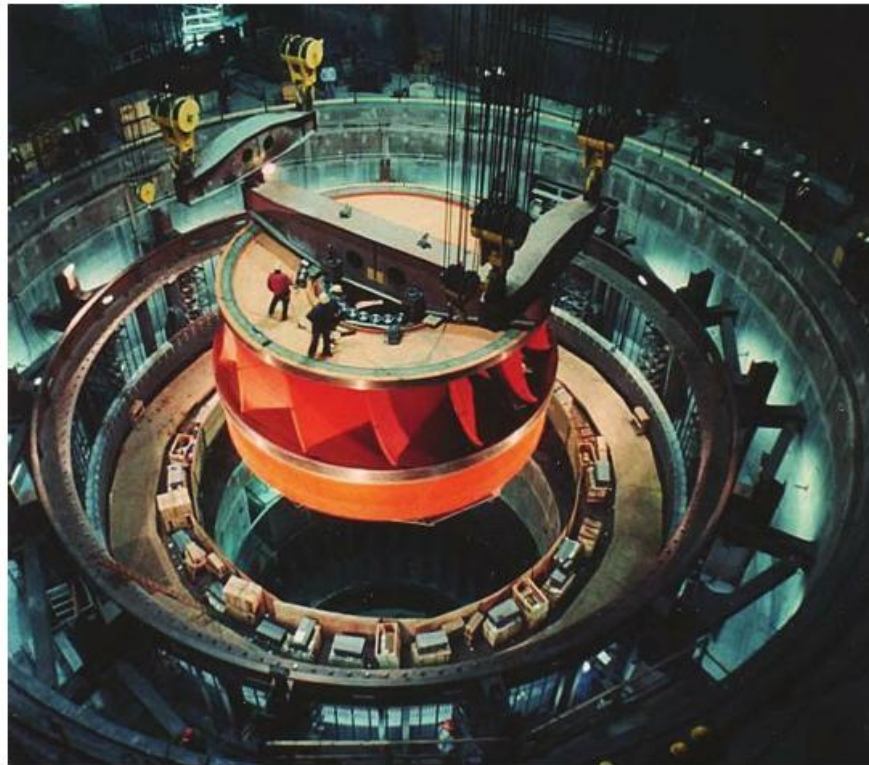
2.3.2 Turbinas Francis (reação, radial-axial)

As turbinas Francis são máquinas de reação radial-axiais, dominantes em cargas médias aproximadamente entre 60 e 300 m, com possibilidade de uso acima desse patamar (em alguns casos até ~750 m, onde há sobreposição com Pelton). A água proveniente da conduta forçada entra na caixa espiral (scroll case), que distribui uniformemente o escoamento ao redor do anel de palhetas-guia ajustáveis; estas definem o ângulo e a seção de entrada no rotor, favorecendo altas eficiências em ampla faixa de descarga. O escoamento penetra radialmente no rotor e sai axialmente, com expressiva redução de pressão ao longo das pás; o tubo de sucção (draft tube) recupera parte da energia de velocidade antes da restituição ao canal de fuga. Em termos de desempenho, eficiências de pico entre 93% e 96% são registradas, variando com porte e número de rotação específica; limites de velocidade periférica são observados (por exemplo, $U_2 \lesssim 43$ m/s) para evitar cavitação, ruído e vibração. Em máquinas de grande porte, o eixo vertical é regra; a faixa de 50–100% de carga concentra o melhor rendimento (Magela, 2022; Pandey; Karki, 2017).

No que tange à regulação, a Francis depende do ajuste preciso do distribuidor (palhetas-guia), comandado pelo SRV, para manter rotação/frequência. Em arranjos com condutas longas, estratégias como by-pass da caixa espiral durante fechamentos

rápidos podem ser requeridas para atenuar o golpe de arfete — solução de projeto diretamente conectada às exigências do controle dinâmico. (Magela, 2022)

Figura 15 - Turbina Francis



Fonte: Magela (2022)

2.3.3 Turbinas Kaplan (reação, axial de passo variável)

As turbinas Kaplan são projetadas para baixas quedas com altas vazões (tipicamente até ~70 m), cobrindo a faixa inferior de Francis e sobrepondo-se, no limite, às turbinas Bulbo ($\approx 15\text{--}20$ m). Diferenciam-se por possuírem pás do rotor de passo variável, comandadas por servomotor no cubo do rotor, em coordenação com a abertura das palhetas-guia: essa dupla regulação (distribuidor + passo) sustenta eficiências elevadas em ampla faixa de carga ($>80\%$ já a $\sim 25\%$ da potência nominal, e picos da ordem de $93\text{--}95\%$), superando em parte-carga a curva de uma propeller de pás fixas. Como o termo de velocidade na saída do rotor é relevante em baixas quedas, o tubo de sucção requer projeto cuidadoso para recuperação de energia por difusão. (Moura; Moura; Rocha, 2019; Pandey; Karki, 2017)

Em termos de integridade e manutenção, cavitação, vórtices e vibrações constituem aspectos críticos nas Kaplan (e, em menor grau, nas Francis), mitigáveis

por medidas de projeto/operacionais: injeção de ar em zonas de baixa pressão, ajuste do perfil de pás, elevação do nível de jusante, materiais resistentes e zonas operativas definidas (faixas eventual/proibida/recomendada) para limitar erosão e esforços dinâmicos. A velocidade de disparo pode exceder significativamente a nominal em algumas Kaplan, o que realça a importância do regulador e da resposta hidráulica do sistema de admissão sob perturbações. (Moura; Moura; Rocha, 2019)

Figura 16 - Turbina Kaplan



Fonte: Magela (2022)

2.3.4 Turbinas Bulbo (reação, axial com gerador encapsulado)

As turbinas Bulbo constituem arranjos axiais orientados a muito baixas quedas, em geral < 20 m (tipicamente 3,5–15 m), com altas vazões. Sua particularidade construtiva é o gerador encapsulado em um “bulbo” estanco à montante do rotor, no próprio conduto, reduzindo obras civis pela linearidade do escoamento (ganhos da ordem de até 25% em obras civis são relatados para alguns arranjos tubulares). As Bulbo podem ter pás de passo fixo ou variável e com ou sem distribuidor; variantes como Pit (com caixa de engrenagens) e S-turbines (gerador fora do canal, eixo em “S”) ampliam a adaptabilidade. Em termos de desempenho, apresentam eficiência

ligeiramente superior às Kaplan na faixa de projeto, com regulação aceitável entre 25–100% da descarga. No Brasil, destacam-se aplicações no rio Madeira (Jirau e Santo Antônio), com $H \approx 15,2$ m e potências unitárias de ~ 71 – 75 MW, além de diâmetros de rotor $\sim 7,5$ – $7,9$ m; são comuns rotores de 4–5 pás (Magela, 2022; Pandey; Karki, 2017).

No plano do controle, a Bulbo herda a lógica de regulação axial das Kaplan, combinando o comando do distribuidor e, quando aplicável, do passo do rotor via servomotor no cubo, com a particularidade de alojar o gerador em ambiente encapsulado, o que condiciona escolhas de manutenção, resfriamento e vedação — aspectos que o SRV deve considerar para envelope de operação seguro em variações rápidas de carga. (Pandey; Karki, 2017)

Figura 17 - Turbina Bulbo



Fonte: Magela (2022)

2.3.5 Considerações finais sobre turbinas

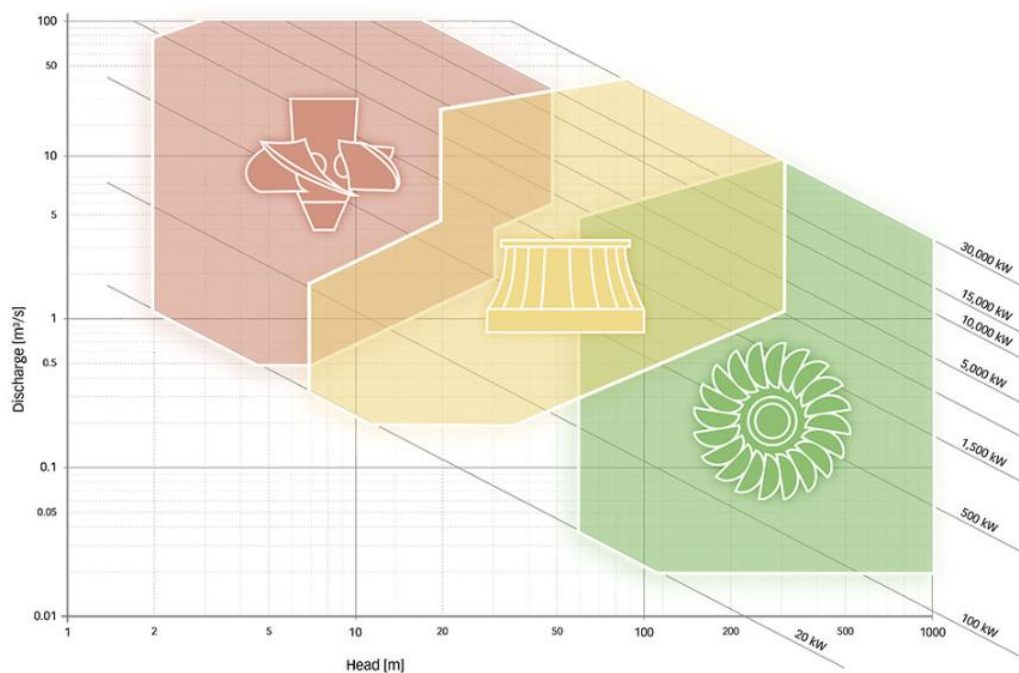
Em síntese, Pelton ocupa o domínio de altas quedas, com regulação baseada em jato, agulha e defletor; Francis atua em quedas médias, utilizando palhetas-guia ajustáveis e apresentando forte interação com transientes hidráulicos; enquanto Kaplan e Bulbo dominam as baixas e muito baixas quedas, com dupla regulação (distribuidor + passo do rotor), assegurando alto rendimento em ampla faixa de operação (Figura 18).

É importante destacar que as faixas de aplicação e dimensões construtivas dessas turbinas variam conforme o fabricante e o mercado-alvo. Por exemplo,

modelos Pelton fabricados pela Hidroenergia atingem alturas manométricas de até aproximadamente 1 000 m, enquanto fabricantes internacionais, como a WEG Hydro e Voith, oferecem soluções que superam essa faixa, adaptando materiais, número de jatos e diâmetros de rotor conforme a escala de potência e o regime hidráulico disponível.

Essas variações evidenciam que a escala de fabricação e o limite operacional não são fixos, mas dependem de projetos padronizados de cada fabricante, o que reforça a necessidade de associar o tipo de turbina ao contexto de aplicação real e à disponibilidade tecnológica. Em todos os casos, o SRV constitui o elo que transforma requisitos sistêmicos (frequência/potência) em comandos hidráulicos aos órgãos de admissão e, quando aplicável, ao passo das pás, motivo pelo qual o entendimento detalhado das tipologias e faixas de operação é indispensável ao capítulo subsequente sobre regulação de velocidade. (Moura; Moura; Rocha, 2019; Magela, 2022; Pandey; Karki, 2017).

Figura 18 - Gráfico de seleção de turbinas (Vazão x Queda)



Fonte: Hidroenergia (2018)

2.4 REGULADOR DE VELOCIDADE EM UNIDADES GERADORAS

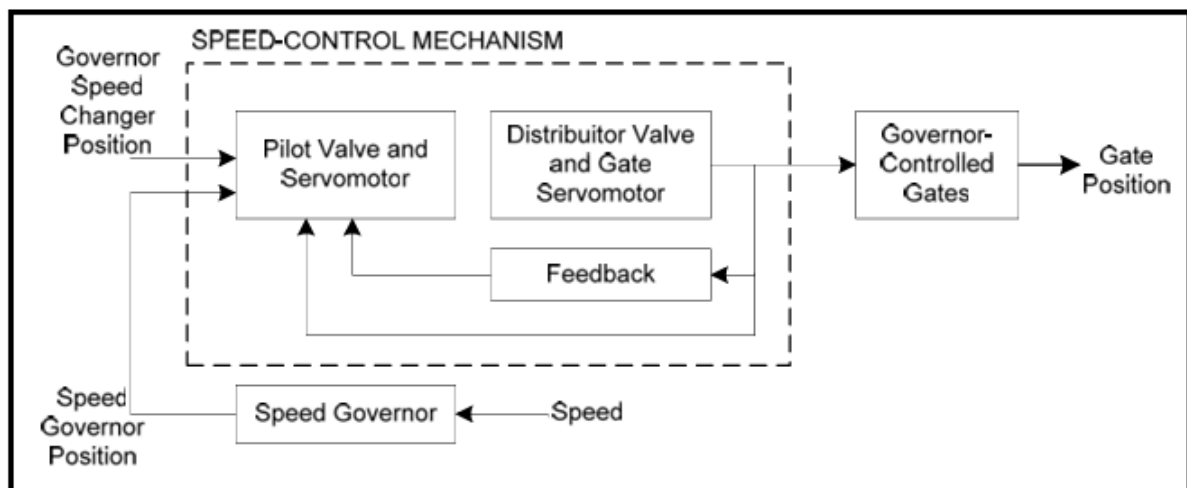
O Regulador de Velocidade (RV) é um subsistema essencial na operação de unidades hidrogeradoras, responsável por manter a rotação síncrona da turbina e,

consequentemente, a frequência elétrica do gerador. Esse controle é vital para garantir a estabilidade do sistema elétrico, a qualidade da energia fornecida e a proteção de equipamentos em situações normais e emergenciais. No contexto brasileiro, a frequência padrão de operação é de 60 Hz, e qualquer desvio significativo pode comprometer a confiabilidade da rede interligada (Moura, 2019; Lima, 2021).

