



# FUNDAMENTOS DA ENERGIA MECÂNICA HIDRÁULICA E SUA APLICAÇÃO

ÍNGRID HELOISA DA SILVA ALVES  
JÉSSICA BÁRBARA DA SILVA SOARES

COLEÇÃO  
**VoZes**

**edifce**



**INSTITUTO FEDERAL**  
Ceará



**FUNDAMENTOS DA  
ENERGIA MECÂNICA  
HIDRÁULICA  
E SUA APLICAÇÃO**



**Presidente da República**

Luiz Inácio Lula da Silva

**Ministro da Educação**

Camilo Sobreira de Santana



**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ - IFCE**

**Reitor**

José Wally Mendonça Menezes

**Pró-Reitora de Pesquisa, Pós-graduação e Inovação**

Joélia Marques de Carvalho

**Pró-Reitora de Ensino**

Cristiane Borges Braga

**Pró-Reitora de Extensão**

Ana Cláudia Uchôa Araújo

**Pró-Reitor de Administração e Planejamento**

Reuber Saraiva de Santiago

**Pró-Reitor de Gestão de Pessoas**

Marcel Ribeiro Mendonça



**EDITORA IFCE**

**Editor Executivo**

Tiago Estevam Gonçalves

**CONSELHEIROS NATOS**

Ana Cláudia Uchoa Araújo

Cristiane Borges Braga

Joélia Marques de Carvalho

Sara Maria Peres de Moraes

Tiago Estevam Gonçalves (Presidente)

**CONSELHEIROS TITULARES**

Alisandra Cavalcante Fernandes de Almeida

Ana Cristina da Silva Moraes (in memoriam)

Anderson Ibsen Lopes de Souza

Anna Erika Ferreira Lima (in memoriam)

Antônio Cavalcante de Almeida

Antônio Wendel de Oliveira Rodrigues

Auzuir Ripardo de Alexandria

Barbara Suellen Ferreira Rodrigues

Beatriz Helena Peixoto Brandão

Cristiane Sousa da Silva

Francisco Régis Vieira Alves

Glauber Carvalho Nobre

Glendo de Freitas Guimarães

Iara Rafaela Gomes (UFC)

Igor de Moraes Paim

José Eranildo Teles do Nascimento

Keila Cristina Nicolau Mota

Leonardo Araújo da Costa (UFC)

Marcílio Costa Teixeira

Maria do Socorro de Assis Braun

Marieta Maria Martins Lauar

Marilene Barbosa Pinheiro

Nara Lidia Mendes Alencar

Rômulo Celly Lima Siqueira

Sandro César Silveira Jucá

Sarah Mesquita Lima

Wendel Alves de Medeiros

# FUNDAMENTOS DA ENERGIA MECÂNICA HIDRÁULICA E SUA APLICAÇÃO

ÍNGRID HELOISA DA SILVA ALVES  
JÉSSICA BÁRBARA DA SILVA SOARES

Fortaleza-CE  
2023



Fundamentos da Energia Mecânica Hidráulica e sua Aplicação.  
Íngrid Heloisa da Silva Alves, Jéssica Bárbara da Silva Soares.

Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará – IFCE  
Pró-Reitoria de Pesquisa, Pós-Graduação e Inovação – PRPI  
Editora IFCE – EDIFCE

As informações contidas no livro são de inteira responsabilidade dos seus autores.

**EDITORA IFCE**

**Editor Executivo**

Tiago Estevam Gonçalves

**Editora Adjunta**

Sara Maria Peres de Moraes

**Revisão**

Marilene Barbosa Pinheiro

**Normalização**

Fernanda Saraiva Benicio Paulino

**Supervisão de Design e Capa**

Julio Pio

Lidia Farias

**Diagramação**

Editora SertãoCult



**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação**  
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará  
Editora IFCE - EDIFCE

---

A474 Alves, Íngrid Heloisa da Silva.  
Fundamentos da energia mecânica hidráulica e sua aplicação. / Íngrid Heloisa da Silva  
Alves e Jéssica Bárbara da Silva Soares. --. Fortaleza: EDIFCE, 2023.

184 p. il.

*E-book* no formato PDF 46.973 KB  
ISBN: 978-65-84792-26-5 (*e-book*)  
ISBN: 978-65-84792-27-2 (impresso)  
DOI: 10.21439/EDIFCE.20

1. Engenharia mecânica. 2. Energia hidráulica. 3. Sustentabilidade. I. Soares, Jéssica  
Bárbara da Silva. II. Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará  
(EDIFCE). III. Título.

CDD 627

---

**Biblioteca responsável: Sara Maria Peres de Moraes CRB N° 3/901**



Contato

Rua Jorge Dumar, 1703 - Jardim América, Fortaleza - CE, 60410-426.


Fone: (85)34012263 / E-mail: edifce@ifce.edu.br / Site: editora.ifce.edu.br.

## **AGRADECIMENTOS**

Às nossas famílias, pelo amor, incentivo e exemplo a seguir.







“Contudo, a humanidade, também, necessita de sonhadores, para quem o realizar de uma tarefa seja tão cativante, que a impossibilite de dar atenção ao seu próprio benefício.”

Marie Curie



# LISTA DE SÍMBOLOS

$\rho$	Densidade
$m$	Massa
$\forall$	Volume
$\gamma$	Peso específico
$g$	Aceleração da gravidade
$P$	Pressão
$T$	Temperatura
$\Re$	Número de Reynolds
$V$	Velocidade
$D$	Diâmetro interno do tubo
$\mu$	Viscosidade dinâmica
$\vec{V}$	Vetor velocidade
$\rho_{med}$	Densidade média
$V_{med}$	Velocidade média
$A$	Área
$\dot{m}$	Fluxo de massa
$\dot{V}$	Vazão
$E$	Energia
$EC$	Energia cinética
$EP$	Energia potencial
$U$	Energia interna
$Z$	Posição
$e$	Energia específica
$u$	Energia interna específica
$Q$	Transferência de calor
$W$	Trabalho
$\dot{Q}$	Taxa de transferência de calor

$\dot{W}$	Potência
$W_{total}$	Trabalho total
$W_{eixo}$	Trabalho de eixo
$W_{pressão}$	Trabalho devido as forças de pressão
$W_{viscosidade}$	Trabalho devido as forças viscosas
$W_{outro}$	Outros tipos de trabalho
$\dot{W}_{eixo}$	Potência de eixo
$\omega$	Velocidade angular
$T_{eixo}$	Torque de eixo
$\dot{W}_{pressão}$	Potência associada às forças de pressão
$h$	Entalpia específica
$w_{eixo}$	Trabalho de eixo por unidade de massa
$h_{eixo}$	Carga referente à presença de máquinas, bomba ou turbina
$h_L$	Perda de carga
$h_{bomba}$	Carga da bomba
$h_{turbina}$	Carga da turbina
$\eta$	Eficiência
$\dot{W}_{eixo,turbina}$	Saída de potência mecânica
$\eta_{hid}$	Eficiência hidráulica
$\dot{W}_{eixo-rotor}$	Potência eixo-rotor
$\eta_{mec}$	Eficiência mecânica
$\dot{W}_{eixo-turbina}$	Potência efetiva ou nominal
$\Omega$	Velocidade específica
$\omega$	Velocidade de rotação
$H$	Altura de queda
$\omega$	Velocidade angular
$\theta$	Posição angular
$l$	Comprimento de arco
$r$	Raio
$t$	Tempo
$\alpha$	Aceleração angular
$a_t$	Aceleração linear tangencial
$\vec{\omega}$	Vetor velocidade angular

$\vec{\alpha}$	Vetor aceleração angular
$\vec{F}$	Vetor força
$\vec{M}$	Vetor torque ou momento de uma força
$\vec{r}$	Vetor posição
$\phi$	Ângulo entre o vetor força e o vetor posição
$F_r$	Componente radial da força
$F_t$	Componente tangencial da força
$M$	Torque
$I$	Momento de inércia
$\vec{H}$	Vetor momento angular
$H$	Momento angular
$\vec{F}_s$	Força de superfície
$V_t$	Componente tangencial da velocidade
$\vec{R}$	Vetor posição em um sistema de coordenadas fixo
$w$	Velocidade relativa
$\vec{W}$	Vetor velocidade relativa
$U$	Velocidade de transporte
$\vec{U}$	Vetor velocidade de transporte
$\alpha$	Ângulo entre V e a direção tangencial
$\beta$	Ângulo entre W e o prolongamento em sentido contrário de U
$V_n$	Componente normal do vetor velocidade absoluta
$W_n$	Componente normal do vetor velocidade relativa
$W_t$	Componente tangencial do vetor velocidade relativa
$C_{\dot{V}}$	Coefficiente de vazão
$C_H$	Coefficiente de altura de queda
$C_{\dot{W}}$	Coefficiente de potência
$\Delta$	Diâmetro específico
$N$	Número de rotação
$G$	Grau de admissão
$b$	Espessura do rotor
$V_j$	Velocidade do jato (turbina Pelton)
$\eta_j$	Rendimento do injetor (turbina Pelton)
$K_r$	Efeitos do atrito na velocidade relativa (turbina Pelton)



# TABELA DE CONVERSÃO DE UNIDADES

Grandeza	Sistema Internacional	Equivalência	Outras unidades	Conversão
Comprimento $d$	m		mm cm	1m = 1000mm 1m = 100cm
Massa $m$	kg		g	1kg = 1000g
Área $A$	m <sup>2</sup>			
Volume $V$	m <sup>3</sup>		L	1m <sup>3</sup> = 1000L
Força $F$	N	kg.m/s <sup>2</sup>		
Pressão $P$	Pa	N/m <sup>2</sup>	bar atm	1bar = 10 <sup>5</sup> Pa 1atm = 1,01325x10 <sup>5</sup> Pa
Temperatura $T$	K		°C °R	$T(K) = T(^{\circ}C) + 273,15$ $T(K) = \frac{T(^{\circ}R)}{1,8}$
Viscosidade $\mu$	Pa.s	kg/m.s N.s/m <sup>2</sup>	poise	1 poise = 0,1 Pa.s
Viscosidade cinemática $\nu$	m <sup>2</sup> /s		stoke	1 stoke = 0,0001m <sup>2</sup> /s
Vazão mássica $\dot{m}$				1 poise = 0,1 Pa.s
Vazão $\dot{V}$	m <sup>3</sup> /s		L/s	1 m <sup>3</sup> /s = 1000 L/s
Energia $E$	J	N.m		
Potência $\dot{W}$	W	J/s		
Velocidade $V$	m/s			
Aceleração $\alpha$	m/s <sup>2</sup>			
Velocidade angular $\omega$	rad/s			
Aceleração angular $\alpha$	rad/s <sup>2</sup>			
Torque $M$	N.m			
Momento angular $H$	kg.m <sup>2</sup> /s	J.s		





# SUMÁRIO

APRESENTAÇÃO .....	17
INTRODUÇÃO .....	19
CONCEITOS FUNDAMENTAIS .....	29
TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS.....	73
ANÁLISES DE DESEMPENHO DE TURBINAS.....	99
ANÁLISE QUANTITATIVA EM TURBINAS .....	131
APROVEITAMENTO HIDRELÉTRICO.....	145
REFERÊNCIAS.....	177
AUTORAS .....	183



## APRESENTAÇÃO

O livro Fundamentos da energia mecânica hidráulica e sua aplicação foi desenvolvido com o objeto de trazer uma abordagem interdisciplinar sobre os vários assuntos envolvidos nas conversões de energia que ocorrem com o uso de uma turbina hidráulica. O livro tem uma linguagem simples para facilitar o entendimento dos leitores, direcionado para estudantes de nível técnico e graduação. Aborda a turbina hidráulica desde os fundamentos básicos até a aplicação em hidrelétricas, mostrando a conexão de todos os assuntos relacionados que na maioria das vezes são apresentados segmentados em diferentes disciplinas dos cursos. O foco é na análise de obtenção de trabalho mecânico com o sistema, mas também esclarece sobre a obtenção de energia elétrica. Além disso, mostra a importância dessa tecnologia para sustentabilidade, uma vez que a energia hidráulica é limpa, renovável e tem-se buscado a sustentabilidade de suas instalações. É importante a difusão desse conhecimento para os estudantes de modo a possibilitar uma melhor compreensão do assunto, a conexão entre diversos conceitos e temas e aumentar a visão prática dos assuntos teóricos apresentados durante os cursos técnico e de graduação. Essa visão prática é, ainda, beneficiada neste livro com as imagens de turbomáquinas hidráulicas, de seu desenvolvimento e uso, cedidas pela empresa WEG (especializada na fabricação de motores, transformadores e geradores).

No início de cada capítulo é apresentado uma frase de um cientista ou filósofo, relacionada com o assunto apresentado, como forma de incentivar o desenvolvimento da ciência, lembrar daqueles que promoveram transformações na sociedade e ressaltar que os leitores e estudantes podem também ser agentes de transformação.



# 1

## **INTRODUÇÃO**

“Tudo o que a mente humana pode conceber e acreditar, ela pode conquistar.”

Napoleon Hill

Podemos perceber a aplicação da energia mecânica em diferentes e importantes setores da sociedade, favorecendo, por exemplo, a geração de energia elétrica, a locomoção térrea, marítima e aérea e o bombeamento de água. Permite também o funcionamento de máquinas industriais, como esteiras, fresadoras, prensas e dispositivos de elevação. Assim, percebemos que a sociedade atual é bastante dependente da obtenção e do uso eficiente desse tipo de energia.

A energia é uma propriedade que, apesar de estar presente no nosso cotidiano em várias formas, é difícil definir. Pode ser entendida como a capacidade de produzir uma mudança, um efeito (MOLINA JÚNIOR; ROMANELLI, 2015). Na análise termodinâmica macroscópica, a energia total de um sistema consiste na soma da energia cinética, potencial e interna – a última abrangendo as formas microscópicas de energia, como a nuclear e a intermolecular (MORAN *et al.*, 2018).

Por definição, a energia mecânica de um sistema é composta por energia cinética, associada à velocidade de movimento com relação a um referencial fixo, e potencial, função de sua posição em um campo gravitacional (HALLIDAY; RESNICK, 2016). Ela consiste na forma de energia que pode ser convertida em trabalho mecânico por um dispositivo, como uma turbina (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Existem diferentes turbinas e outros dispositivos que permitem a conversão da energia hidráulica, eólica, oceânica e térmica em energia mecânica. Essa conversão ocorre com base no princípio da conservação de energia, decorrente da Primeira Lei da Termodinâmica, que afirma que a energia se conserva (MORAN *et al.*, 2018), ou seja, não pode ser criada nem destruída, apenas transformada (LIMA, 2017). A energia

hidráulica ou hídrica é aquela relacionada às energias potencial e cinética das águas em rios.

A água é um recurso renovável, uma vez que passa por um ciclo constante: a evaporação das águas na superfície terrestre, devido à irradiação solar; em seguida ocorre a condensação dessas águas ao encontrar menores temperaturas nas camadas mais altas da atmosfera, formando as nuvens; acontece a precipitação das águas, influenciada pela gravidade, e alimenta lagos, rios e oceanos ou infiltra no solo, tornando possível reiniciar o ciclo (LIMA, 2017). A queda de um volume de água provocada por um desnível no relevo da superfície terrestre consiste em uma energia potencial que pode ser aproveitada (TOLMASQUIM, 2016), assim como a velocidade de escoamento desse volume de água. Esse aproveitamento energético é possível por meio de diferentes dispositivos de conversão, resultando em energia mecânica ou elétrica.

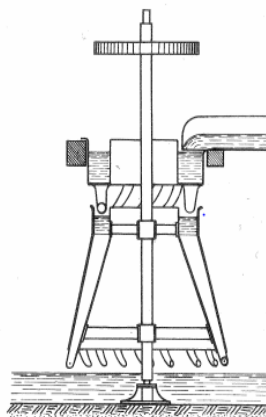
Apesar de não sabermos exatamente quando e onde ocorreu o primeiro aproveitamento da energia hidráulica, há registros da utilização de rodas d'água, na época romana, no século I antes de Cristo, e que foram desenvolvidas por Vitruvius (MACINTYRE, 1983). Há, também, evidências de uso no Egito, na Mesopotâmia e China antes da era Cristiana (MATAIX, 1975). Para Macintyre (1983) e Córdova (1999), as rodas d'água são dispositivos que permitem a conversão das energias cinética e potencial de um fluxo de água em trabalho mecânico, consistindo em uma roda presa a um eixo giratório, com cubas, por onde ocorre a passagem de água, promovendo a rotação da roda. Foram utilizadas na época para moer grãos e acionar dispositivos mecânicos (MACINTYRE, 1983; CÓRDOVA, 1999).

De acordo com Mataix (1975), essas primeiras máquinas motrizes hidráulicas frequentemente eram construídas de madeira e com pouco embasamento teórico, baseando-se principalmente em dados empíricos. O físico e matemático francês Parent (1666-1716), membro da Academia Real de Ciências, estudou pela primeira vez o funcionamento das rodas d'água, verificando a existência de uma relação ótima entre a velocidade da roda e a velocidade do fluxo de água (MATAIX, 1975).

As rodas d'água continuaram sendo empregadas ao longo de vários anos, com um desenvolvimento lento devido à necessidade de serem montadas próximas ao curso de rios (CÓRDOVA, 1999). Ainda assim, atendiam as necessidades existentes até a Era Industrial, a partir de quando o uso foi direcionado para situações específicas, principalmente por suas limitações de baixa rotação e potência (MACINTYRE, 1983).

Em 1730, Daniel Bernoulli (1700 - 1782) desenvolveu o estudo sobre os fundamentos da hidrodinâmica lançado em sua obra “Hidrodinâmica”, definindo a equação da conservação de energia para líquidos a qual leva seu nome (MACINTYRE, 1983). Porém, de acordo com Mataix (1975), os fundamentos das máquinas hidráulicas foram estabelecidos por Leonard Euler (1707-1783), entre os anos de 1754 e 1756, quando publicou sua obra “Théorie plus complète des machines qui sont mises en mouvement par la réaction de l'eau” (Teoria mais completa das máquinas que são acionadas pela reação da água). Nessa obra, é apresentada a equação fundamental das turbomáquinas, a qual leva seu nome, sendo proveniente do balanço da quantidade de movimento angular à medida que a água passa pelo rotor e consistindo no princípio de funcionamento desses dispositivos (MATAIX, 1975; MACINTYRE, 1983). O esboço de uma turbina proposta por Euler está ilustrado na Figura 1.

**Figura 1** - Turbina hidráulica proposta por Euler



**Fonte:** Mataix (1975).

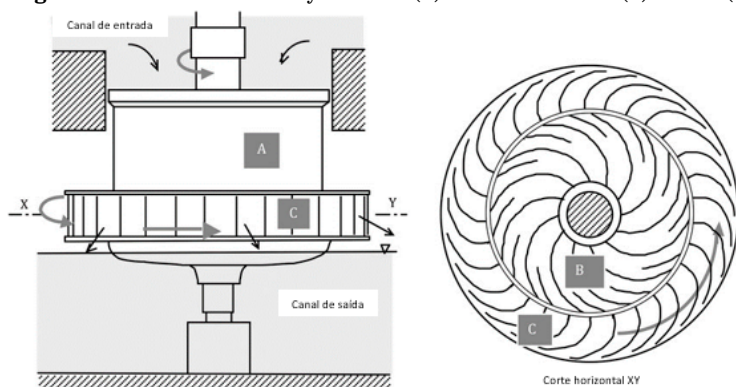


O primeiro uso da palavra “turbina” foi feito pelo engenheiro francês Claude Burdin (1790-1873), através da obra “Des turbines hydrauliques ou machines rotatoires á grande vitesse” (Turbinas hidráulicas de alta velocidade ou máquinas rotativas) publicada em 1822 (MATAIX, 1975). A turbina hidráulica consiste em um dispositivo que converte a energia hidráulica em trabalho mecânico. Geralmente se destina a acionar uma outra máquina, como um gerador elétrico e, assim como motores de combustão interna, permite converter em movimento a energia de um fluido; por causa disso é denominada máquina motriz.