A função primária do RV é modular a vazão de água que atinge a turbina, atuando diretamente sobre os órgãos de controle de vazão, palhetas-guia (turbinas Francis e Kaplan) ou bicos injetores (turbinas Pelton), por meio de um conjunto eletro-hidráulico de alta precisão. Dessa forma, o regulador ajusta a potência mecânica entregue à turbina em resposta às variações na carga elétrica, assegurando que a frequência permaneça estável (Figura 19) (Futikami et al., 2003; Mancini Filho, 2004).

Além do controle operacional, o RV desempenha papel crucial na proteção e segurança da usina, respondendo a eventos como sobrevelocidade, rejeição súbita de carga ou falhas hidráulicas, evitando danos aos equipamentos e preservando a integridade da unidade geradora (ASME, 1996).

Figura 19 - Diagrama esquemático do Regulador de Velocidade



Fonte: Tenorio (2010)

2.4.1 Evolução Histórica dos Reguladores de Velocidade

Os primeiros reguladores de turbinas hidráulicas surgiram com base em sistemas puramente mecânicos, utilizando princípios centrífugos desenvolvidos por James Watt no século XVIII. Esses mecanismos empregavam pesos giratórios e alavancas para detectar variações na velocidade da turbina e, de forma direta, ajustar

a abertura das comportas ou bicos injetores. Embora robustos, apresentavam limitações significativas, como zonas mortas e baixa precisão, além de serem inadequados para operação em sistemas interligados com múltiplas unidades (Tenorio, 2010).

Com o avanço da eletrônica, surgiram os reguladores eletro-hidráulicos analógicos, que combinavam sensores elétricos com atuadores hidráulicos, proporcionando maior estabilidade, confiabilidade e velocidade de resposta (Technology, 2012).

Na década de 1980, a introdução dos reguladores digitais, baseados em microprocessadores, representou um marco na evolução tecnológica. Esses sistemas incorporaram algoritmos PID, autodiagnóstico, integração com sistemas SCADA e controle remoto via fibra óptica, tornando-se o padrão em novas instalações hidrelétricas (Pandey e Karki, 2017).

Essa evolução refletiu diretamente na capacidade de integração das usinas aos sistemas elétricos interligados, permitindo respostas rápidas às variações de carga e operações seguras em larga escala.

2.4.2 Princípios de Funcionamento

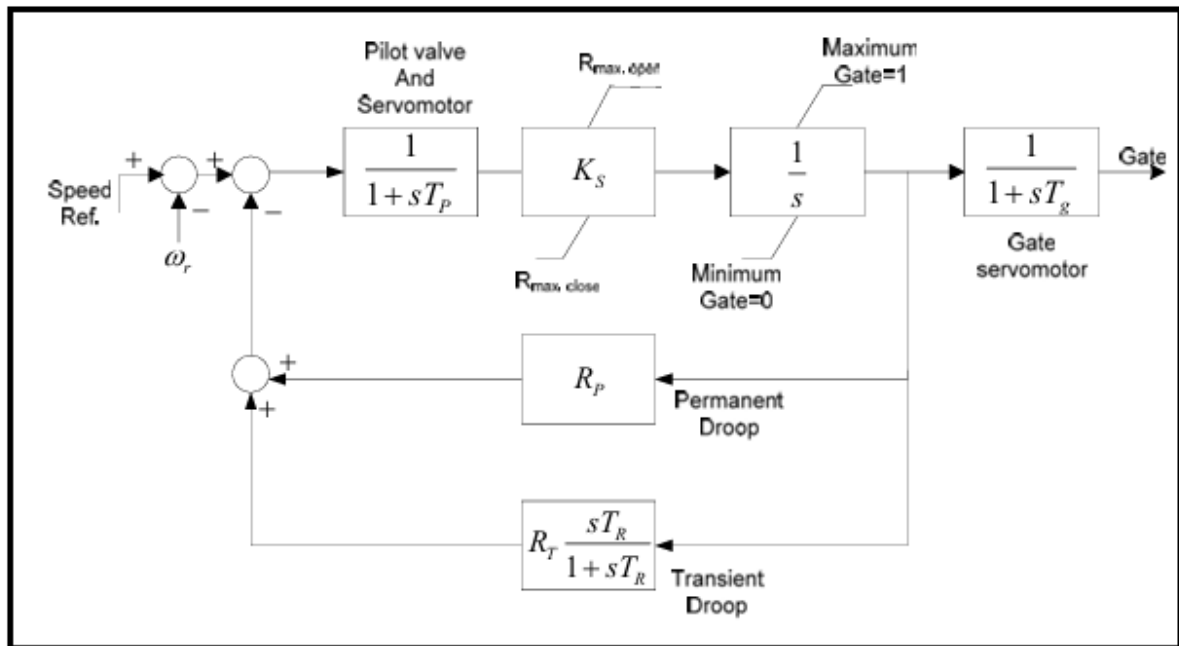
O regulador de velocidade opera como um sistema de controle em malha fechada (Figura 20), ajustando continuamente a vazão de água que alimenta a turbina para manter a velocidade nominal da unidade. O processo segue as seguintes etapas:

- a) Detecção: sensores eletrônicos captam a rotação do eixo da turbina e comparam com a velocidade de referência.
- b) Processamento: o sinal de erro é tratado pelo regulador digital utilizando um algoritmo PID:
 - P (Proporcional): corrige variações imediatas.
 - I (Integral): elimina desvios persistentes.
 - D (Derivativo): reduz oscilações e melhora a estabilidade.
- c) Amplificação: a Unidade de Controle Eletro-Hidráulica (UCEH) transforma o sinal eletrônico em comando hidráulico de alta potência.
- d) Atuação: os servomotores recebem a vazão de óleo pressurizado e ajustam mecanicamente a posição das palhetas ou bicos injetores.

Esse processo permite respostas rápidas a variações de carga:

- Aumento de carga: a frequência cai e o regulador aumenta a abertura para elevar a vazão e a potência mecânica.
- Redução de carga: a frequência sobe e o regulador reduz a abertura, evitando sobrevelocidade.

Figura 20 - Modelo de regulador para turbinas hidráulicas



Fonte: Tenorio (2010)

Segundo Futikami et al. (2003), durante a sincronização, a diferença entre a frequência do gerador e a do sistema não deve ultrapassar 0,05 Hz, garantindo a estabilidade do processo.

2.4.3 Principais Componentes do Sistema de Regulação

O **Sistema de Regulação de Velocidade (SRV)** é composto por quatro subsistemas principais (Lima, 2021):

2.4.3.1 Regulador de Velocidade (RV)

O RV é o centro de inteligência do sistema, responsável por comparar a frequência real da unidade com a de referência e emitir sinais corretivos para a UCEH. Ele conta com funções de proteção, como:

- a) Detecção de falha de alimentação externa ou interna;
- b) Perda de transdutor de potência ou de tensão;
- c) Sobre frequência, que aciona paradas emergenciais automáticas.

2.4.3.2 Unidade de Controle Eletro-Hidráulica (UCEH)

Amplifica os sinais elétricos recebidos do RV e controla a vazão de óleo para os servomotores. Suas Características são:

- a) Alta precisão no controle hidráulico;
- b) Proteções contra falhas de comutação automático-manual;
- c) Papel essencial na resposta dinâmica do sistema.

2.4.3.3 Sistema de Pressão

O sistema hidráulico fornece óleo pressurizado para movimentar os servomotores. Existem duas principais configurações:

- a) Alta pressão (com nitrogênio): compacta e com resposta rápida, utiliza acumuladores de gás nitrogênio para pressões acima de 7 MPa. É mais sensível a variações de temperatura, mas ocupa menor espaço físico (IEEE, 2011).
- b) Baixa pressão (ar-óleo): utiliza tanques de ar comprimido, com pressões típicas até 10 MPa. É mais robusto, porém ocupa mais espaço e apresenta maior inércia no acionamento (ASME, 1996).

O dimensionamento segue normas como a ANSI/IEEE 125 e IEC 61362, que recomendam capacidade mínima para fechar todas as comportas em caso de falha das bombas.

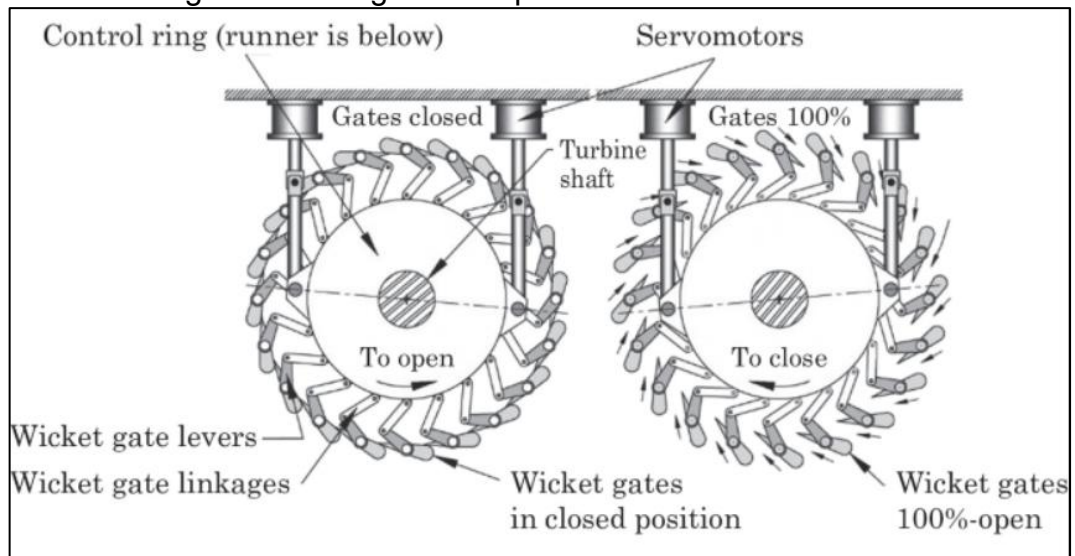
2.4.3.4 Servomotores

Dispositivos hidráulicos que convertem a pressão do óleo em movimento linear ou rotativo, ajustando diretamente os órgãos de controle da turbina (Figura 21).

Normalmente, são instalados dois servomotores por unidade, garantindo

redundância e segurança operacional (Moura, 2019).

Figura 21 - Diagrama esquemático com servomotores

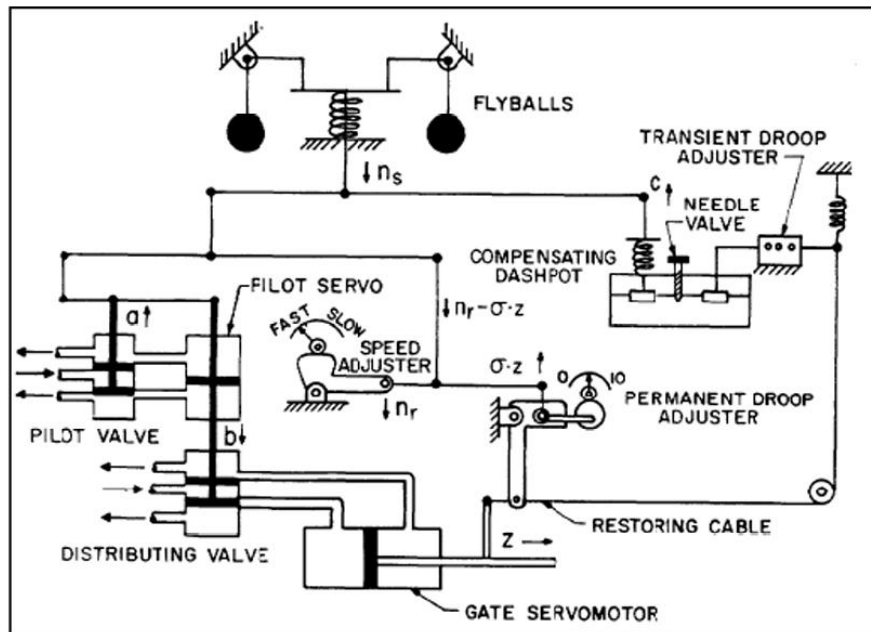


Fonte: Cornetti (2024)

2.4.4 Componentes Mecânicos do Sistema

Além da parte eletrônica e lógica de controle, o SRV depende de diversos componentes mecânicos fundamentais para o correto funcionamento. Estes elementos asseguram a movimentação precisa e segura dos dispositivos de modulação de vazão (Figura 22).

Figura 22 - Diagrama esquemático regulador hidráulico



Fonte: Tenorio (2010)

2.4.4.1 Acumuladores Hidráulicos

Os acumuladores armazenam óleo sob pressão, funcionando como reservas de energia hidráulica. Sua função principal é:

- Garantir fechamento seguro das comportas em caso de falha das bombas;
- Atuar como amortecedores de variações súbitas de pressão no sistema.

Existem dois tipos principais:

- Ar-óleo: tradicionais, robustos, mas sujeitos a arraste de ar no óleo, o que pode gerar instabilidade e combustão localizada (IEEE, 2011).
- Nitrogênio-óleo: mais modernos e compactos, evitam combustão por utilizarem gás inerte.

O dimensionamento adequado deve assegurar que haja, no mínimo, 1,5 a 3 vezes o volume total de óleo necessário aos servomotores para permitir fechamento completo da turbina em emergências.

2.4.4.2 Válvulas Distribuidoras

São responsáveis por direcionar a vazão de óleo pressurizado aos

servomotores. Elas podem ser:

- a) Proporcionais, que permitem controle contínuo e preciso;
- b) De alívio e segurança, que protegem o sistema contra pressões excessivas;
- c) De bloqueio, que isolam trechos para manutenção.

Durante a partida, essas válvulas atuam de forma programada, permitindo abertura gradual até a marcha em vazio e, posteriormente, até a sincronização (Rocha et al., 2013).

2.4.4.3 Unidade Hidráulica

A unidade hidráulica (ou OAP - Óleo de Alta Pressão) integra bombas, reservatórios, trocadores de calor, filtros e sensores, sendo responsável por:

- a) Pressurizar e manter a qualidade do óleo;
- b) Monitorar níveis, temperatura e pressão em tempo real;
- c) Operar de forma redundante, com bombas principais e reservas automáticas.

Segundo Lima (2021), deve ser projetada para suportar variações térmicas e evitar entrada de ar, que poderia comprometer a estabilidade do sistema.

2.4.5 Interação com a Frequência do Sistema Elétrico

A frequência elétrica da rede é diretamente proporcional à rotação da turbina. Assim, o regulador atua como o principal agente de controle primário de frequência, ajustando a potência ativa gerada.

Existem dois modos principais:

- a) Isócrono: utilizado em sistemas isolados, mantém velocidade constante sem permitir variações.
- b) Com estatismo permanente: utilizado em sistemas interligados, possibilitando que várias unidades compartilhem proporcionalmente as variações de carga (Lima, 2002).

Exemplo de eventos críticos:

- a) Rejeição de carga: fechamento rápido do distribuidor para evitar sobrevelocidade.
- b) Aumento súbito de carga: abertura rápida para estabilizar a frequência.

2.4.6 Modos Operacionais do Regulador

Conforme Rocha et al. (2013), os principais modos operacionais do RV são:

- a) Partida controlada: aceleração da turbina até a rotação síncrona.
- b) Regulação de potência ativa: ajuste contínuo da geração conforme a demanda.
- c) Operação em marcha em vazio: manutenção da turbina pronta para sincronização.
- d) Parada controlada ou de emergência: desaceleração gradual ou rápida em falhas graves.

2.4.7 Normas Técnicas Aplicáveis ao Sistema de Regulação de Velocidade

O correto projeto, operação e manutenção de sistemas de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas devem seguir normas técnicas nacionais e internacionais, que garantem segurança, confiabilidade e interoperabilidade entre os diferentes componentes do sistema. Essas normas também padronizam critérios de desempenho, requisitos de proteção e limites operacionais, estabelecendo parâmetros mínimos para operação segura e eficiente.

2.4.7.1 Normas Nacionais (ABNT e ONS)

No contexto brasileiro, o Sistema de Regulação de Velocidade (SRV) deve atender a um conjunto de normas e regulamentações nacionais que estabelecem parâmetros para a operação segura e eficiente de unidades hidrogeradoras. Entre as mais relevantes estão:

2.4.7.1.1 ABNT NBR ISO 50001:2018 – Sistemas de Gestão de Energia

Esta norma trata da otimização do uso de energia em processos industriais,

fornece diretrizes para que os sistemas e equipamentos operem de maneira eficiente, reduzindo desperdícios e promovendo melhoria contínua no desempenho energético.

No caso do SRV, sua aplicação ocorre de forma indireta, orientando práticas que visam à eficiência operacional de turbinas e sistemas de controle, contribuindo para um gerenciamento energético alinhado às políticas sustentáveis e à redução de custos (ABNT, 2018).

2.4.7.1.2 ONS – Procedimentos de Rede (Módulo 2.6 – Controle Primário de Frequência)

Documento elaborado pelo Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS) que define os limites operacionais de frequência e os critérios de resposta dos reguladores de velocidade em sistemas interligados.

No Brasil, a frequência nominal deve ser mantida em 60 Hz, com tolerância máxima de $\pm 0,05$ Hz durante processos de sincronização e operação normal. Esses limites são fundamentais para assegurar a estabilidade do SIN, evitando perturbações que possam levar a falhas sistêmicas ou desligamentos em cascata (ONS, 2023).

2.4.7.1.3 Resolução Normativa ANEEL nº 905/2020 – Requisitos Mínimos de Desempenho

A Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL), por meio da Resolução nº 905/2020, estabelece diretrizes para o desempenho mínimo de unidades geradoras conectadas ao SIN.

Entre os pontos abordados, estão os requisitos para regulação primária de frequência, estabilidade dinâmica e parâmetros para auditorias e certificações. Essa norma garante que os SRVs atendam a padrões mínimos de confiabilidade e desempenho, sendo referência para avaliações regulatórias e processos de licenciamento operacional.

2.4.7.2 Normas Internacionais

Além das normas nacionais, projetos e análises de SRVs devem considerar

diretrizes internacionais que trazem boas práticas consolidadas globalmente, servindo como referência para padronização e interoperabilidade em projetos de grande porte.

2.4.7.2.1 ANSI/IEEE 125-2007 – IEEE Guide for the Application of Turbine Governing Systems

Este guia é referência no dimensionamento e especificação de reguladores de velocidade, acumuladores, servomotores e válvulas.

Define recomendações sobre volumes mínimos de óleo em acumuladores, capacidade das bombas e características de resposta dinâmica dos sistemas, garantindo que os SRVs atendam aos critérios de desempenho e segurança exigidos em projetos de usinas hidrelétricas (IEEE, 2007).

2.4.7.2.2 IEEE 1207-2011 – Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units

A IEEE 1207:2011 é um guia internacional voltado para a aplicação prática e integração de sistemas de regulação de velocidade em unidades hidrogeradoras.

Seu objetivo é orientar desde o projeto conceitual até os ajustes operacionais (tuning) do SRV, abordando aspectos como estabilidade dinâmica, segurança operacional e eficiência energética.

Essa norma complementa a IEEE 125-2007, que trata da especificação dos componentes físicos, ao fornecer ferramentas para avaliação e ajustes durante comissionamento e operação em tempo real, garantindo a resposta adequada do sistema durante eventos críticos, como rejeições súbitas de carga (IEEE, 2011).

2.4.7.2.3 IEC 61362 – Guide for Dynamic Performance of Hydraulic Turbine Governing Systems

Norma internacional que define requisitos dinâmicos para SRVs, abordando aspectos como tempos de resposta, estabilidade de controle e comportamento durante rejeições súbitas de carga.

É amplamente utilizada em projetos internacionais, sendo fundamental para

especificações técnicas de novas usinas e para a modernização de unidades existentes, garantindo confiabilidade e compatibilidade com padrões globais (IEC, 1998).

2.4.7.2.4 IEEE 421.5 – Excitation Systems for Synchronous Machines

Embora tenha como foco principal os sistemas de excitação, esta norma apresenta diretrizes complementares para a integração do SRV com o controle de tensão e com a estabilidade global da unidade geradora, estabelecendo parâmetros que favorecem a coordenação entre regulação de frequência e regulação de tensão (IEEE, 2016).

2.4.8 Importância da Conformidade Normativa

O atendimento às normas técnicas garante que:

- a) Segurança operacional seja priorizada, evitando falhas catastróficas em eventos como sobrevelocidade ou rejeição súbita de carga.
- b) Compatibilidade entre equipamentos seja assegurada, mesmo quando fornecidos por fabricantes diferentes.
- c) Estabilidade da rede elétrica seja mantida, especialmente em sistemas interligados de grande porte, como o SIN no Brasil.
- d) Rastreabilidade e auditoria sejam possíveis, facilitando inspeções regulatórias por órgãos como a ANEEL e o ONS.

Em projetos modernos, a fase de comissionamento do SRV inclui a verificação de desempenho conforme os critérios estabelecidos pelas normas ANSI/IEEE 125 e IEC 61362, além das diretrizes nacionais da ABNT. Essa etapa é crucial para validar que a unidade hidrogeradora atenderá aos requisitos de confiabilidade e eficiência antes de sua entrada em operação comercial.

2.5 SÍNTESE DO CAPÍTULO SOBRE REGULADOR DE VELOCIDADE

O regulador de velocidade integra tecnologia eletrônica, hidráulica e mecânica, sendo essencial para a confiabilidade e eficiência de usinas hidrelétricas.

Seus componentes, desde sensores digitais até acumuladores e válvulas hidráulicas, trabalham de forma coordenada para garantir:

- a) Estabilidade da frequência;
- b) Segurança operacional;
- c) Resposta rápida a eventos emergenciais.

A compreensão detalhada de seus elementos é fundamental para o projeto, operação e manutenção de unidades hidrogeradoras modernas, além de servir como base para análises comparativas, como a avaliação entre sistemas de alta e baixa pressão, que será abordada nos próximos capítulos deste trabalho.

2.6 SISTEMAS DE ALTA E BAIXA PRESSÃO EM REGULADORES HIDRÁULICOS

O desempenho do Sistema de Regulação de Velocidade (SRV) em unidades hidrogeradoras depende diretamente do arranjo de pressão adotado no circuito hidráulico, responsável por alimentar os servomotores que comandam os órgãos de regulação da turbina. De forma geral, distinguem-se dois modelos principais: os sistemas de baixa pressão, que operam entre 2,5 e 6,3 MPa, e os sistemas de alta pressão, que alcançam patamares acima de 10 MPa, podendo chegar a 16 MPa (UNIDO, 2019). A escolha entre essas configurações não se limita ao valor de pressão, mas envolve aspectos construtivos dos acumuladores, seleção do óleo hidráulico, dinâmica de resposta, confiabilidade operacional e custos de manutenção ao longo do ciclo de vida (IEEE, 2011).

2.6.1 Sistema de Baixa Pressão

Nos sistemas de baixa pressão, também conhecidos como ar-óleo, a energia hidráulica é armazenada em acumuladores do tipo gás-sobre-óleo. Nessa configuração, a separação entre os fluidos geralmente é garantida por válvulas de boia, cuja função é impedir que bolhas de ar sejam arrastadas para as linhas hidráulicas. Essa solução apresenta simplicidade construtiva, menor custo de manutenção e robustez operacional, o que justifica sua aplicação recorrente em usinas de médio e grande porte. Contudo, o regime de operação em pressões reduzidas implica a utilização de servomotores de maior área e tubulações de maior

diâmetro para que seja possível desenvolver as forças necessárias. Essa característica eleva as vazões de projeto e aumenta as perdas de carga, que segundo recomendações normativas devem ser limitadas a valores entre 5% e 8% da pressão disponível, com velocidades do óleo não superiores a 5 m/s, de forma a manter a estabilidade do sistema (IEEE, 2011). O ponto crítico reside na confiabilidade da válvula de boia, pois qualquer falha pode introduzir gás no circuito, ocasionando instabilidades severas e comprometendo a segurança da unidade.

2.6.2 Sistema de Alta Pressão

Os sistemas de alta pressão, em contrapartida, utilizam acumuladores com barreira física, seja por meio de bexiga ou pistão, e nitrogênio seco como gás de pré-carga. Essa configuração elimina o risco de mistura entre óleo e gás, assegurando maior estabilidade no fornecimento e permitindo tempos de resposta mais rápidos diante de variações de carga (IEEE, 2011). Além disso, por operarem em níveis superiores a 10 MPa, esses sistemas permitem a redução das áreas dos pistões dos servomotores e dos diâmetros das tubulações, diminuindo as vazões necessárias e tornando o sistema mais eficiente em termos de dinâmica hidráulica (IEEE, 2007). No entanto, a maior complexidade tecnológica se traduz em custos mais elevados, já que são necessárias inspeções frequentes de estanqueidade, substituições periódicas das membranas dos acumuladores e calibração rigorosa dos dispositivos de segurança. Adicionalmente, a seleção do óleo hidráulico deve ser compatível com a faixa de operação: até 12,5 MPa recomenda-se o uso de óleos da classe HL (ISO 8068), enquanto pressões superiores demandam óleos da classe HM (ISO 11158), mais resistentes a condições severas (UNIDO, 2019).