Conforme Macintyre (1983), a primeira aplicação prática de uma turbina hidráulica tem registro em 1827, a qual foi desenvolvida por Benoit Fourneyron (1802-1867), um discípulo de Burdin. Consistiu em uma máquina centrífuga com potência de 6 CV e rendimento de 80% (Figura 2). Em 1837, ele instalou uma turbina em Saint Blaise, França, com 60 CV (MACINTYRE, 1983). Fourneyron também idealizou e aplicou o tubo de sucção em turbinas hidráulicas, o qual permite maior rendimento devido a depressão proporcionada. Ao longo de sua vida, fabricou e instalou mais de cem turbinas hidráulicas (MATAIX, 1975).

A turbina Fourneyron, ilustrada na Figura 2, possuía um distribuidor fixo (B) e um receptor ou roda (C), ambos com pás, que formavam canais por onde passava a água que promovia o giro do rotor ao redor de um eixo vertical (A) (MACINTYRE, 1983).

**Figura 2** - Turbina de Fourneyron. Eixo (A) com distribuidor (B) e rotor (C)



**Fonte:** Adaptada de Violet (2017).

Em seguida, várias outras turbinas hidráulicas surgiram. De acordo com Mataix (1975) e Macintyre (1983), a partir de 1837, as turbinas axiais Jonval competiram com as Fourneyron, sendo substituídas posteriormente pelas Francis, que foram desenvolvidas a partir de 1847. Em 1840, foram construídas as turbinas tangenciais a jato Zuppinger, precursoras das Pelton, que foram desenvolvidas a partir de 1880. A partir do século XX, surgiram as turbinas de grandes velocidades e rendimentos, sendo as utilizadas atualmente. Em 1915, foram criadas as turbinas Kaplan; em 1918, as Banki; e em 1950, as Dériaz (MATAIX, 1975; MACYNTIRE, 1983). Ainda hoje, as turbinas hidráulicas são objeto de estudo, com o intuito de otimizar seu funcionamento, tamanho, custo e desempenho, de modo a atender o aumento constante de demanda energética. Mais informações sobre esses dispositivos e suas aplicações serão encontradas nos próximos capítulos.

As turbinas hidráulicas têm o funcionamento, em síntese, consistindo na água atuando nas pás de um rotor, promovendo a rotação de um eixo e, assim, gerando o trabalho mecânico que pode ser aproveitado na forma mecânica e elétrica (Figura 3). Inicialmente, como comentado anteriormente, as máquinas motrizes foram usadas para moer na moagem de grãos, para o funcionamento de sistemas de irrigação e acionamento de outros dispositivos mecânicos, substituindo o esforço humano e o animal através do aproveitamento do trabalho mecânico gerado. Porém, atualmente, o mais comum é associar a turbina a um gerador elétrico e, com isso converter trabalho mecânico em eletricidade, o que é feito nas usinas hidrelétricas.

**Figura 3** - Conversões de energia a partir da energia hidráulica



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

Mesmo tendo o princípio geral de funcionamento em comum, cada um dos tipos de turbina mencionados tem sua particularidade de construção, funcionamento e análise. Assim, baseiam-se no mesmo princípio físico, mas a análise envolve detalhes e elementos de cada uma.

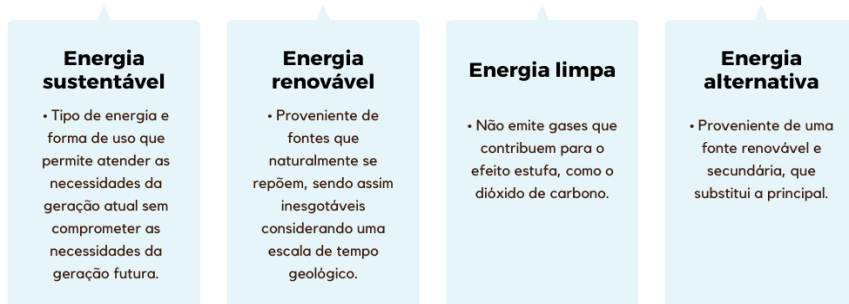
Compreender a forma de gerar e utilizar a energia mecânica é essencial para que esse progresso nas máquinas motrizes possa continuar a ocorrer. Melhorias em materiais e projeto dos componentes, redução de custos de fabricação, de funcionamento e de manutenção, melhoria na eficiência de conversão, diminuição de impactos sociais e ambientais, tudo isso é e será possível com a maior disseminação desse conhecimento. Dessa forma, esse livro tem o enfoque principal no aproveitamento mecânico, analisando quais e como características construtivas e de operação influenciam na conversão de energia hidráulica em mecânica. Porém, também serão avaliados aspectos quanto ao aproveitamento elétrico.

Ainda hoje, o atendimento da demanda por energia é consideravelmente baseado em fontes não-renováveis, como o petróleo, carvão e gás natural (LIMA, 2017). Esses combustíveis são considerados não-renováveis pois têm apresentado sinais de esgotamento, já que se formam ao longo de milhares de anos através do soterramento e decomposição de matéria orgânica a pressões e temperaturas elevadas, não acompanhando o ritmo do consumo. Além disso, causam impactos ambientais negativos devido à grande emissão de gases poluentes, entre eles o carbono o qual contribui para o efeito estufa (LIMA, 2017). Sua ampla utilização é ocasionada pelo grande poder calorífico desses combustíveis, pelo domínio da tecnologia envolvida e pelos baixos custos de extração e utilização (MOLINA JÚNIOR; ROMANELLI, 2015).

Porém, a sociedade tem procurado formas de substituir ou restringir o uso desse tipo de combustível ofensivo. A busca pelo desenvolvimento sustentável tem sido cada vez mais presente nos debates da sociedade, com a intenção de explorar racionalmente os recursos, para não comprometer o atendimento das necessidades da geração futura. Com isso, tem-se procurado aumentar o uso de energias re-

nováveis, que são aquelas inesgotáveis, e de energias limpas, que não emitem gases de efeito estufa (LIMA, 2017). Para isso, tem sido realizado o estudo e a aplicação de fontes como o sol, a água e o ar. Essa atitude também permite atender melhor a demanda de energia da sociedade e garantir a segurança energética, promovendo uma matriz de energia diversificada. O conceito de energia alternativa se difere de renovável, visto que a primeira consiste numa opção de uso de uma fonte, substituindo outra considerada principal, além de ser renovável (LIMA, 2017). As definições e diferenças entre esses conceitos apresentados estão sintetizados na Figura 4.

**Figura 4** - Termos presentes na relação entre energia e a questão ambiental



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

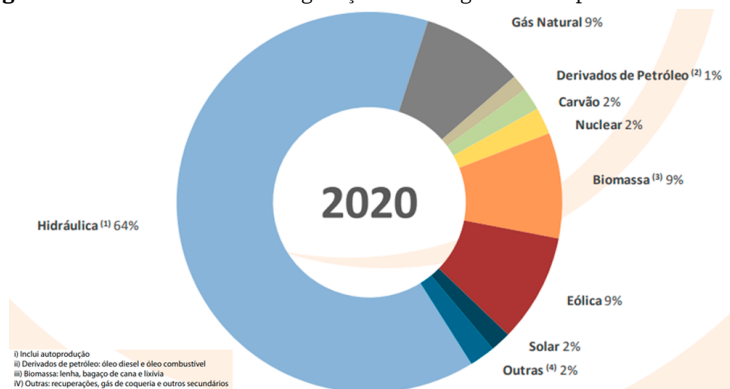
Essa necessidade de substituição ou diminuição de uso de combustíveis fósseis tem acelerado e promovido o desenvolvimento tecnológico das energias limpas. A busca por uma melhor eficiência energética, que consiste em otimizar o uso da fonte de energia, produzindo mais enquanto utiliza menos, também tem contribuído para esse avanço da tecnologia.

### EXEMPLIFICAÇÃO

Devido à severidade de consequências das mudanças climáticas, a Organização da Nações Unidas (ONU), através da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (UNFCCC), organiza anualmente a Conferência das Partes (COP, na sigla em inglês para Conference of the Parties). Durante a COP-27, ocorrida em 2022, os participantes debateram o uso de fontes renováveis de energia e avanço da descarbonização, entre outros temas envolvendo a sustentabilidade.

A energia hidráulica é considerada limpa e renovável, uma vez que não emite gases de efeito estufa. Além disso, nos últimos anos, tem-se observado procura e aplicação de projetos sustentáveis para mitigar os impactos socioambientais associados à construção de barragens de hidrelétricas, aproximando-se de uma perspectiva de energia sustentável (TOLMASQUIM, 2016). Em alguns países, como os Estados Unidos, consiste em uma fonte alternativa de energia por atender de forma secundária as demandas energéticas do local, substituindo a principal. Não é o caso do Brasil, uma vez que aqui a fonte hidráulica é a principal, sendo responsável por 64% da energia elétrica produzida no ano de 2020 (EPE, 2021), como ilustrado na Figura 5.

**Figura 5** - Dados de 2020 sobre geração de energia elétrica por fonte no Brasil



**Fonte:** Adaptada de EPE (2021).

A primeira hidrelétrica foi construída em Cragside, Inglaterra, no final do século XIX. No Brasil, a Usina Hidrelétrica Marmelos Zero foi a pioneira do país, também no século XIX; construída no rio Parai-buna a 6km de Juiz de Fora, em Minas Gerais (TOLMASQUIM, 2016). Atualmente, o aproveitamento hidrelétrico está presente em diversos países correspondendo a uma participação de 16,3% na matriz elétrica mundial em 2018 (EPE, 2021). A característica principal que garante esse significativo crescimento é sua tecnologia consolidada, economicamente competitiva e segura (TOLMASQUIM, 2016).