2.6.3 Critérios de Dimensionamento e Segurança

O dimensionamento adequado dos sistemas de pressão deve atender a critérios normativos de segurança. Recomenda-se que os servomotores sejam capazes de desenvolver sua força máxima com apenas 60% a 70% da pressão nominal, assegurando margem suficiente para atuar mesmo em condições degradadas (IEEE, 2011). Caso a carga do atuador ultrapasse 70% da pressão mínima disponível, corre-se o risco de perda de tempo de resposta e até de estolagem,

o que pode levar ao fenômeno de runaway da unidade. Além disso, o acumulador deve possuir capacidade para realizar múltiplos ciclos completos de abertura e fechamento dos órgãos de regulação, garantindo a possibilidade de shutdown seguro mesmo em caso de falha das bombas. A pressão mínima de operação deve situar-se em torno de 75% da nominal, com acréscimo de pelo menos 5% em relação ao maior esforço diferencial requerido para fechamento (IEEE, 2011).

Outro ponto importante refere-se à distribuição de perdas ao longo do sistema. As tubulações devem ser projetadas de forma que a perda total se mantenha entre 5% e 8% da pressão de regime, com velocidade máxima do óleo limitada a 5 m/s. Do mesmo modo, a válvula distribuidora deve ser dimensionada para operar com uma queda de pressão entre 25% e 35% da nominal durante a vazão máxima, garantindo a linearidade e a estabilidade do controle (IEEE, 2011).

2.6.4 Manutenção e Confiabilidade

A confiabilidade de ambos os sistemas depende diretamente da qualidade das práticas de operação e manutenção. Devem ser realizadas inspeções periódicas em busca de vazamentos, análises de amostras de óleo para identificar contaminações, substituição e limpeza de filtros, bem como a calibração dos instrumentos de medição de pressão, nível e vazão. Nos sistemas de baixa pressão, a atenção especial recai sobre a integridade da válvula de boia, ao passo que, nos sistemas de alta pressão, os acumuladores de bexiga ou pistão demandam monitoramento constante e maior rigor técnico (IEEE, 2011).

2.7 SÍNTESE DO CAPÍTULO SOBRE SISTEMAS DE PRESSÃO

Em termos comparativos, os sistemas de baixa pressão se destacam pela simplicidade, pelo baixo custo de manutenção e pela robustez, mas requerem componentes de maiores dimensões e apresentam desempenho dinâmico mais limitado. Já os sistemas de alta pressão oferecem respostas mais rápidas, maior precisão e dimensões mais compactas dos servomotores, ainda que com custos operacionais mais elevados e maior complexidade construtiva (IEEE, 2007; IEEE, 2011; UNIDO, 2019). A escolha entre os dois arranjos deve levar em consideração não apenas os requisitos de força e tempo de curso, mas também a filosofia de

operação da usina, os custos de ciclo de vida e as estratégias de modernização, uma vez que a adoção de pressões mais elevadas pode, em determinados contextos, proporcionar ganhos de desempenho e até benefícios econômicos e ambientais (IEEE, 2007).

Diante do exposto, percebe-se que tanto os sistemas de baixa quanto os de alta pressão apresentam virtudes e limitações que precisam ser cuidadosamente ponderadas no contexto da regulação de velocidade de unidades hidrogeradoras. Para que essa análise não se restrinja a um exame meramente descritivo, torna-se necessário aplicar critérios técnicos objetivos que permitam mensurar de forma comparativa aspectos como desempenho dinâmico, confiabilidade, custos de manutenção e adequação operacional. Nesse sentido, o capítulo seguinte apresenta a metodologia de análise comparativa adotada neste trabalho, detalhando os parâmetros de avaliação, as métricas selecionadas e a forma como os dados serão organizados para sustentar a discussão dos resultados.

3 METODOLOGIA

3.1 CARACTERIZAÇÃO DA PESQUISA

O presente trabalho caracteriza-se como uma pesquisa de finalidade básica estratégica, uma vez que busca gerar conhecimento teórico aplicado à engenharia mecânica e à área de geração de energia hidrelétrica, sem a intenção imediata de desenvolver uma aplicação prática, mas com potencial de subsidiar futuras melhorias em projetos de sistemas de regulação de velocidade (SRVs).

Os objetivos do estudo são descritivos e exploratórios, sendo conduzido pelo método hipotético-dedutivo, com abordagem qualitativa e desenvolvido por meio de levantamento bibliográfico e documental. Essa combinação metodológica permite sistematizar o conhecimento existente e, ao mesmo tempo, preencher lacunas na literatura relacionadas à comparação entre sistemas de alta e baixa pressão utilizados em governadores hidráulicos.

3.2 PROCEDIMENTOS BIBLIOGRÁFICOS E DOCUMENTAIS

Inicialmente, foi realizada uma pesquisa bibliográfica ampla, contemplando livros, artigos acadêmicos, dissertações, teses e normas técnicas, com o objetivo de construir uma base teórica sólida sobre os sistemas de regulação de velocidade em unidades hidrogeradoras. A pesquisa enfatizou a comparação entre dois arranjos tecnológicos distintos:

- a) Sistemas de alta pressão, que utilizam acumuladores de nitrogênio (N_2) do tipo bexiga;
- b) Sistemas de baixa pressão, baseados em reservatórios ar-óleo associados a compressores.

A seleção das fontes buscou priorizar publicações atualizadas, especialmente entre 2017 e 2025, refletindo o estado da arte do tema e assegurando atualidade às informações. Todo o processo envolveu fichamento e análise crítica do material coletado, seguindo rigor metodológico.

Além da pesquisa bibliográfica, foi realizado um levantamento documental com

foco na interpretação de normas e diretrizes vigentes, incluindo:

- a) ABNT NBR 13028:2017, que estabelece diretrizes básicas para projetos de usinas hidrelétricas;
- b) ONS – Procedimentos de Rede (Módulo 2.6 – Controle Primário de Frequência), que define critérios operacionais para reguladores de velocidade no Sistema Interligado Nacional (SIN);
- c) IEC 61362, norma internacional que padroniza os procedimentos de dimensionamento de governadores hidráulicos;
- d) IEEE 125:2007, que define aspectos técnicos relacionados à estabilidade e desempenho dos reguladores.

Esse levantamento normativo garantiu que o estudo estivesse alinhado às melhores práticas do setor elétrico e hidrelétrico, tanto no âmbito nacional quanto internacional.

3.3 FORMULAÇÃO DA HIPÓTESE

A hipótese central deste trabalho estabelece que os sistemas de alta pressão apresentam maior eficiência, compacidade e rapidez de resposta em comparação aos sistemas de baixa pressão, que, por sua vez, se destacam pela simplicidade construtiva, menores custos iniciais e facilidade de manutenção.

Essa premissa foi formulada considerando a realidade operacional de usinas hidrelétricas brasileiras e internacionais, buscando compreender como cada configuração impacta o desempenho global do SRV e a tomada de decisão em projetos de modernização e implantação de novas unidades.

3.4 NATUREZA E ETAPAS DA PESQUISA

Segundo Gil (2010, p. 27), “pesquisas voltadas à aquisição de novos conhecimentos direcionados a amplas áreas com vistas à solução de reconhecidos problemas práticos” são classificadas como básicas estratégicas.

Neste contexto, este estudo visa contribuir para o avanço do conhecimento científico, oferecendo uma análise comparativa que auxilie engenheiros, pesquisadores e gestores na escolha do sistema mais adequado para cada cenário operacional.

No que diz respeito aos objetivos específicos, a pesquisa foi conduzida em duas etapas principais:

3.4.1 Etapa Descritiva

A primeira etapa da pesquisa enquadrou-se no caráter descritivo, visando apresentar e sistematizar o conhecimento existente sobre os SRVs. Segundo Duarte e Furtado (2014, p. 26), “a pesquisa descritiva restringe-se a constatar o que já existe. Os acontecimentos são narrados. Procura-se conhecer a natureza, as características, a composição e os processos que constituem o fenômeno”.

Assim, foram descritos os elementos constituintes do sistema, regulador, unidade eletro-hidráulica, servomotores, acumuladores e demais componentes, bem como seus princípios de funcionamento e interações.

3.4.2 Etapa Exploratória

A segunda etapa assumiu caráter exploratório, devido às lacunas no conhecimento científico sobre a comparação direta entre os dois tipos de sistemas de pressão no contexto brasileiro, especialmente em projetos de modernização. Segundo Gil (2010, p. 27), “as pesquisas exploratórias têm como propósito proporcionar maior familiaridade com o problema, com vistas a torná-lo mais explícito ou a construir hipóteses”.

Dessa forma, foram levantados dados técnicos de projetos reais e casos de estudo para explicitar as variáveis que influenciam a escolha do sistema.

3.5 MÉTODO DE DIMENSIONAMENTO TÉCNICO

O presente capítulo descreve o método adotado para o dimensionamento dos componentes principais do SRV, considerando os dois arranjos tecnológicos estudados:

- a) Sistema de baixa pressão, baseado em reservatórios ar-óleo e compressores;
- b) Sistema de alta pressão, baseado em acumuladores nitrogênio-óleo do tipo bexiga.

Todos os cálculos foram realizados conforme a IEC 61362 – Hydraulic turbines, storage pumps and pump-turbines – Guide for computational procedure for governing systems, norma internacional que estabelece procedimentos padronizados para o dimensionamento e a análise de governadores hidráulicos (IEC, 2012).

Este método é amplamente utilizado na indústria hidrelétrica e foi aplicado integralmente por Assialdi (2012) em seu estudo de referência, que serviu como base para o presente trabalho. Assim, assegura-se que os resultados obtidos sejam compatíveis com padrões internacionais e adequados para projetos de grande porte, como o caso estudado nesta pesquisa.

Além da padronização, a aplicação desse método permite dimensionar elementos críticos do sistema, como:

- a) Vazão da bomba (L/min);
- b) Volume da unidade hidráulica (L);
- c) Capacidade dos acumuladores (L);
- d) Volume do tanque de nitrogênio (L);
- e) Necessidade de compressores e painéis de ar (no caso de baixa pressão).

Esses cálculos fornecem subsídios técnicos para avaliar a eficiência, a resposta dinâmica e a confiabilidade operacional dos sistemas, aspectos fundamentais para o controle de turbinas hidráulicas em eventos como rejeições de carga e variações de frequência no SIN.

3.5.1 Dados de entrada do modelo exemplo

Os cálculos têm como ponto de partida os dados fornecidos pela engenharia da turbina, que são essenciais para determinar as grandezas iniciais do sistema. Esses dados definem as condições operacionais e características físicas do conjunto turbina-distribuidor, conforme apresentado na Tabela 1.

Tabela 1 - Dados de Entrada

Parâmetro	Valor
Tipo de turbina	Francis
Potência mecânica	291 MW
Frequência	60 Hz
Viscosidade do Óleo	ISO VG 68
ER_{close} =Capac. de trab. p/ fechamento do distrib. à pressão mínima req.:	3400 kNm
Tempo de abertura do distribuidor (t_a)	8 s
Tempo de fechamento do distribuidor (t_f)	10 s

Fonte: O Autor

3.5.2 Definição dos sistemas de pressão

A metodologia contempla o dimensionamento completo de dois sistemas hidráulicos distintos:

a) Baixa Pressão (ar-óleo):

- Pressão de projeto $P_D = 40$ bar
- Sistema tradicional, presente em usinas antigas, utiliza compressores, receiver e reservatório ar-óleo.

b) Alta Pressão (nitrogênio-óleo):

- Pressão de projeto $P_D = 160$ bar
- Sistema moderno, com acumuladores de bexiga, dispensando compressores.

As pressões operacionais derivadas foram calculadas conforme a IEC 61362, seguindo as equações padrão do memorial de Assialdi (2012). A tabela 2 traz os valores calculados:

Tabela 2 - Pressões operacionais

Sistema	P_D (bar)	P_{omax} (bar)	P_{omin} (bar)	P_R (bar)
Baixa pressão	40	38	35	26
Alta pressão	160	152	140	104

Fonte: O autor

Onde,

P_A = pressão de projeto para dimensionamento dos servomotores

P_D = pressão de projeto para dimensionamento do sistema hidráulico

P_{omax} = pressão máxima operacional na qual a bomba desliga

P_{omin} = pressão mínima operacional na qual a bomba liga

P_R = pressão final (mínima requerida definida pela área das palhetas diretrizes)

e são calculados por meio de:

$$P_{omax} = 0,95 \cdot p_D \quad (2)$$

$$P_{omin} = 0,875 \cdot p_D \quad (3)$$

$$P_R = 0,65 \cdot p_D \quad (4)$$

3.5.3 Determinação dos Volumes Operacionais do Sistema Distribuidor

A capacidade de trabalho necessária para fechar o distribuidor à pressão mínima requerida é expressa por:

$$V_{distrib} = \frac{ER_{close}}{P_A} \quad (5)$$

Onde,

$P_A = P_D$ = pressão de projeto para dimensionamento dos servomotores

ER_{close} = Capac. de trab. p/ fechamento do distrib. à pressão mínima req.: 3400 kNm

$V_{distrib}$ = o volume total de óleo para completar um curso completo dos servomotores no sentido de fechamento do distribuidor.

Substituindo os valores para ambos os casos, obtemos:

a) 40 bar:

$$V_{distrib} = \frac{3400 \text{ kNm}}{4,0 \text{ MPa}} = 0,85 \text{ m}^3 = \mathbf{850 \text{ Litros}} \quad (6)$$

b) 160 bar:

$$V_{distrib} = \frac{3400 \text{ kNm}}{16,0 \text{ MPa}} = 0,2125 \text{ m}^3 = \mathbf{212,5 \text{ Litros}} \quad (7)$$

Os servomotores do distribuidor são instalados em paralelo, totalizando duas unidades que atuam de forma combinada no controle do movimento das pás diretivas da turbina. Nesse arranjo, o volume necessário para a operação de fechamento ou abertura corresponde à soma dos volumes individuais de cada servomotor, sendo denominado volume combinado.

Além disso, em sistemas de alta pressão, a quantidade de óleo requerida para realizar o mesmo trabalho mecânico é proporcionalmente reduzida, uma vez que a energia de fechamento (ER_{close}) se mantém constante. Essa característica confere maior eficiência volumétrica ao sistema, permitindo a utilização de componentes mais compactos sem comprometer a performance operacional.

3.5.4 Procedimento de Dimensionamento da Válvula Proporcional

Para assegurar que os tempos especificados sejam atendidos, sendo $t_a = 8$ s para a abertura e $t_f = 10$ s para o fechamento, aplica-se a seguinte relação:

$$Q_{a/f} = \frac{V_{distrib}}{t_{a/f}} \quad (8)$$

Onde,

Q_a = Vazão de abertura

Q_f = Vazão de fechamento

$V_{distrib}$ = o volume total de óleo para completar um curso completo dos servomotores

t_a = tempo abertura

t_f = tempo fechamento

Substituindo os valores para ambos os casos, obtemos:

a) 40 bar:

$$Q_a = \frac{850 \text{ L}}{8 \text{ s}} = 106,25 \text{ L/s} = \mathbf{6375 \text{ L/min}} \quad (9)$$

$$Q_f = \frac{850 \text{ L}}{10 \text{ s}} = 85,00 \text{ L/s} = \mathbf{5100 \text{ L/min}} \quad (10)$$

b) 160 bar:

$$Q_a = \frac{212,5 \text{ L}}{8 \text{ s}} = 26,56 \text{ L/s} = \mathbf{1593,75 \text{ L/min}} \quad (11)$$

$$Q_f = \frac{212,5 \text{ L}}{10 \text{ s}} = 21,25 \text{ L/s} = \mathbf{1275 \text{ L/min}} \quad (12)$$

Para o dimensionamento das válvulas, deve-se sempre considerar o pior caso, ou seja, a vazão máxima requerida durante o processo de abertura, garantindo que o sistema seja capaz de atender à condição mais crítica de operação.

Quando a pressão de projeto aumenta de 40 bar para 160 bar (4x), o volume de óleo e a vazão caem na mesma proporção ($\frac{1}{4}$). Assim, as vazões reduzem de 106,25 L/s para 26,56 L/s na abertura e de 85 L/s para 21,25 L/s no fechamento. Apesar disso, a energia de fechamento ER se mantém constante, e a potência por bomba permanece semelhante, pois o aumento de pressão compensa a redução de vazão. Isso resulta em tubulações e válvulas menores, mas com classe de pressão mais alta.

3.5.5 Dimensionamento Hidráulico e Elétrico da Unidade Motriz

Conforme estabelecido pelas normas técnicas aplicáveis, cada unidade hidráulica deve ser equipada com duas bombas redundantes, garantindo maior confiabilidade e continuidade operacional do sistema. Cada bomba deve ser dimensionada para atender a 25% da vazão necessária para o fechamento, em conformidade com os requisitos normativos que visam assegurar a operação segura e eficiente do regulador de velocidade aplicando o seguinte cálculo:

$$Q_{bomba} = 0,25 \cdot Q_f \quad (13)$$

Substituindo os valores para ambos os casos, obtemos:

a) 40 bar:

$$Q_{bomba} = 0,25 \cdot 5100 \text{ L/min} = \mathbf{1275 \text{ L/min}} \quad (14)$$

b) 160 bar:

$$Q_{bomba} = 0,25 \cdot 1275 \text{ L/min} = \mathbf{318,75 \text{ L/min}} \quad (15)$$

A potência necessária para cada bomba é dada por:

$$N = \frac{p \cdot Q}{\eta} \quad (16)$$

Onde,

P = pressão do sistema em MPa

Q = Vazão em m³/s

η = eficiência (adotado 70%)

Substituindo os valores para ambos os casos, obtemos:

a) 40 bar:

$$N = \frac{4,0 \text{ MPa} \cdot 0,02125 \text{ m}^3/\text{s}}{0,7} = \mathbf{121 \text{ kW}} \quad (17)$$

b) 160 bar:

$$N = \frac{16,0 \text{ MPa} \cdot 0,0053 \text{ m}^3/\text{s}}{0,7} = \mathbf{121 \text{ kW}} \quad (18)$$

Apesar da diferença entre pressão e vazão nos sistemas analisados, a potência final permanece constante, uma vez que a energia de curso (ER) requerida para o fechamento do distribuidor é a mesma em ambos os casos.

Para o dimensionamento, considerou-se um motor elétrico com eficiência de 70%, valor relativamente baixo quando comparado aos motores modernos, que podem atingir eficiências superiores a 95%. Essa diferença se justifica pelo fato de que motores mais antigos ou operando em condições fora de sua faixa ideal de carga tendem a apresentar maior dissipação de energia na forma de calor, resultando em menor aproveitamento energético. A adoção desse valor conservador garante uma margem de segurança no dimensionamento, alinhando-se às boas práticas de engenharia e às recomendações normativas para sistemas de acionamento em unidades hidráulicas.

3.5.6 Dimensionamento dos acumuladores

3.5.6.1 Sistema Ar-Óleo (40 bar)

Para o correto dimensionamento do acumulador, foram utilizados os parâmetros recomendados pelas normas técnicas aplicáveis, conforme IEC 61362 (2012) e IEEE 125-2007, considerando as condições operacionais do sistema hidráulico.

- a) Coeficiente politrópico recomendado (n): 1,3
- b) Pressão máxima de operação ($P_{om\acute{a}x}$): 38 bar
- c) Pressão mínima de operação ($P_{om\acute{i}n}$): 35 bar
- d) Pressão mínima requerida (P_r): 26 bar

3.5.6.1.1 Cálculo do Volume Útil de Óleo (V_u)

O volume útil de óleo corresponde à soma dos volumes acumulados necessários para os movimentos de abertura e fechamento do distribuidor, bem como de outros volumes hidráulicos associados ao sistema. Para este estudo, foram considerados:

- a) Volume de fechamento do distribuidor: 850 L
- b) Volume de abertura do distribuidor: 850 L
- c) Volume adicional de fechamento do distribuidor (redundância): 850 L

$$V_u = 3 \cdot V_{distrib} = 2,55 \text{ m}^3 = \mathbf{2550 \text{ Litros}} \quad (19)$$

Assim, o volume útil de óleo (V_u) é de 2550 Litros.

3.5.6.1.2 Determinação do Volume de Gás ($V_{g\acute{a}s}$)

O volume de gás no ponto de comutação inferior, $V_{g\acute{a}s}$, é calculado utilizando a equação politrópica recomendada pela IEC 61362:

$$V_{gás} = \frac{V_u}{\frac{P_{o\acute{m}n}^{\frac{1}{n}}}{P_r} - 1} \quad (20)$$

Onde,

Coeficiente politrópico recomendado (n) = 1,3

Resultando em:

$$V_{gás} = \frac{2550 \text{ L}}{\left(\frac{35 \text{ bar}}{26 \text{ bar}}\right)^{\frac{1}{1,3}} - 1} = \mathbf{9926 \text{ Litros}} \quad (21)$$

3.5.6.1.3 Cálculo do Volume Total do Acumulador (V_0)

De acordo com a IEC 61362, para garantir segurança operacional, deve-se adicionar 25% do volume de gás calculado no ponto de comutação inferior ($V_{gás}$) ao volume útil de óleo, conforme a equação abaixo:

$$V_0 = V_u + (1,25 \cdot V_{gás}) \quad (22)$$

Substituindo:

$$V_0 = 2550 \text{ L} + (1,25 \cdot 9926 \text{ L}) = 14957 \text{ Litros} \cong \mathbf{15m^3} \quad (23)$$

3.5.6.1.4 Seleção do Acumulador Padronizado

Para atender às condições calculadas e às restrições práticas observadas durante o projeto, a seleção do acumulador ar/óleo foi conduzida considerando não apenas os parâmetros de volume e pressão, mas também os limites físicos e logísticos de transporte e instalação.

Diferentemente dos acumuladores de alta pressão, cuja padronização é amplamente consolidada, os modelos de baixa pressão apresentam maior variabilidade construtiva, não havendo um processo padronizado universal de seleção. Assim, o dimensionamento final é fortemente condicionado por fatores como altura disponível no local de instalação, facilidade de transporte e possibilidade de

subdivisão em múltiplos tanques interligados.

Nesse contexto, e visando assegurar viabilidade operacional, segurança estrutural e conformidade com as boas práticas de projeto estabelecidas por normas internacionais (como a ASME B31.1 e a IEC 61362), foi selecionado um tanque com diâmetro de 2,2 m e altura de 4 m, valores representativos de uma configuração compatível com os limites de transporte e montagem industrial.

Tal escolha permite acomodar o volume efetivo requerido pelo sistema dentro dos critérios de segurança hidráulica e de estabilidade mecânica, garantindo desempenho satisfatório mesmo sob variações de carga e temperatura.

3.5.6.2 Acumulador Bexiga N₂ (160 bar)

O dimensionamento dos acumuladores de bexiga foi realizado seguindo as diretrizes normativas internacionais, com base na IEC 61362 (2012) e na IEEE 125-2007, que estabelecem critérios para sistemas hidráulicos de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas.

Os acumuladores de bexiga são utilizados em sistemas de alta pressão, cuja principal vantagem é a redução do volume de óleo necessário para a operação, mantendo a energia de curso (ER). Os parâmetros adotados para o cálculo estão listados a seguir:

- a) Coeficiente politrópico recomendado (n): 1,4
- b) Pressão máxima de operação ($P_{om\acute{a}x}$): 152 bar
- c) Pressão mínima de operação ($P_{om\acute{i}n}$): 140 bar
- d) Pressão mínima requerida (P_r): 104 bar

3.5.6.2.1 Cálculo do Volume Útil de Óleo (V_u)

O volume útil de óleo corresponde à soma dos volumes acumulados necessários para os movimentos de abertura e fechamento do distribuidor, incluindo redundâncias:

- a) Volume de fechamento do distribuidor: 212,5 L
- b) Volume de abertura do distribuidor: 212,5 L
- c) Volume adicional de fechamento do distribuidor (redundância): 212,5 L

$$V_u = 3 \cdot V_{distrib} = 0,6375 \text{ m}^3 = \mathbf{637,5 \text{ Litros}} \quad (24)$$

Assim, o volume útil de óleo (V_u) é de 637,5 Litros.

3.5.6.2.2 Determinação do Volume de Gás ($V_{gás}$)

O volume de gás no ponto de comutação inferior é obtido através da equação politrópica recomendada pela IEC 61362, que relaciona o comportamento do gás comprimido ao volume útil de óleo:

$$V_{gás} = \frac{V_u}{\frac{P_{o\text{mín}}^{\frac{1}{n}}}{P_r} - 1} \quad (25)$$

Onde,

Coeficiente politrópico recomendado (n) = 1,4

Resultando em:

$$V_{gás} = \frac{637,5 \text{ L}}{\left(\frac{140 \text{ bar}}{104 \text{ bar}}\right)^{\frac{1}{1,4}} - 1} = \mathbf{2847,2 \text{ Litros}} \quad (26)$$

3.5.6.2.3 Cálculo do Volume Total do Acumulador (V_0)

De acordo com a IEC 61362, para garantir segurança operacional, deve-se adicionar 25% do volume de gás calculado no ponto de comutação inferior ($V_{gás}$) ao volume útil de óleo, conforme a equação abaixo:

$$V_0 = V_u + (1,25 \cdot V_{gás}) \quad (27)$$

Substituindo:

$$V_0 = 637,5 \text{ L} + (1,25 \cdot 2847,2 \text{ L}) = 4196,5 \text{ Litros} \cong \mathbf{4,2 \text{ m}^3} \quad (28)$$

3.5.6.2.4 Seleção do Acumulador Padronizado

A análise do comportamento termodinâmico do gás nitrogênio é fundamental para garantir a precisão do volume efetivo e a resposta dinâmica do sistema hidráulico. A variação de temperatura influencia diretamente a pressão interna dos acumuladores, uma vez que o nitrogênio atua como elemento compressível no armazenamento de energia potencial.