Tendo em vista a relevância do aproveitamento hidráulico no Bra-sil e no mundo, é importante entender como funciona e ocorre a apli-

cação da turbina hidráulica e como suas características de construção e operação influenciam na quantidade de energia mecânica e elétrica obtida. Isso possibilita que avanços e otimizações sejam alcançados: maior eficiência na conversão; menores custos; menores impactos socioambientais; entre outros. É interessante que esse conhecimento seja disseminado aos estudantes e profissionais de engenharia, como forma de estimular cada vez mais esse desenvolvimento do setor.

A aplicação e projeto desses dispositivos implicam em uma considerável experiência prática, que, na maioria das vezes é obtida durante o próprio exercício profissional ou em especialização. Porém, esse livro tem a intenção de facilitar o caminho, promover um elo entre os diversos conteúdos relacionados, envolvendo mecânica dos fluidos, máquinas hidráulicas e energias alternativas, para que os alunos de nível técnico e de graduação, além de engenheiros recém-formados ampliem sua visão interdisciplinar sobre geração e utilização de energia mecânica a partir da energia hidráulica.

Assim, essa obra compila, portanto, informações de diferentes referências sobre a geração de energia mecânica, a partir da fonte hidráulica. Esse estudo é focado em uma análise teórica com conhecimentos relevantes e atualizados dentro da engenharia mecânica e áreas similares. São detalhadas as características das turbinas mencionadas, o funcionamento, aspectos gerais de análise teórica, de projeto e aplicação em sistemas hidrelétricos.

### **AGORA É A SUA VEZ**

Baseado no que foi discutido neste capítulo sobre as confusões comuns entre os termos “energia renovável” e “energia limpa”, você consegue pensar em uma fonte de energia que seja limpa, porém não seja renovável? Cite-a e explique o porquê.

No capítulo foi dito que a principal fonte de energia elétrica do Brasil é a hídrica. Você sabe quantas hidrelétricas (UHE) existem no Brasil? Faça uma pesquisa e considere também as Pequenas Centrais (PCH) e Centrais Geradoras Hidrelétricas de capacidade reduzida (CGH).



## **CONCEITOS FUNDAMENTAIS**

*“Na natureza, nada se cria, nada se perde, tudo se transforma.”*

*Antoine Lavoisier*

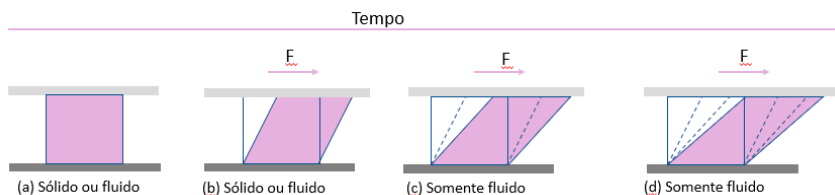
Como vimos no capítulo anterior, a geração de energia mecânica tratada neste livro depende de máquinas denominadas turbinas hidráulicas. Mas, para entender melhor como essa conversão e obtenção de energia são possíveis, é necessária a definição de alguns conceitos e equações fundamentais.

## **Propriedades dos líquidos e características de escoamento**

As substâncias podem ser encontradas em três estados fundamentais: sólido; líquido; e gasoso. De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), os líquidos e gases são denominados fluidos devido ao seu comportamento de escoar, quando é aplicada uma tensão de cisalhamento (ou tangencial). Quando se aplica uma tensão de cisalhamento constante em um sólido, ele passará por uma deformação proporcional, até certo ponto. Ao ser retirada a tensão e estando dentro do regime elástico, o corpo sólido voltará a sua formação inicial. Por outro lado, os fluidos não resistem à aplicação de uma tensão de cisalhamento, por menor que seja, deformando-se continuamente. Neles, a tensão é proporcional à taxa de deformação (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). A Figura 6 ilustra um elemento sólido e um fluido entre duas placas e o comportamento desses elementos ao longo do tempo, quando é aplicada uma força tangencial na parte superior, resultando em uma tensão de cisalhamento.



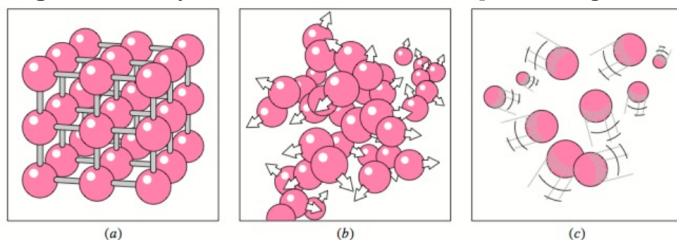
**Figura 6** - Comportamento de um sólido e um líquido devido à tensão de cisalhamento



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

Em nível microscópico, os líquidos e gases também apresentam diferenças de comportamento entre si e sólidos, conforme ilustrado na Figura 7. De acordo com Çengel e Cimbala (2015), nos sólidos (Figura 7a), as forças intermoleculares são fortes, pois suas moléculas estão mais próximas umas das outras, o que as mantém em posições fixas em um padrão que se repete por toda sua extensão. Nos líquidos (Figura 7b), as forças intermoleculares são fortes, porém mais fracas que nos sólidos. Isso ocorre porque os grupos de moléculas estão um pouco mais distantes e, por isso, podem se mover livremente uns em relação aos outros, podendo transladar e rotacionar (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Mesmo assim, as significativas forças de coesão fazem com que o volume permaneça constante e o líquido tome a forma do recipiente que o contém. Além disso, em um campo gravitacional, há a formação de uma superfície livre. Nos gases (Figura 7c), as moléculas se movem aleatoriamente e colidem, pois estão muito espaçadas, e as forças intermoleculares são muito fracas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Devido a isso, o gás se expande, preenchendo todo o recipiente que o contém ou formando uma atmosfera. Assim, o escoamento de gases dificilmente está ligado aos efeitos gravitacionais (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

**Figura 7** - Arranjo de átomos em sólidos (a), líquidos (b) e gases (c)



**Fonte:** Çengel e Cimbala (2015).

Embora se tenha feito essa diferenciação em nível microscópico entre sólidos, líquidos e gases, para o estudo de fluidos sob condições normais no contexto de mecânica dos fluidos, a hipótese do contínuo é aplicada, uma vez que não é analisada a distribuição molecular e nem os espaços vazios entre as moléculas, considerando assim as propriedades do fluido contínuo (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Isso porque o tamanho dos sistemas práticos analisados é significativamente superior ao espaço entre as moléculas (WHITE, 2011), sendo aplicada uma abordagem macroscópica. Dessa forma, o fluido é analisado como um meio contínuo, ou seja, como uma matéria contínua e homogênea, sem espaços vazios, e as propriedades são tratadas como funções contínuas da posição e do tempo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Para o estudo e aplicação de líquidos, a análise de propriedades e padrões de escoamento são essenciais para caracterizar as condições de operação. Essas definições de propriedades e de padrões de escoamento são dadas nos próximos tópicos e capítulos. Apesar de se aplicar da mesma forma ao estudo de gases, o foco será dado aos líquidos, uma vez que o objetivo desse livro é estudar as máquinas motrizes hidráulicas.

Os líquidos são aproximados como incompressíveis, devido à variação desprezível da densidade com a variação de pressão (BRUNETTI, 2008). A densidade é uma propriedade que caracteriza a distribuição da massa por unidade de volume, conforme Equação 1.

$$\rho = \frac{m}{V} \quad (1)$$

Nesta equação, a densidade  $\rho$  é medida em  $\text{kg/m}^3$ ,  $m$  é a massa, em kg, e  $V$  o volume, em  $\text{m}^3$  (utilizando unidades do Sistema Internacional - SI). A densidade de líquidos, portanto, é considerada constante com as modificações de pressão. Porém, a variação com a temperatura deve ser considerada, uma vez que a densidade diminui com o aumento da temperatura em decorrência da expansão sofrida pelo líquido nesse processo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

O peso específico  $\gamma$  é uma outra propriedade presente nas análises de escoamento de líquidos, e consiste no peso de uma substância por unidade de volume (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), determinado segundo a Equação 2.

$$\gamma = \frac{m \cdot g}{V} = \rho \cdot g \quad (2)$$

Como observado na Equação 2, o peso específico pode ser calculado pelo produto da densidade  $\rho$  com a aceleração da gravidade  $g$ , utilizando aqui o padrão da Terra de  $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ . Também pode ser calculado dividindo o peso do fluido (que é o produto da massa com a aceleração da gravidade) pela unidade de volume. Assim, o peso específico é medido em newtons por metro cúbico ( $\text{N/m}^3$ ) de acordo com o SI (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

A pressão  $P$  de um líquido consiste na relação entre a força normal exercida por ele por unidade de área em que essa força atua (WHITE, 2011; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). No SI, é medida em pascal (Pa), que consiste na unidade newtons por metro quadrado ( $1 \text{ Pa} = 1 \text{ N/m}^2$ ). Essa propriedade é de bastante relevância no estudo de líquidos, uma vez que, na análise estática, está associada ao esforço que líquidos exercem sobre paredes de um reservatório que o armazena, como em barragens, e, na análise dinâmica, está associada ao escoamento de líquidos, uma vez que o escoamento é causado devido às diferenças de pressão (WHITE, 2011; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Outras unidades comumente utilizadas para pressão são atm ( $1 \text{ atm} = 1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$ ) e bar ( $1 \text{ bar} = 10^5 \text{ Pa}$ ).

### EXEMPLIFICAÇÃO

A água possui densidade de  $998 \text{ kg/m}^3$  na temperatura de  $20^\circ\text{C}$  e pressão de  $1 \text{ atm}$  (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Para calcularmos o peso específico, multiplicamos esse valor pela aceleração da gravidade ( $9,81 \text{ m/s}^2$ ), obtendo então um valor de  $9790,38 \text{ N/m}^3$ .