No cenário avaliado, considerou-se inicialmente a instalação de dois acumuladores de 840 L (raio de 270 mm e altura de 4 m), complementados por 26 garrafas de nitrogênio de 100 L, totalizando aproximadamente 4 280 L de volume nominal, valor ligeiramente superior ao volume calculado de 4 196,5 L.

Embora seja possível refinar o dimensionamento por meio de softwares especializados, como o Hydac Accumulator Selection Tool, o cálculo termodinâmico detalhado foi dispensado nesta etapa. Isso ocorre porque parâmetros como temperatura do óleo, pressão de pré-carga e coeficiente politrópico variam conforme as condições reais de operação e só podem ser determinados com dados experimentais em campo.

Dessa forma, optou-se por adotar uma abordagem conservadora e comercialmente viável, priorizando a disponibilidade comercial dos componentes, a confiabilidade operacional e a simplicidade de manutenção. A configuração final, composta por dois acumuladores de 840 L e 26 garrafas de 100 L, assegura redundância, estabilidade térmica e compensação natural das variações de pressão e temperatura, em conformidade com as boas práticas de projeto recomendadas pelas normas IEC 61362 e ASME B31.1.

3.5.7 Dimensionamento dos Reservatórios de Óleo (Sump)

Conforme estabelecido pelas práticas de engenharia e critérios definidos normativamente para o sistema hidráulico, o volume do reservatório de óleo (sump) deve ser dimensionado de forma a garantir operação segura, capacidade de armazenamento adequada e estabilidade térmica do fluido hidráulico. Para tal, adota-se o seguinte critério:

- a) 18 vezes a vazão de uma bomba por 1 minuto.

$$V_{sump} \geq 18 \cdot Q_{bomba} \quad (29)$$

Onde:

V_{sump} = volume mínimo do reservatório (m^3)

Q_{bomba} = vazão de uma bomba (m^3/min)

Substituindo os valores de vazão calculados previamente no dimensionamento hidráulico das bombas, obtemos:

a) 40 bar:

$$V_{sump} = 18 \cdot 1275 \text{ L/min} \cong \mathbf{23 \text{ m}^3} \quad (30)$$

b) 160 bar:

$$V_{sump} = 18 \cdot 318,75 \text{ L/min} \cong \mathbf{5,7 \text{ m}^3} \quad (31)$$

A seleção do volume final do reservatório deverá considerar ainda fatores operacionais relevantes, como:

- a) Folga adicional de segurança (freeboard) para evitar transbordamento em condições de retorno turbulento;
- b) Dilatação térmica do fluido, especialmente sob regime contínuo de operação;
- c) Retorno de óleo de linhas e acumuladores durante emergências;
- d) Tempo de residência hidráulica adequado, permitindo a dissipação de calor e a decantação de partículas e microbolhas.

Assim, os valores calculados representam os mínimos normativos. Assegurando que o reservatório selecionado atenda aos requisitos de segurança, confiabilidade e desempenho recomendados para sistemas hidráulicos de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas.

3.5.8 Dimensionamento do Trocador de Calor

O sistema hidráulico do regulador de velocidade requer controle térmico para garantir a estabilidade das propriedades do fluido, prevenir a degradação do óleo e preservar a vida útil de componentes como bombas, válvulas e servomotores. Para este fim, utiliza-se um trocador de calor óleo-água com capacidade adequada para dissipar a potência térmica gerada durante a operação.

De acordo com as normas e práticas de engenharia amplamente adotadas em sistemas hidráulicos industriais e hidrelétricos, adota-se como critério de dimensionamento a seguinte regra operacional:

- a) O trocador de calor deve ser capaz de remover aproximadamente 30% da potência elétrica da bomba em operação.

Assim, aplica-se a relação:

$$N_{troc} \approx 0,30 \cdot N_{bomba} \quad (32)$$

Sabendo que a potência de cada bomba foi previamente calculada como 121 kW para ambos os sistemas de pressão (40 bar e 160 bar), uma vez que o aumento de pressão compensa a redução de vazão mantendo constante a energia de curso requerida pelo sistema, tem-se:

$$N_{troc} \approx 0,30 \cdot 121 \text{ kW} \cong \mathbf{36 \text{ kW}} \quad (33)$$

Para a seleção preliminar do trocador de calor, adota-se um gradiente térmico típico de operação:

$$\Delta T \approx \mathbf{6^\circ C} \quad (34)$$

Com base nesse diferencial térmico e segundo catálogos de fabricantes, a vazão típica de água de resfriamento necessária para atender essa potência térmica é:

$$Q_{\text{água}} \approx \mathbf{5,2 \text{ m}^3/\text{h}} \quad (35)$$

O dimensionamento do trocador de calor óleo-água tem por objetivo controlar a temperatura do fluido hidráulico, assegurando estabilidade operacional e preservação das propriedades do óleo durante o funcionamento contínuo do sistema de regulação de velocidade. Considerando que a potência de cada bomba foi previamente calculada como 121 kW para ambos os sistemas de pressão (40 bar e 160 bar), uma vez que o aumento de pressão compensa a redução de vazão mantendo constante a energia de curso requerida pelo sistema, a potência térmica a ser dissipada pelo trocador é de aproximadamente 36 kW. Para um gradiente térmico de operação de aproximadamente 6 °C, consulta-se catálogos de fabricantes para estimar a vazão necessária de água de resfriamento, resultando em um valor típico de 5,2 m³/h. A seleção final do trocador deve ainda considerar fatores como o tipo

construtivo (casco e tubo ou placas), escolha de materiais compatíveis com a qualidade da água para evitar corrosão, admissibilidade de perdas de carga no circuito hidráulico, capacidade de reserva térmica para regime contínuo de operação e possibilidade de configuração com redundância (N+1) para aumentar a confiabilidade do sistema. Dessa forma, recomenda-se para o sistema analisado a adoção de um trocador de calor óleo-água com capacidade térmica mínima de 36 kW e vazão de água de 5,2 m³/h, atendendo plenamente às exigências do memorial técnico e garantindo desempenho térmico adequado para proteção do sistema hidráulico.

3.5.9 Sistema de ar comprimido (somente baixa pressão)

O sistema de ar comprimido aplica-se somente ao arranjo de baixa pressão, pois este utiliza ar como elemento energético no circuito ar-óleo do regulador de velocidade. O dimensionamento inicia-se pela definição do volume do reservatório de ar (receiver), o qual deve possuir no mínimo 10% do volume total dos acumuladores pneumáticos do sistema:

$$V_{receiver} = 0,10 \cdot 15 \text{ m}^3 = 1,5 \text{ m}^3 \text{ ou } 1500 \text{ L} \quad (36)$$

Considerando o volume previamente dimensionado para os acumuladores, obtém-se para o receiver um volume mínimo de 1,5 m³, garantindo capacidade suficiente para amortecer oscilações de pressão, estabilizar a rede pneumática e reduzir o número de partidas do compressor, prolongando sua vida útil.

Em seguida, procede-se ao dimensionamento dos compressores de ar, cuja seleção deve garantir o enchimento do receiver e dos acumuladores em um intervalo máximo de 12 horas, conforme especificado no memorial. Para isso, considera-se a vazão efetiva de ar livre (FAD – Free Air Delivery) necessária para recompor a pressão do sistema.

3.5.10 Dimensionamento e Seleção das Tubulações

O dimensionamento das tubulações do circuito hidráulico é realizado com base nos critérios de velocidade máxima admissível do fluido e resistência mecânica à pressão interna, garantindo desempenho hidráulico adequado e segurança estrutural. Esses critérios seguem as recomendações das normas ASME B31.1 (Power Piping)

e IEC 61362, aplicáveis a sistemas de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas.

O dimensionamento hidráulico define o diâmetro nominal (DN) a partir da vazão volumétrica (Q) e da velocidade máxima permitida ($v_{\max}$), conforme a relação:

$$A = \frac{Q}{v_{\max}} \quad \text{e} \quad D = \sqrt{\frac{4A}{\pi}} \quad (37)$$

Onde:

A = área interna da tubulação (m^2);

Q = vazão volumétrica do fluido (m^3/s);

$v_{\max}$ = velocidade máxima admissível do fluido (m/s);

D = diâmetro interno da tubulação (m);

Para as linhas de pressão, adota-se $v_{\max}$ de 3 a 5 m/s, valor típico que proporciona boa eficiência hidráulica, baixo ruído e controle estável de velocidade, sem risco de erosão ou sobrepressões significativas. Já nas linhas de sucção das bombas, recomenda-se $v_{\max} \leq 2$ m/s, limitando perdas e prevenindo cavitação, condição crítica em bombas hidráulicas.

As vazões utilizadas para o cálculo são as mesmas determinadas anteriormente no dimensionamento das bombas:

a) 40 bar: Q = 1275 L/min = **0,02125 m^3/s**

b) 160 bar: Q = 318,75 L/min = **0,00531 m^3/s**

Com base nas vazões e limites de velocidade definidos, os diâmetros resultantes foram:

a) Linhas de pressão (servos):

- 40 bar: DN 150 (d_i típico $\approx 0,154$ m), resultando em **$v \approx 1,1 \text{ m/s}$** .

- 160 bar: DN 80 (d_i típico $\approx 0,078$ m), resultando em **$v \approx 1,1 \text{ m/s}$** .

Apesar da diferença de pressão, a potência e a energia de curso (ER) permanecem constantes, de modo que o aumento da pressão compensa a redução da vazão, permitindo o uso de tubulações menores no sistema de alta pressão.

b) Sucção das bombas:

- 40 bar: DN 125/150 (diâmetro interno típico $\approx 0,133$ m e $\approx 0,154$ m respectivamente), velocidade entre 1,1 e 1,5 m/s (adequada e segura

contra cavitação).

- 160 bar: DN 65/80 (diâmetro interno típico $\approx 0,073$ m e $\approx 0,078$ m respectivamente), velocidade entre **1,1** e **1,3 m/s**, mantendo o regime estável.

Esses valores asseguram velocidades dentro dos limites normativos, evitando perdas excessivas e mantendo a eficiência volumétrica do sistema. Em síntese, a escolha foi fundamentada em um processo de dimensionamento que envolveu o cálculo hidráulico teórico, a verificação dos diâmetros internos reais em catálogos comerciais de tubos e válvulas industriais, e a adoção dos limites de velocidade e perdas de carga recomendados pelas normas IEC 61362 e ASME B31.1. Além disso, considerou-se a compatibilidade dimensional com as conexões e servomecanismos do regulador de velocidade, assegurando que o diâmetro selecionado fosse tecnicamente embasado, normativamente conforme e operacionalmente viável, tanto em termos de eficiência hidráulica quanto de disponibilidade comercial e integração mecânica com os demais componentes do sistema.

3.5.10.1 Verificação Estrutural

Após o dimensionamento hidráulico, realiza-se a verificação estrutural da tubulação para confirmar sua capacidade de suportar a pressão de trabalho (P_{trab}) com margem de segurança adequada em relação à pressão admissível (P_{adm}) do material conforme tabelas de fabricante/ASME. O critério é definido por:

$$A = \frac{P_{adm}}{P_{trab}} \geq 4 \quad (38)$$

Esse fator de segurança mínimo garante que as tubulações suportem variações dinâmicas de pressão, envelhecimento do material, corrosão e eventuais picos de operação. Os resultados indicaram:

- a) Sistema de 40 bar: tubo Schedule 40 atende plenamente, com $K = 5,1$, superior ao mínimo exigido;
- b) Sistema de 160 bar: necessário tubo Schedule XXS, resultando em $K = 5,9$, garantindo segurança adequada para alta pressão.

O dimensionamento das tubulações resultou em um arranjo eficiente, seguro e normativamente conforme, assegurando equilíbrio entre desempenho hidráulico e

resistência estrutural. As linhas de pressão e sucção operam com velocidades abaixo dos limites recomendados, prevenindo cavitação, ruído e desgaste. Já a escolha dos schedules (SCH 40 e XXS) garante margens de segurança elevadas frente às pressões de operação, em total conformidade com as normas IEC 61362 e ASME B31.1.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

A partir dos dimensionamentos realizados nos capítulos anteriores, baseados nas diretrizes da IEC 61362 e nas recomendações da IEEE 125/1207, foi possível comparar o comportamento hidráulico e o desempenho dinâmico dos sistemas de alta e baixa pressão aplicados ao regulador de velocidade de turbinas Francis de 291 MW e 60 Hz.

Os cálculos demonstraram que, mantendo-se constante o torque requerido pelos servomotores, a elevação da pressão de trabalho resulta em uma redução proporcional do volume combinado de óleo e, conseqüentemente, da vazão necessária para movimentação das palhetas do distribuidor. Essa relação inversa é expressa pela equação fundamental:

$$T = P \cdot V_c \quad (39)$$

Em que:

T = Torque hidráulico (Nm);

P = Pressão de operação (Pa);

V_c = Volume combinado dos servomotores (m³).

Assim, para um mesmo valor de T , o aumento de pressão de 40 bar para 160 bar implica uma redução de 1/4 do volume e da vazão. Esse comportamento foi confirmado pelas vazões calculadas:

a) Baixa pressão (40 bar): 106,25 L/s (abertura) e 85 L/s (fechamento).

b) Alta pressão (160 bar): 26,56 L/s (abertura) e 21,25 L/s (fechamento).

Isso significa que, elevando-se a pressão de 40 bar (sistema de baixa pressão) para 160 bar (sistema de alta pressão), há uma redução de 75% no volume e na vazão necessária para o mesmo trabalho hidráulico.

4.1 REDUÇÃO DIMENSIONAL E OTIMIZAÇÃO HIDRÁULICA

O aumento da pressão de projeto permitiu adotar tubulações e válvulas de menor diâmetro nominal (DN), com ganhos diretos em eficiência e redução de perdas de carga. Conforme indicado nos cálculos e presentes na tabela 3:

Tabela 3 - Otimização hidráulica

Parâmetro	40 bar	160
Vazão (L/s)	106,25	26,56
DN Pressão	150 mm	80 mm
Velocidade média	1,1 m/s	1,1 m/s

Fonte: O autor

Ambos os casos atendem ao limite normativo de velocidade ≤ 5 m/s e perdas $\leq 8\%$ da pressão total.

Essa redução dimensional reflete diretamente no porte das bombas, válvulas e acumuladores, resultando em um conjunto hidráulico mais compacto, com menor volume de óleo e menor espaço ocupado.

A Tabela 4 apresenta o comparativo obtido entre os dois sistemas simulados.

Tabela 4 - Redução dimensional

Parâmetro	Baixa Pressão	Alta Pressão	Redução (%)
Pressão (bar)	40	160	—
Vazão de abertura (L/s)	106,25	26,56	-75,0%
Vazão de fechamento (L/s)	85,0	21,25	-75,0%
Volume total de óleo (L)	2550	637,5	-75,0%

Fonte: O autor

Essa redução de aproximadamente 75% em volume e vazão impacta diretamente o dimensionamento dos componentes hidráulicos:

- a) menor diâmetro dos servomotores;
- b) bombas de menor capacidade volumétrica;
- c) válvulas e tubulações mais compactas (DN 80 em vez de DN 150);
- d) reservatórios e acumuladores de menor porte.

4.2 EFICIÊNCIA HIDRÁULICA E ENERGIA CONSTANTE

Mesmo com a redução volumétrica, a energia de fechamento (ER) manteve-se constante. Isso ocorre porque o aumento da pressão compensa a diminuição da vazão, conforme demonstrado nos cálculos baseados na IEC 61362. O sistema de alta pressão, portanto, apresenta mesma potência hidráulica efetiva, porém com menor massa de óleo circulante e menores perdas de carga, resultando em um conjunto mais eficiente e ágil.

4.3 ASPECTOS HISTÓRICOS E PREFERÊNCIA OPERACIONAL

Historicamente, quase todas as usinas construídas antes dos anos 2000 utilizam sistemas de baixa pressão (ar-óleo). Essa predominância deve-se à sua simplicidade construtiva, facilidade de manutenção e menor dependência de componentes especiais, fatores que consolidaram sua adoção em larga escala durante o ciclo de expansão hidrelétrica brasileiro.

Por esse motivo, ainda hoje há preferência entre profissionais experientes de operação e manutenção por esse tipo de arranjo, que é considerado mais familiar e de fácil intervenção. Em contrapartida, a evolução dos sistemas digitais e a necessidade de respostas mais rápidas tornaram o sistema de alta pressão tecnicamente superior para aplicações modernas e retrofit de unidades antigas.

4.4 ECONOMIA DE ESPAÇO E CONCRETO ESTRUTURAL

Um dos resultados mais expressivos está na redução volumétrica do conjunto hidráulico e na consequente economia de espaço físico e de concreto estrutural dentro da casa de força.

A diminuição de 75% do volume de óleo reflete diretamente no tamanho do reservatório, dos acumuladores e das linhas hidráulicas, reduzindo a área ocupada em planta e a altura dos compartimentos técnicos.

Esse fator é particularmente relevante em projetos de modernização ou repotenciação, em que o espaço interno das usinas existentes é limitado. A economia estrutural obtida pode ser estimada em reduções de até 40% no volume de concreto e aço necessários à fundação e ao piso técnico do conjunto hidráulico. Além de ganhos em custo civil, isso representa redução de peso e simplificação de layout, facilitando a manutenção e a integração com sistemas digitais de controle.

4.5 SÍNTESE COMPARATIVA DE DESEMPENHO

A fim de consolidar os resultados obtidos e permitir uma visualização clara das diferenças técnicas e operacionais entre os sistemas analisados, elaborou-se a Tabela 5, que apresenta uma síntese comparativa de desempenho entre os arranjos de alta e baixa pressão.

Tabela 5 - Síntese Comparativa de Desempenho

Critério	Alta Pressão (N ₂ – bexiga/pistão)	Baixa Pressão (ar-óleo)
Faixa típica	10 – 16 MPa	2,5 – 6,3 MPa
Tipo de acumulador	Bexiga/pistão	Gás sobre óleo
Volume de óleo	Menor (–72%)	Maior
Vazão das bombas	Reduzida (–75%)	Elevada
Tempo de resposta	Mais rápido	Mais lento
Manutenção	Técnica especializada	Simple e familiar
Espaço ocupado	Menor (–40%)	Maior
Custo inicial	Maior	Menor
Custo operacional	Menor (sem compressores)	Maior (ar e filtros)

Fonte: O autor

Essa comparação engloba critérios quantitativos e qualitativos, como faixa de pressão, tipo de acumulador, volume e vazão de óleo, tempo de resposta, manutenção, custo e espaço ocupado, permitindo observar de forma objetiva as vantagens e limitações de cada configuração.

A análise demonstra que os sistemas de alta pressão, embora demandem maior complexidade técnica, destacam-se por sua eficiência volumétrica, menores perdas hidráulicas, redução de espaço físico e melhor desempenho dinâmico. Já os sistemas de baixa pressão mantêm relevância em contextos operacionais consolidados, pela simplicidade construtiva, facilidade de manutenção e custo inicial reduzido, sendo ainda amplamente empregados em usinas construídas antes da década de 2000.

4.6 ANÁLISE ECONÔMICA E AMBIENTAL

Encerrada a análise dimensional e de desempenho hidráulico, torna-se pertinente avaliar também os impactos econômicos e ambientais associados às configurações de alta e baixa pressão. Essa abordagem complementa a análise técnica apresentada, permitindo uma visão de custo-benefício global dos sistemas de regulação de velocidade. Embora o foco principal deste estudo seja técnico, a quantificação econômica e ambiental reforça a relevância da solução em termos de eficiência, sustentabilidade e ciclo de vida (IEC, 2012; IEEE, 2007/2011).

A Tabela 6 apresenta uma estimativa comparativa entre os dois sistemas, baseada nos valores calculados na Metodologia (Seção 3) e em parâmetros médios de fabricantes reconhecidos do setor hidráulico (HYDAC, 2024; Bosch Rexroth, 2024; Parker Hannifin, 2023). Os resultados foram normalizados para uma unidade representativa de turbina Francis de 291 MW e 60 Hz, mantendo a proporcionalidade real entre as configurações de 40 bar e 160 bar.

Tabela 6 - Comparativo econômico e ambiental entre alta e baixa pressão

Parâmetro	Alta Pressão	Baixa Pressão	Redução (%)
Custo estimado do sistema hidráulico (R\$)	520 000	480 000	+ 8 %
Custo de manutenção anual (R\$)	18 000	25 000	– 28 %
Volume repostado anualmente (10 % do sump) (L/ano)	570	2 300	– 75 %
Emissão potencial (kg CO ₂ /ano)	≈ 1 425	≈ 5 750	– 75 %
Consumo energético dos sistemas auxiliares (kWh/ano)	≈ 1 200	≈ 1 900	– 37 %

Fonte: O autor

Observa-se que o sistema de alta pressão apresenta redução de aproximadamente 75 % no volume útil total de óleo (de 2 550 L para 637,5 L), mantendo a mesma potência hidráulica efetiva (≈ 121 kW por bomba). Essa diferença reflete a relação direta entre aumento de pressão e redução de volume e vazão, conforme demonstrado pela IEC 61362 (2012). Tal variação volumétrica impacta diretamente o inventário de óleo e, conseqüentemente, as emissões associadas ao descarte do fluido hidráulico. Considerando o fator médio de emissão de 2,5 kg CO₂/L de óleo descartado estabelecido pela EPA, *Environmental Protection Agency* (2023), a redução do volume implica também em uma menor emissão potencial de gases de efeito estufa, reforçando o ganho ambiental do sistema de alta pressão.

Do ponto de vista econômico, o investimento inicial em componentes de alta pressão é compensado por menores custos operacionais e manutenção simplificada, resultado da redução de componentes auxiliares, como compressores e reservatórios

de grande porte. Os valores econômicos aqui apresentados são estimativos obtidos a partir de catálogos técnicos e dados de fabricantes (HYDAC International, Bosch Rexroth AG e Parker Hannifin Corporation), bem como de referências normativas internacionais (IEC 61362, 2012; IEEE 125-2007; IEEE 1207-2011). As cifras e percentuais representam ordens de grandeza compatíveis com sistemas hidráulicos de regulação de velocidade aplicados a unidades geradoras de 200 a 300 MW, não correspondendo a orçamentos reais, mas a valores proporcionais e tecnicamente coerentes com os dimensionamentos obtidos neste estudo.

Sob a ótica ambiental, a diminuição do inventário de óleo reduz a emissão potencial de CO₂ de aproximadamente 5 750 kg/ano para 1 425 kg/ano, favorecendo o cumprimento das diretrizes da ABNT NBR ISO 50001:2018 e promovendo práticas de gestão energética sustentável e de responsabilidade ambiental.

Assim, os resultados comprovam que o sistema de alta pressão não apenas apresenta superioridade técnica e compactação volumétrica, mas também oferece vantagens econômicas e ambientais mensuráveis, caracterizando-se como a opção mais eficiente e sustentável para projetos de modernização e implantação de novas usinas hidrelétricas.

4.7 DISCUSSÃO FINAL

Os resultados confirmam a hipótese central deste trabalho: os sistemas de alta pressão são tecnicamente mais eficientes e compactos, oferecendo melhor desempenho dinâmico, maior estabilidade e redução significativa de espaço e materiais civis.

Por outro lado, os sistemas de baixa pressão continuam sendo uma alternativa viável para instalações legadas e situações em que a simplicidade e a familiaridade operacional são prioritárias.

Assim, conclui-se que a adoção de sistemas de alta pressão é a tendência natural em novos empreendimentos e projetos de modernização, representando o equilíbrio ideal entre desempenho, segurança e sustentabilidade construtiva.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como tema a análise comparativa de sistemas de regulação de velocidade em usinas hidrelétricas, com foco na avaliação técnica e operacional entre os sistemas de alta e baixa pressão aplicados a turbinas do tipo Francis. A escolha desse tema justifica-se pela relevância desses sistemas na estabilidade eletromecânica do Sistema Interligado Nacional (SIN) e pela crescente necessidade de modernização dos equipamentos hidráulicos frente às novas exigências de confiabilidade, eficiência e sustentabilidade do setor elétrico brasileiro.

O objetivo geral consistiu em analisar e comparar o desempenho dos dois tipos de sistemas de regulação, buscando identificar aquele que apresenta melhor equilíbrio entre eficiência hidráulica, compactidade, custo e manutenção. Esse objetivo foi plenamente alcançado por meio da elaboração de cálculos normativos fundamentados nas normas IEC 61362 e IEEE 125/1207, que permitiram quantificar as diferenças de vazão, volume, pressão e energia de fechamento (ER) entre os arranjos estudados. Entre os objetivos específicos, destacaram-se:

- a) Descrever os princípios de funcionamento e componentes principais de cada sistema;
- b) Dimensionar, conforme normas técnicas, os elementos críticos do circuito hidráulico (servomotores, bombas, válvulas e tubulações);
- c) Comparar quantitativamente os resultados de desempenho e implicações de projeto;
- d) Discutir aspectos econômicos, construtivos e operacionais.