A temperatura  $T$  é uma propriedade que indica a energia interna de um fluido, a qual está associada à agitação das moléculas. No SI, a unidade kelvin (K) é utilizada e definida como escala absoluta de temperatura (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Porém, é comum a utilização das escalas Celsius ( $^{\circ}\text{C}$ ), Fahrenheit ( $^{\circ}\text{F}$ ) e Rankine (R). Para conversão de escalas, as Equações 3 e 4 podem ser utilizadas (WHITE, 2011; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$T(K) = T(^{\circ}\text{C}) + 273,15 = \frac{T(R)}{1,8} \quad (3)$$

$$T(R) = T(^{\circ}\text{F}) + 459,67 = 1,8T(K) \quad (4)$$

Temperatura e pressão são propriedades dependentes em processos com mudança de fase (ÇENGEL; CIMBALA, 2015), e, com base nisso, são definidos os conceitos de temperatura de saturação e pressão de saturação. De acordo com Moran *et al.* (2018) e Çengel e Cimbala (2015), a temperatura de saturação é aquela em que a substância muda de fase para uma determinada pressão. Da mesma forma, a pressão de saturação é aquela em que ocorre a mudança de fase para uma dada temperatura (MORAN *et al.*, 2018; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

### EXEMPLIFICAÇÃO

A água líquida, estando à pressão de 1atm, inicia o processo de vaporização a  $100^{\circ}\text{C}$ , ou seja, a temperatura de saturação da água à pressão de 1 atm é  $100^{\circ}\text{C}$  (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Isso significa que, na pressão atmosférica no nível do mar (que é igual a 1atm), a água é vaporizada ao chegar à temperatura de  $100^{\circ}\text{C}$ . Aplicando as conversões, a pressão de 1atm é igual a  $1,01325 \times 10^5 \text{ Pa}$  e a temperatura de  $100^{\circ}\text{C}$  é igual a  $373,15\text{K}$ .

Os dispositivos estudados neste livro não têm a função de atuar sobre a temperatura, ou seja, transferir calor. Mesmo assim, a análise da temperatura de escoamento de um fluido permite estimar outras propriedades importantes envolvidas com a aplicação desses dispositivos, como densidade e viscosidade. Além disso, permite, junto

com o conceito de temperatura e pressão de saturação, realizar análises de cavitação.

Cavitação consiste na vaporização do líquido, quando sua pressão cai abaixo da pressão de vapor (que coincide com a pressão de saturação) para a temperatura em que está escoando (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Conforme Çengel e Cimbala (2015), a pressão de vapor de um fluido consiste na pressão das moléculas do vapor em contato e em equilíbrio com as do líquido saturado, em uma dada temperatura. Essas bolhas de vapor formadas nas regiões de baixa pressão, ao chegar nas regiões de alta pressão, implodem devido à condensação do vapor. Essa implosão, em contato com o material de turbinas e instalações, provoca deterioração. É um fenômeno indesejado uma vez que causa uma série de problemas, como queda de rendimento, erosão, diminuição da vida útil de equipamentos, vibração e ruído (MACINTYRE, 2008; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Na Figura 8, é possível observar o desprendimento de material provocado pelo fenômeno da cavitação em um rotor de uma turbina Francis.

**Figura 8** - Efeitos da cavitação em um rotor de turbina Francis



**Fonte:** Fomitchev-Zamilov (2012).

Uma outra propriedade importante a ser considerada no estudo dos líquidos é a viscosidade  $\mu$ . Como dito no início desse capítulo, os fluidos são aqueles que escoam quando é aplicada uma tensão de cisalhamento. Mas os diferentes líquidos escoam em proporções diferentes para uma mesma tensão de cisalhamento aplicada. De acordo com Çengel e Cimbala (2015), essa resistência interna ao escoamento apresentada pelos fluidos é denominada viscosidade, ou seja, a força de atrito desenvolvida entre as camadas de fluido quando se movem. Em fluidos newtonianos, como a água, ao se aplicar uma tensão de cisalhamento, ocorrerá uma taxa de deformação linearmente proporcional (BRUNETTI, 2008; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Quanto maior a viscosidade, maior a resistência ao escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

A viscosidade  $\mu$  ou viscosidade dinâmica é medida em kg/m.s, ou em N.s/m<sup>2</sup> ou em Pa.s, de acordo com o SI. Porém, também é muito utilizada a unidade poise (1 poise = 0,1 Pa.s). Dividindo pela densidade, temos a viscosidade cinemática  $\nu$ , medida no SI em m<sup>2</sup>/s, mas também sendo comum a unidade stoke (1 stoke = 1cm<sup>2</sup>/s). Conforme Çengel e Cimbala (2015), a viscosidade varia com a pressão e temperatura, mas, em líquidos, ocorre mais significativamente com a temperatura, sendo a variação com a pressão desprezada. Nos líquidos, a viscosidade é decorrente das forças coesivas entre moléculas, de forma que diminui com o aumento de temperatura, uma vez que ocorre a diminuição dessas forças coesivas (WHITE, 2011; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

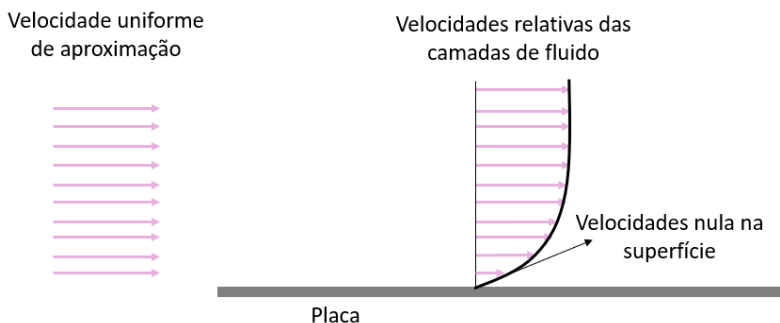
### EXEMPLIFICAÇÃO

A viscosidade da água à 20°C é de  $1,002 \times 10^{-3}$  kg/m.s. Em uma temperatura maior, a viscosidade será menor como, por exemplo, na temperatura de 80°C sendo igual a  $0,355 \times 10^{-3}$  kg/m.s (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Associado ao conceito de viscosidade, tem-se o conceito de camada limite hidrodinâmica. De acordo com Çengel e Cimbala (2015), a camada limite é a região de um fluido na qual os efeitos viscosos são

significativos, formada quando um fluido escoando está em contato com uma superfície. Nessa região, forma-se um gradiente de velocidade, mostrando a influência da presença da superfície nas camadas de fluido. Isso é decorrente da condição de não-escorregamento, que indica que um fluido em contato com a superfície estática paralisa completamente devido à aderência e ao atrito, adquirindo velocidade zero na região de contato. Essa camada de fluido paralisada desacelera as camadas vizinhas devido aos efeitos viscosos, dando origem à camada limite (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004; ÇENGEL; CIMBALA, 2015), ilustrada na Figura 9 para escoamento externo.

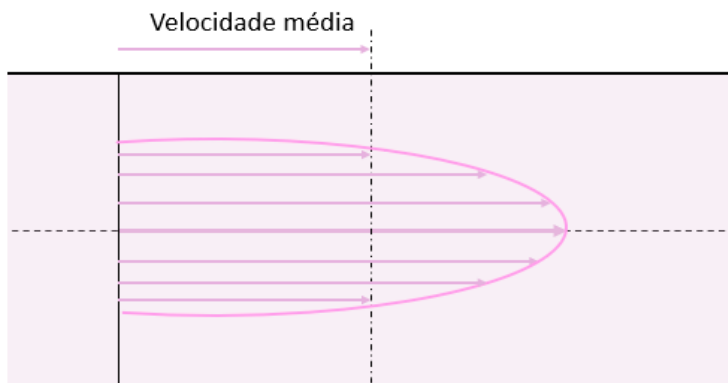
**Figura 9** - Camada limite formada em escoamento externo



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

A Figura 9 ilustra o escoamento externo e é importante ressaltar a diferença entre os conceitos de escoamento externo e interno. Para Çengel e Cimbala (2015), o externo ocorre sobre superfícies como placas, de forma que o fluido não fica totalmente confinado. Neste, os efeitos viscosos ficam restritos à região da camada limite próxima às superfícies sólidas, conforme Figura 9. O escoamento interno, como o que ocorre em tubos, acontece em um espaço completamente limitado por superfícies. Os efeitos viscosos, nesse caso, estão presentes em todo o campo de escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015), como demonstra a Figura 10. Nesse caso, a velocidade varia ao longo da seção transversal, indo de 0, nas superfícies, até o valor máximo, no centro do tubo.

**Figura 10** - Escoamento interno em um tubo



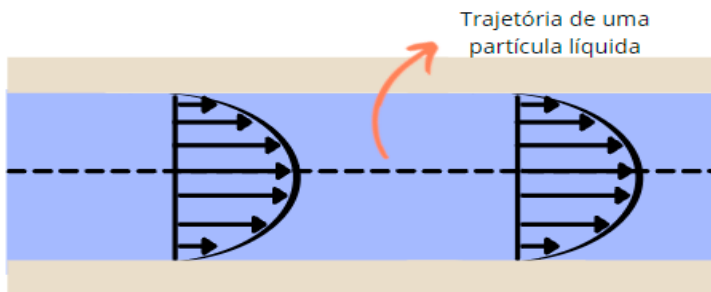
**Fonte:** Autoria própria, 2023

Ao estudar problemas envolvendo escoamento interno de líquidos, pode-se utilizar o conceito de escoamento uniforme ou não-uniforme. Para Çengel e Cimbala (2015), o escoamento uniforme é considerado quando as propriedades do fluido escoando são aproximadas como uniformes em cada seção de entrada e saída de fluido. Por exemplo, como visto anteriormente, no escoamento interno há a formação da camada limite, de forma que a velocidade varia ao longo da seção transversal. Porém, ao ser tratado como escoamento uniforme, considera-se uma velocidade média ( $V_{med}$ ) constante ao longo da seção, como ilustrado na Figura 10. O mesmo se aplica para as demais propriedades envolvidas na análise quando essa aproximação é utilizada. O escoamento não-uniforme, por outro lado, é aquele em que se considera a variação das propriedades na seção transversal de escoamento (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

É importante ressaltar que alguns autores associam a definição de escoamento uniforme à situação de propriedades iguais em pontos ao longo de uma mesma trajetória de escoamento, conforme Figura 11. Já o não-uniforme ocorre quando as velocidades variam em uma mesma trajetória ao longo do escoamento (MACINTYRE, 2008). Trajetória consiste no caminho percorrido por uma partícula de fluido ao longo do tempo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).



**Figura 11** - Escoamento uniforme considerando a trajetória



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

Quando é considerado escoamento permanente (ou estacionário), significa que as propriedades não variam com o tempo em um determinado local (MACINTYRE, 2008; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Vários dispositivos de operação contínua, como as próprias turbinas hidráulicas, funcionam por longos períodos de tempo de forma estável e, assim, esse tipo de análise é utilizada. O escoamento não-permanente, por outro lado, trata de problemas em que as condições de operação variam com o tempo em um local (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O escoamento transiente se refere àquele que está se desenvolvendo, como o observado no início de operação de dispositivos, até atingir o regime estacionário (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

O escoamento pode também ser classificado como laminar, transitório ou turbulento. De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), se o escoamento for suave e ordenado, é denominado escoamento laminar, porque o movimento das partículas de fluido se dá em camadas lisas ou lâminas. É comum ocorrer em fluidos muito viscosos e com baixas velocidades de escoamento. O escoamento turbulento é aquele desordenado e com flutuações de velocidade, em que o fluido facilmente se mistura, comum em fluidos com baixas viscosidades e altas velocidades de escoamento. O regime transitório alterna entre laminar e turbulento. A definição do regime é de essencial importância, pois está diretamente relacionada com muitos aspectos na análise de instalações de escoamento, como o atrito e potência de bombeamento. Para isso, é utilizado o número de Reynolds  $\Re$ , conforme

Equação 5 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} \quad (5)$$

Nessa equação,  $D$  é o diâmetro do tubo, no caso de análises de escoamento interno em tubulações e  $V$  a velocidade média do escoamento na seção transversal. Essa equação mede a razão entre as forças inerciais, proporcionais à densidade e velocidade de escoamento, e as forças viscosas, proporcionais à viscosidade. Quanto maior a viscosidade, mais o fluido consegue conter as flutuações de fluido, resultando em escoamento laminar para menores valores de Reynolds. Para maiores valores, o regime é turbulento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

#### EXEMPLIFICAÇÃO

Considere o escoamento de água a 20°C a uma velocidade de 3m/s em um tubo circular horizontal de 5 cm de diâmetro. A essa temperatura, a água apresenta densidade igual a 998kg/m<sup>3</sup> e viscosidade igual a 1,002 × 10<sup>-3</sup> kg/m.s. Calculando o número de Reynolds:

$$\Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{998 \frac{kg}{m^3} \cdot \frac{3m}{s} \cdot 0,05m}{1,002 \times 10^{-3} \frac{kg}{m \cdot s}} = 149401,198$$

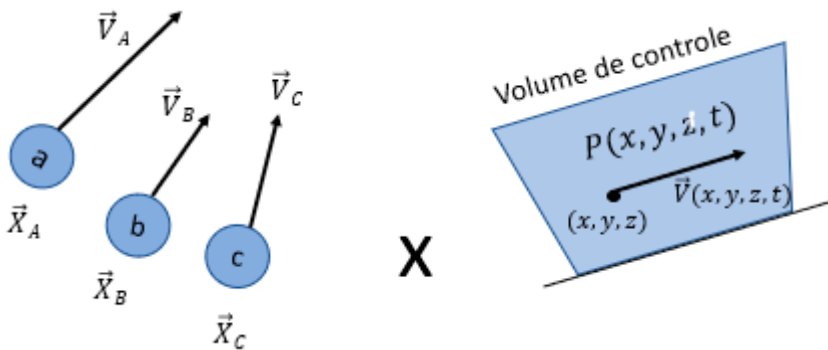
Para escoamento interno, na maioria das condições práticas, o escoamento é laminar quando  $\Re \leq 2300$  e turbulento quando  $\Re \geq 4000$ , com o regime de transição entre esses valores (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Nesse exemplo, portanto, o escoamento é caracterizado como turbulento.

Definições de outras propriedades e padrões de escoamento são apresentados no decorrer dos próximos tópicos, à medida que forem sendo necessários.

## Métodos de descrição e análise do movimento de fluidos

Os problemas relacionados a escoamento de líquidos são resolvidos com base nas leis da física, as mesmas que aplicamos para corpos sólidos (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004). Mas, para isso, é necessário utilizar uma abordagem adequada para descrever e caracterizar o escoamento. Nesse sentido, são utilizadas duas formas para descrever o movimento dentro da mecânica dos fluidos: a abordagem lagrangiana e a euleriana (Figura 12). O tipo de abordagem a ser aplicado depende do problema a ser analisado (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

**Figura 12** - Descrição lagrangiana e euleriana



**Fonte:** Autoria própria, 2023

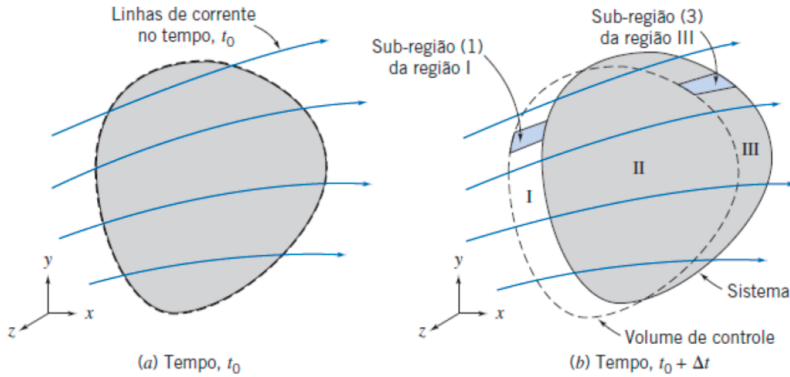
Conforme Fox, McDonald e Pritchard (2014), a abordagem lagrangiana consiste em acompanhar a trajetória de partículas e sua velocidade com relação ao tempo. É análoga ao conceito de sistema fechado, quando analisamos partículas com uma quantidade de massa fixa. Um exemplo de utilização dessa abordagem é a própria definição da Segunda Lei de Newton, que acompanha a aceleração provocada em um corpo de massa fixa, quando se aplica uma força (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Porém, a utilização dessa abordagem em análises de escoamento é complexa, uma vez que é difícil selecionar uma porção de fluido e acompanhá-la ao longo do tempo, sabendo

que esta se deforma e interage continuamente com as outras porções de fluido (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Por sua vez, a abordagem euleriana é análoga ao conceito de volume de controle, no qual estabelecemos um lugar no espaço e observamos as propriedades do fluido ao passar por aquele local em um determinado instante, definindo variáveis de campo como função do espaço e do tempo (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Por exemplo, a velocidade da partícula que passa pelo ponto  $(x, y, z)$  no instante  $t$  é definida conforme o campo de velocidade  $\vec{V}(x, y, z, t)$  (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Esse método de descrição é mais aplicável a análises de escoamento de fluidos, pois considera a passagem de massa entrando e saindo deste local estabelecido (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Porém, para analisar escoamento de fluidos, é necessário converter as leis da física, escritas na abordagem lagrangiana, para a abordagem euleriana, e isso é possível utilizando o Teorema de Transporte de Reynolds (TTR).

Conforme Fox, McDonald e Pritchard (2014), de forma simplificada, o Teorema de Transporte de Reynolds (TTR) permite relacionar as abordagens lagrangiana e euleriana, possibilitando conciliar as variações das propriedades de um volume de controle com as de um sistema. A análise parte de um primeiro momento em que o sistema coincide com o volume de controle, e o relaciona com um segundo instante, quando o sistema, escoando, desloca-se em relação ao volume de controle – que permanece fixo, conforme Figura 13 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

**Figura 13** - Sistema móvel e volume de controle fixo para análise utilizando TTR



**Fonte:** Fox, McDonald e Pritchard (2014).

Nesse processo, em cada instante analisado, é realizado um levantamento do que acontece com as propriedades extensivas do sistema em cada momento, as quais são aditivas (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Para Moran *et al.* (2018), as propriedades são definidas como extensivas se o seu valor total é igual à soma das partes que compõem o sistema, por exemplo a massa (a massa total de um sistema é igual à soma das massas de cada parte em que o sistema possa ser dividido). Ou seja, essas propriedades dependem do tamanho do sistema. Por outro lado, as propriedades ditas intensivas são aquelas que independem do tamanho do sistema e não são aditivas. Um exemplo é a temperatura: não tem essa correspondência de a temperatura de um sistema ser igual à soma das temperaturas de cada parte que o compõe (MORAN *et al.*, 2018).

Com isso, obtemos a Equação 6, que afirma: a taxa de variação no tempo de uma propriedade extensiva B no sistema é igual à soma da taxa de variação no tempo da propriedade B, dentro do volume de controle com a taxa de saída da propriedade B que, por sua vez, acompanha a massa que atravessa a superfície de controle (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\frac{dB_{SIS}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho b dV + \int_{SC} \rho b \vec{V} \cdot \vec{n} dA \quad (6)$$

Aqui,  $\rho$  é a densidade;  $b$  a propriedade intensiva correspondente a  $B$  ( $b = \frac{B}{m}$ );  $dV$  é um elemento volume infinitesimal;  $\vec{V} \cdot \vec{n}$  é o produto escalar da velocidade de escoamento com a normal unitária da área; e  $dA$  é a área de superfície infinitesimal na superfície de controle. Essa equação é aplicada nos tópicos posteriores para cada lei da física que estudaremos, substituindo as propriedades  $B$  e  $b$  pelas correspondentes a cada lei e promovendo assim a modificação para abordagem euleriana.