Todos esses objetivos foram atingidos com sucesso. O estudo demonstrou que, para o mesmo torque requerido no controle das palhetas do distribuidor, o aumento da pressão de operação de 40 bar para 160 bar proporciona uma redução de aproximadamente 75 % no volume e na vazão hidráulica. Essa redução implica tubulações menores (DN 150 → DN 80), acumuladores e reservatórios mais compactos e diminuição significativa do espaço físico e do volume de concreto necessário na casa de força, tudo isso sem prejuízo do desempenho energético global.

As análises confirmaram ainda que, embora os sistemas de alta pressão exijam maior rigor construtivo e técnico, eles proporcionam melhor dinâmica de resposta,

menores perdas de carga e maior estabilidade operacional, tornando-se mais eficientes e sustentáveis. Dessa forma, a hipótese inicial, de que os sistemas de alta pressão oferecem melhor desempenho técnico e compacidade em relação aos sistemas de baixa pressão, foi confirmada.

O problema de pesquisa proposto (“qual sistema de regulação de velocidade apresenta melhor desempenho técnico e operacional entre as configurações de alta e baixa pressão?”) pôde ser respondido de forma objetiva: o sistema de alta pressão é o mais indicado para novos empreendimentos e projetos de modernização, enquanto o sistema de baixa pressão permanece viável em unidades legadas, especialmente pela familiaridade técnica e pela facilidade de manutenção reconhecidas pelos profissionais do setor.

A pesquisa baseou-se em levantamento bibliográfico, documental e normativo, com cálculos desenvolvidos em planilhas técnicas e análises comparativas que asseguraram a consistência entre teoria e prática. Mesmo sem caráter experimental, o trabalho destacou-se pela robustez metodológica e pela aplicação de normas internacionais (IEC, IEEE, ASME), o que garantiu reprodutibilidade e aderência às práticas de engenharia profissional.

Foram observadas algumas limitações, como a ausência de dados públicos de projetos industriais, restrições de acesso a ensaios experimentais e pequenas divergências nos critérios normativos adotados por fabricantes. Essas limitações, contudo, não comprometeram os resultados obtidos, mas reforçam a importância de estudos futuros com validação empírica em usinas reais.

Recomenda-se que trabalhos futuros abordem a integração de reguladores digitais e sistemas IoT aos reguladores hidráulicos de alta pressão, explorando seus impactos em eficiência, automação e manutenção preditiva. Sugere-se também a ampliação da análise econômica considerando o custo do ciclo de vida (LCC) e os efeitos ambientais da redução de óleo e materiais estruturais.

Dessa forma, este trabalho contribui de forma concreta e aplicada para o aperfeiçoamento técnico dos sistemas de regulação de velocidade, oferecendo base metodológica sólida e alinhada às normas internacionais, e reforçando o papel estratégico da inovação hidráulica na modernização das usinas hidrelétricas e na transição energética sustentável do Brasil.

REFERÊNCIAS

ACERVO FURNAS. **Condutos forçados na UHE de Furnas**. Disponível em: <https://acervofurnas.com.br/acervo/41814/condutos-forcados-na-uhe-de-furna>. Acesso em: 10 jun. 2025.

AGÊNCIA MINAS. **Reservatório de Três Marias tem maior índice desde 2012**. Disponível em: <https://www.agenciaminas.mg.gov.br/noticia/reservatorio-de-tres-marias-tem-maior-indice-desde-2012>. Acesso em: 10 jun. 2025.

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Resolução Normativa nº 905, de 15 de dezembro de 2020**. Estabelece os requisitos mínimos de desempenho para unidades geradoras conectadas ao SIN. Brasília: ANEEL, 2020. Disponível em: <https://www.aneel.gov.br>. Acesso em: 09 jun. 2025.

AMERICAN SOCIETY OF MECHANICAL ENGINEERS. **ASME B31.1:2022 – Power Piping: ASME Code for Pressure Piping, B31**. New York: ASME, 2022.

APLICA ENGENHARIA. **Saiba Como Funcionam as Usinas Hidrelétricas**. Disponível em: <https://aplicaengenharia.com.br/saiba-como-funcionam-as-usinas-hidreletricas/>. Acesso em: 10 jun. 2025.

ASME HYDRO POWER TECHNICAL COMMITTEE; **The Guide to Hydropower Mechanical Design**. Kansas City: HCI Publications, 1996.

ASSIALDI, M. **Projeto padronizado de unidade hidráulica, para aplicação em reguladores de velocidade de turbinas tipo Francis, em pequenas centrais hidrelétricas**. 2012. 78 f. (Trabalho de conclusão de curso) – Curso de Engenharia de Automação e Controle, Centro Universitário Salesiano de São Paulo, Campinas, 2012.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **ABNT NBR ISO 50001:2018 – Sistemas de gestão de energia: requisitos com orientações para uso**. Rio de Janeiro: ABNT, 2018.

BOYLE, G. **Renewable energy: Power for a sustainable future**. 2. ed. Milton Keynes: The Open University, 2004.

BRASIL. Ministério de Minas e Energia; Empresa de Pesquisa Energética. **Plano nacional de energia 2030**. Brasília: MME: EPE, 2007.

BREEZE, P. **Hydropower**. Londres: Academic Press, 2018.

BOSCH REXROTH AG. **Industrial Hydraulics Catalogue – Hydraulic Power Units and Accumulators**. Lohr am Main: Bosch Rexroth, 2024.

CORNETTI, G.; **Hydraulic Machines and Energy**. Suíça: Springer Cham, 2024.

DANDEKAR, M. M.; SHARMA, K. N. **Water power engineering**. 2. Ed. Nova Delhi: Vikas Publishing House PVT LTD, 2013.

DEPARTMENT OF THE ARMY. **Hydropower Operations and Maintenance Guidance and Procedures**. Washington, DC: U.S Army Corps of engineers, 2022

DUARTE, S. V.; FURTADO, M. S. V. **Trabalho de conclusão de curso (TCC) em ciências sociais aplicadas**. São Paulo: Saraiva, 2014

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA. **Matriz Energética e Elétrica**. Disponível em: <https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>. Acesso em: 04 jun. 2025.

EPA – UNITED STATES ENVIRONMENTAL PROTECTION AGENCY. **Used Oil Management and Emission Factors for Lubricants Disposal**. Washington, DC: EPA, 2023.

FUTIKAMI, E. E. et al. **Simulador de regulador de velocidade para turbinas hidráulicas Francis**. 2003. 85 f. (Trabalho de conclusão de curso) – Curso de Engenharia Industrial Elétrica com Ênfase em Eletrotécnica, Centro Federal de Educação Tecnológica do Paraná, Curitiba, 2003.

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 5.ed. São Paulo: Atlas, 2010.

GRAHAM, E.; FULGHUM, N.; ALTIERI, K. **Global electricity review 2025**. Reino Unido: EMBER, 2025.

GRECO, V. **Energia hidrelétrica: o que é e como funciona essa fonte de energia?** Disponível em: <https://solucoes.edp.com.br/blog/energia-hidreletrica/>. Acesso em: 25 jun. 2025

HIDROENERGIA. **Tipos de Turbinas Hidráulicas: Conheça os principais modelos**. Ijuí: Hidroenergia, 21 jun 2018. Disponível em: <https://www.hidroenergia.com.br/blog/tipos-turbinas-hidraulicas/>. Acesso em: 25 jun. 2025

HYDAC INTERNATIONAL GMBH. **Accumulator Technology – Product Catalogue and Technical Data**. Sulzbach/Saar: HYDAC, 2024.

IEPHA. **Conjunto Arquitetônico, Paisagístico e o Espaço Cultural da Usina de Marmelos Zero (Museu da Usina de Marmelos) - Juiz de Fora**. Disponível em: <https://www.iepha.mg.gov.br/index.php/programas-e-acoes/patrimonio-cultural-protegido/bens-tombados/details/1/112/bens-tombados-conjunto-arquitet%C3%B4nico,-paisag%C3%ADstico-e-o-esp%C3%A7o-cultural-da-usina-de-marmelos-zero-museu-da-usina-de-marmelos>. Acesso em: 10 jun. 2025.

INFOESCOLA. **Usina Hidrelétrica**. Disponível em: <https://www.infoescola.com/energia/usina-hidreletrica/> Acesso em: 10 jun. 2025.

INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERS. **IEEE Std 1207-2011: Guide for the Application of Turbine Governing Systems for Hydroelectric Generating Units**. Nova York: IEEE, 2011.

INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONIC ENGINEERS. **IEEE Std 125-2007: Recommended Practice for Preparation of Equipment Specifications for Speed-Governing of Hydraulic Turbines Intended to Drive Electric Generators**. Nova York: IEEE, 2007.

INSTITUTE OF ELECTRICAL AND ELECTRONICS ENGINEERS. **IEEE Std 421.5-2016 – Recommended Practice for Excitation System Models for Power System Stability Studies**. New York: IEEE, 2016.

INTERNATIONAL ELECTROTECHNICAL COMMISSION. **IEC 61362 – Guide for Dynamic Performance of Hydraulic Turbine Governing Systems**. Geneva: IEC, 1998.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **Hydropower special market report**. Paris: IEA, 2021.

ITAIPU BINACIONAL. **Vertedouro**. Disponível em: <https://www.itaipu.gov.br/energia/vertedouro>. Acesso em: 10 jun. 2025.

LIMA, J. M.; **Usinas hidrelétricas**: diretrizes básicas para proteção e controle. 3. ed. Rio de Janeiro: Autografia, 2021.

LIMA, R. S. **Padronização de projetos elétricos de Pequenas centrais hidrelétricas**. 2002. 209f. Dissertação (Mestrado em Engenharia de Energia) - Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2002.

MAGELA, G.P. **Design of Hydroelectric Power Plants – Step by Step**. Londres: CRC Press/Balkema, 2022

MALOVIC, D. *et al.* **Hydroelectric power**: a guide for developers and investors. Washington, D.C.: World Bank Group, 2015.

MANCINI FILHO, E. **Regulador de velocidade para turbinas hidráulicas tipo Francis**. Curitiba: Unicenp, 2004.

MANCINI FILHO, E. **Treinamento de pessoal. Unidade Geradora Regulador de Velocidade**. Curitiba: COPEL, 2004.

MANITOBA HYDRO. **Where does electricity come from?**. Disponível em: https://www.hydro.mb.ca/articles/2023/09/where_does_electricity_come_from/. Acesso em 25 jun. 2025.

MOURA, A. P.; MOURA, A. A. F.; ROCHA, E. P. **Engenharia de sistemas de potência: geração hidroelétrica e eolioelétrica**. Fortaleza: Edições UFC, 2019.

MUSEU WEG. **História da roda d'água e sua importância para nosso desenvolvimento**. Disponível em: <https://museuweg.net/blog/tag/turbina-hidraulica/>. Acesso em: 10 jun. 2025.

OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO (ONS). **Procedimentos de Rede – Módulo 2.6: Controle Primário de Frequência**. Brasília: ONS, 2023. Disponível em: <https://www.ons.org.br>. Acesso em: 09 jun. 2025.

PANDEY, B.; KARKI, A. **Hydroelectric energy: renewable energy and the environment**. Boca Raton: CRC Press, 2017.

PARKER HANNIFIN CORPORATION. **Hydraulic Accumulators Handbook**. Cleveland (OH): Parker Hannifin, 2023.

ROCHA, D.; OLIVEIRA, F.; NARDI, M. **Simulador de regulador de velocidade para turbinas hidráulicas de usinas hidrelétricas**. 2013. 107 f. Trabalho de conclusão de curso (Graduação) – Curso de Engenharia Industrial Elétrica com Ênfase em Automação, Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2013.

TECHNOLOGY, I. I. **Hydropower engineering for diploma level courses: 3.1 electro-mechanical– selection of turbine and governing system**. Roorkee: Alternate Hydro Energy Centre, 2012.

TENORIO, L. A. L. **Hydro turbine and governor modelling: electric - hydraulic interaction**. 2010. 133f. Dissertação (Mestrado Ciências em Engenharia Elétrica) - Department of Electric Power Engineering, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, 2010.

UNITED NATIONS INDUSTRIAL DEVELOPMENT ORGANIZATION (UNIDO). **Technical Guidelines for the Development of Small Hydropower Plants units: Part 3: Hydro Turbine Governing System**. Nova York: UNIDO, 2019

WEG. **WEG afirma forte presença no retrofitting das grandes usinas do Brasil em fornecimento para COPEL**. Disponível em: <https://www.weg.net/institutional/US/pt/news/produtos-e-solucoes/weg-afirma-forte-presenca-no-retrofitting-das-grandes-usinas-do-brasil-em-fornecimento-para-copel>. Acesso em: 25 jul. 2025.