A Equação 6 pode ser aplicada em análises em regime permanente e, nesse caso, o primeiro termo depois da igualdade é nulo, uma vez que não há variação das propriedades com o tempo. Também pode ser considerado escoamento uniforme e, nesse caso, a integral de superfície (segundo termo após a igualdade) pode ser substituída pelo somatório do produto das propriedades médias que atravessam a superfície de controle na entrada e saída. A Equação 7 apresenta o resultado dessas duas considerações, onde  $A$  é a área da seção transversal normal à direção do escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\frac{dB_{SIS}}{dt} = \sum \rho_{med} b_{med} V_{med} A - \sum \rho_{med} b_{med} V_{med} A \quad (7)$$

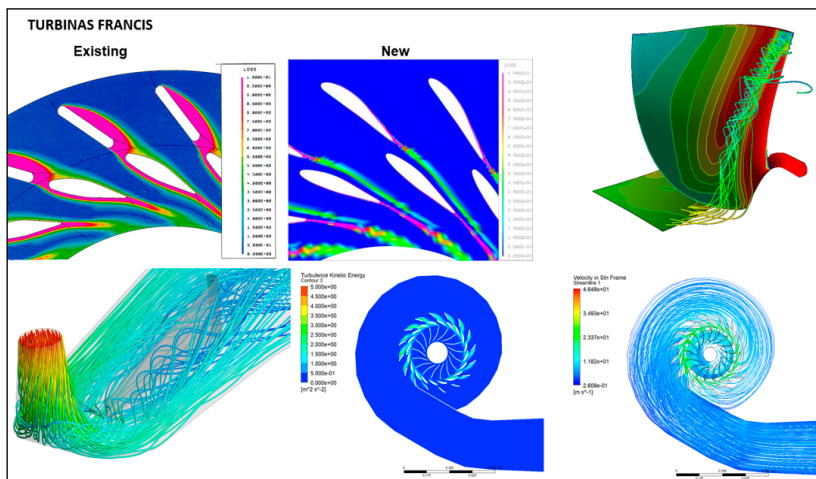
A definição do Teorema de Transporte de Reynolds foi apresentada neste texto de forma sintetizada, com as informações suficientes para a compreensão dos próximos tópicos. É possível encontrar informações detalhadas e o processo completo de dedução da Equação 6 em Fox, Mcdonald e Pritchard (2014) e Çengel e Cimbala (2015).

As leis da física podem ser formuladas em termos de volumes de controle infinitesimal ou finito. Na análise infinitesimal, são utilizadas equações diferenciais que permitem soluções detalhadas sobre o comportamento do escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), como a distribuição de pressão em uma pá de turbina hidráulica. Sua utilização, geralmente, resulta em uma maior complexidade na resolução que muitas vezes só é possível com o auxílio de um com-

putador (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Na análise finita, são empregadas equações integrais, a exemplo da Equação 6, permitindo uma resolução mais fácil e a estimativa de efeitos globais (WHITE, 2011; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), como para estimar a potência obtida com a aplicação de uma turbina hidráulica. As duas abordagens são relevantes e necessárias para o estudo de escoamento de fluidos.

Diante da necessidade de aplicação da análise infinitesimal nos exames de escoamento e com o desenvolvimento tecnológico dos últimos anos, foi desenvolvida a área de estudos da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD, do inglês *Computer Fluid Dynamics*), ilustrada sua aplicação na Figura 14 em uma análise de uma turbina Francis.

**Figura 14** - Aplicação de CFD para análise de uma turbina Francis



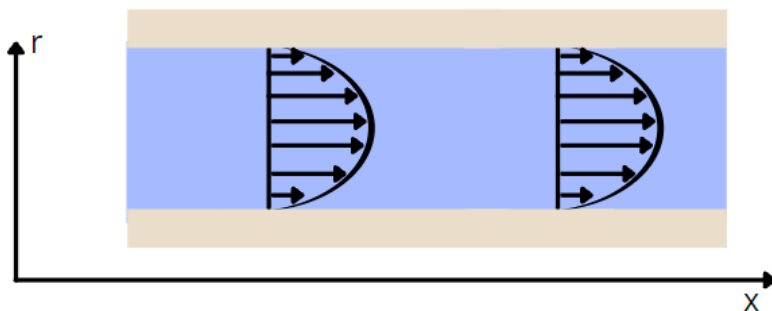
**Fonte:** WEG (2021).

A CFD consiste na associação da mecânica dos fluidos com cálculo numérico, possibilitando a simulação numérica de escoamentos de fluidos e outras análises relacionadas por meio de um *software* (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

O escoamento do fluido pode ser descrito em uma, duas ou três dimensões, caracterizando assim escoamento uni, bi ou tridimensional, respectivamente. No geral, os escoamentos são intrinsecamente

tridimensionais, sendo necessário avaliar a variação das propriedades nas três dimensões (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), como  $\vec{V}(x,y,z,t)$  em coordenadas cartesianas. Porém, a variação de propriedades em certas direções pode ser pequena em relação às outras, podendo ser desprezada sem comprometer significativamente a precisão e facilitando a análise (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Por exemplo, em tubos, pode ser considerada a análise de escoamento bidimensional para a entrada, porque são suficientes duas coordenadas para descrever o movimento nesse trecho, e unidimensional após o escoamento estar completamente desenvolvido, sendo necessária apenas a análise de uma coordenada (BRUNETTI, 2008; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O escoamento completamente desenvolvido é quando o perfil de velocidade permanece constante. Por exemplo, na Figura 15, ao longo do tubo, observamos que a velocidade varia apenas com a coordenada  $r$ .

**Figura 15** - Análise unidimensional em escoamento completamente desenvolvido

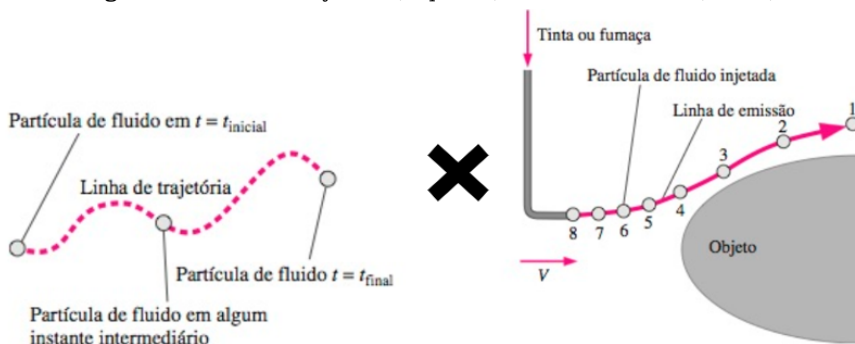


**Fonte:** Autoria própria, 2023.

A visualização do escoamento é útil para analisar o comportamento do fluido, sendo possível através de experimentos físicos ou com a utilização da CFD. O escoamento pode ser visualizado e estudado através da análise de linhas de trajetória, de emissão e de corrente. De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), ao se acompanhar uma partícula de fluido ao longo do tempo, obtém-se a linha de trajetória (lado esquerdo da Figura 16). Isso pode ser feito experimentalmente, identificando uma partícula de fluido com corante e acompanhando o caminho percorrido por ela (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).



**Figura 16** - Linha de trajetória (esquerda) e linha de emissão (direita)



**Fonte:** Adaptada de Çengel e Cimbala (2015).

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), as linhas de emissão são geradas quando se identifica um local no espaço e se acompanham as partículas de fluido que passam por esse local ao longo do tempo, podendo também ser observadas experimentalmente através da injeção de um corante em um local de passagem de fluido, como ilustrado na Figura 16 (lado direito). Linhas de corrente são formadas pela tangente ao vetor velocidade em todos os pontos em um determinado instante, e não há escoamento atravessando essas linhas. Em regime permanente, as linhas de corrente coincidem com as linhas de emissão e trajetória, podendo, nesse caso, ser observadas experimentalmente (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

## Princípio da conservação de massa

Na lei da conservação de massa, também chamada princípio da conservação de massa, balanço de massa, ou equação da continuidade (para volume de controle diferencial), quando aplicada a um sistema fechado (SIS) afirma-se que a massa  $m$  do sistema é constante, estando de acordo com a própria definição de sistema fechado, conforme Equação 8. Assim, a taxa de variação da massa com o tempo é nula, exposto na Equação 9, uma vez que, nesse caso, a massa não varia, é fixa (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004; FOX; MCDONALD, PRITCHARD, 2014).

$$m_{SIS} = \text{constante} \quad (8)$$

$$\frac{dm_{SIS}}{dt} = 0 \quad (9)$$

Conforme Çengel e Cimbala (2015), é importante ressaltar que na natureza existem alguns processos, como aqueles envolvendo reações nucleares, em que a quantidade de massa do sistema não permanece constante. Isso foi formulado por Albert Einstein (1879-1955) quando percebeu que a massa e a energia podem ser convertidas uma na outra. Apesar de se aplicar a todos os sistemas físicos e químicos, somente em aplicações nucleares a quantidade de conversão será significativa (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Assim, para a aplicação tratada neste livro, é considerado que a massa e energia se conservam e estas são analisadas separadamente.

Quando se trata de análises envolvendo volume de controle (VC), a massa pode atravessar as superfícies de controle. O princípio da conservação de massa vai permitir controlar a quantidade de massa que entra e sai, e a correspondente alteração da quantidade de massa dentro do volume de controle.

Utilizando a equação geral obtida no Teorema de Transporte de Reynolds (Equação 6) e substituindo a propriedade extensiva B por  $m$  e a propriedade intensiva b por 1 ( $b = \frac{B}{m} = \frac{m}{m}$ ), a Equação 10 é obtida. Como a taxa de variação da massa com o tempo em um sistema fechado é nula (termo à esquerda da igualdade), a equação da conservação de massa aplicada a VC é conforme Equação 11 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; WHITE, 2011).

$$\frac{dm_{SIS}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (10)$$

$$0 = \frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV + \int_{SC} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (11)$$

De acordo com a equação anterior, a taxa de variação no tempo da massa dentro do volume de controle mais a quantidade líquida de massa por unidade de tempo que atravessa a superfície de controle é igual a 0. Em outras palavras, qualquer variação da quantidade de massa dentro do volume de controle é devido à entrada e saída de massa através das superfícies de controle (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), uma vez que a massa não pode ser criada nem destruída.

O escoamento cruza a superfície de controle infinitesimal  $dA$  com uma velocidade que forma um ângulo  $\theta$  com o vetor unitário exterior e normal de  $dA$ . O produto  $\vec{V} \cdot \vec{n} = V \cos \theta$  é positivo quando  $\theta < 90^\circ$ , que consiste no escoamento de massa para fora; é *negativo* quando  $\theta > 90^\circ$ , quando o escoamento é para dentro do volume de controle (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Assim, a direção do escoamento é automaticamente considerada na integral de superfície (ÇENGEL; CIMBALA, 2015), observando a posição do vetor velocidade em relação ao vetor normal da área.

A forma e a localização do volume de controle é uma decisão de análise, e esta pode complicar ou facilitar consideravelmente a resolução de um problema. É aconselhado selecionar volumes de controle, de forma que a superfície de controle seja normal ao escoamento do fluido em cada entrada e saída, para que, dessa forma, o produto escalar  $\vec{V} \cdot \vec{n}$  seja igual à magnitude da velocidade (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Algumas simplificações e considerações podem ser realizadas na Equação 11. Considerando escoamento uniforme, a integral da superfície de controle pode ser tratada como o somatório do produto das propriedades médias em cada entrada e saída. Nesse caso, ao tratar a velocidade de escoamento e a densidade com seus valores médios ( $V_{med}$  e  $\rho_{med}$ ) na seção transversal, elas permanecem constantes, e a integração resulta nos dois termos após a igualdade da Equação 12 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). O somatório considera que podem existir várias entradas e saídas de fluido.

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho d\forall = \sum_e \rho_{med} V_{med} A - \sum_s \rho_{med} V_{med} A \quad (12)$$

Como já mencionado, o segundo termo da Equação 11 e os termos após a igualdade da Equação 12 se referem à quantidade de massa por unidade de tempo que atravessa as superfícies de controle à medida que entra e sai; é o conceito de vazão em massa ou fluxo de massa, medida em kg/s no SI (WHITE, 2011). Através da Equação 13, é possível calcular a vazão em massa diferencial  $\delta\dot{m}$  que escoar em um elemento de área diferencial  $dA$  e, na Equação 14, a vazão em massa  $\dot{m}$  para a área da seção transversal total  $A$ . O termo  $\delta$  é utilizado para quantidades diferenciais não exatas, que são as variáveis de processo, e  $d$  para quantidades diferenciais exatas, que são as propriedades (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\delta\dot{m} = \rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA \quad (13)$$

$$\dot{m} = \rho_{med}V_{med}A \quad (14)$$

Substituindo, na Equação 12, o conceito de vazão em massa da Equação 14, obtém-se a Equação 15 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\frac{d}{dt} \int_{VC} \rho dV = \sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m} \quad (15)$$

O termo antes da igualdade se refere à taxa de variação no tempo da massa dentro do volume de controle. A massa total do volume de controle  $m_{VC}$  é definida a partir da integração exposta na Equação 16, e, quando substituída na Equação 15, resulta na Equação 17 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$m_{VC} = \int_{VC} \rho dV \quad (16)$$

$$\frac{dm_{VC}}{dt} = \sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m} \quad (17)$$

A Equação 17, mais uma vez, mostra do que se trata o princípio da conservação de massa para um volume de controle, afirmando que a taxa de variação de massa em um volume de controle vai ser igual à diferença entre o fluxo de massa que entra e que sai.

Se a análise for realizada considerando escoamento permanente, o termo antes da igualdade da Equação 17 é igual a 0, uma vez que, nesse regime, as propriedades não variam com o tempo (MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Disso resulta a Equação 18, que afirma: em regime permanente, não há variação da quantidade de massa dentro do volume de controle, de forma que toda massa que entra é igual à que sai, considerando todas as entradas e saídas, conforme Equação 19 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; WHITE, 2011).

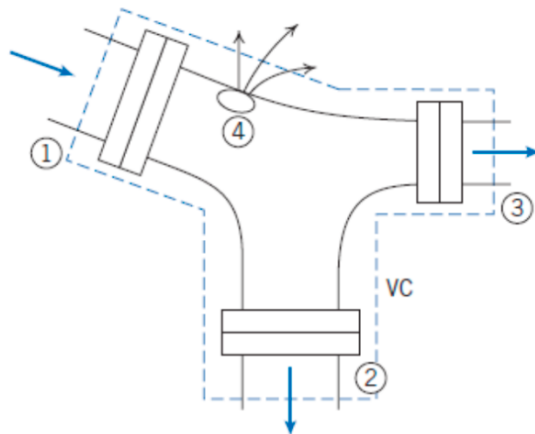
$$0 = \sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m} \quad (18)$$

$$\sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m} \quad (19)$$

A Figura 17 ilustra a aplicação da Equação 19 em uma conexão de tubos com uma entrada e três saídas, resultando, nesse caso, na Equação 20.

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4 \quad (20)$$

**Figura 17** - Princípio da conservação de massa para escoamento permanente com uma entrada e três saídas



**Fonte:** Fox, Mcdonald e Pritchard (2014).

### EXEMPLIFICAÇÃO

Considere o escoamento de água na conexão de tubos conforme ilustrado na Figura 17. Se a vazão mássica nas seções 1, 2 e 3 são 10kg/s, 4,9kg/s e 3,5kg/s, respectivamente, qual é a vazão mássica no orifício 4?

Para resolver, partimos da Equação 19, que afirma: em regime permanente, a soma dos fluxos de massa que entram é igual à soma dos fluxos de massa que saem.

$$\sum_e \dot{m} - \sum_s \dot{m}$$

Na Figura 17, observando as setas que indicam o sentido do escoamento, na seção 1 temos a entrada de água e, nas seções 2, 3 e 4, saídas. Dessa forma, temos:

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2 + \dot{m}_3 + \dot{m}_4$$

Queremos definir . Isolando na equação esse termo, temos:

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_1 - \dot{m}_2 - \dot{m}_3$$

Substituindo os valores:

$$\dot{m}_4 = \frac{10kg}{s} - \frac{4,9kg}{s} - \frac{3,5kg}{s} = 1,9 kg/s$$

Dessa forma, o fluxo de massa na seção 4 é de 1,9kg/s.

Se for considerado escoamento incompressível, como em líquidos, a densidade é considerada constante em todas as entradas e saídas (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Nesse caso, o termo antes da igualdade da Equação 12 é nulo, uma vez que a densidade é constante e, com isso, não varia com o tempo. Além disso, a densidade presente nos demais termos se cancelam, o que resulta na Equação 21. O produto encontrado na Equação 21 é a definição de vazão em volume  $\dot{V}$  (ou simplesmente vazão). Consiste na quantidade de volume de fluido que atravessa a seção transversal por unidade de tempo, medida em  $m^3/s$  no SI e conforme Equação 22 (BRUNETTI, 2008; WHITE, 2011; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\sum_e V_{med}A = \sum_s V_{med}A \quad (21)$$

$$\dot{V} = V_{med}A \quad (22)$$

Nesse caso, considerando escoamento permanente e incompressível, pode-se trabalhar com a Equação 23, analisando diretamente as vazões em volume. Além disso, se tiver apenas uma entrada e uma saída, o somatório pode ser substituído por uma corrente única conforme Equação 24, onde o índice 1 foi designado para entrada e o 2 para saída. Com essas condições, a vazão em volume de um escoamento incompressível que entra é igual à que sai, sendo então a vazão constante (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\sum_e \dot{V} = \sum_s \dot{V} \quad (23)$$

$$\dot{V}_1 = \dot{V}_2 \quad (24)$$

Apesar das simplificações estarem aqui apresentadas em conjunto, elas podem ser trabalhadas separadamente, por exemplo, considerando apenas escoamento permanente ou somente incompressível, com uma ou várias entradas e saídas, e assim por diante.

Por fim, a vazão em massa e em volume estão relacionadas pela Equação 25 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\dot{m} = \rho \dot{V} \quad (25)$$

Como pode ser observado, as direções vetoriais para a equação da conservação de massa não têm relevância, uma vez que apenas é necessário definir se o escoamento é para dentro ou fora do volume de controle (WHITE, 2011). Por questões de praticidade, o subscrito indicando o valor médio das propriedades, como velocidade e densidade, é omitido nas equações demonstradas nos próximos tópicos.

### EXEMPLIFICAÇÃO

Considere o escoamento na conexão de tubos conforme o exemplo anterior. Se a água que escoar se encontra a 25°C e 1atm, qual a vazão na seção 1?

Para responder, podemos fazer uso da Equação 25:

$$\dot{m} = \rho \dot{V}$$

Devemos consultar uma tabela termodinâmica para obter a densidade da água na temperatura e pressão informadas. Consultando as tabelas disponíveis em Çengel e Cimbala (2015), a densidade é 997kg/m<sup>3</sup>. Isolando a vazão na equação acima, temos:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

Substituindo os valores:

$$\dot{V} = \frac{10 \text{ kg/s}}{997 \text{ kg/m}^3} = 0,01 \text{ m}^3/\text{s}$$

Portanto, a vazão na seção 1 é de 0,01m<sup>3</sup>/s.

## Princípio da conservação de energia

A energia  $E$  é um conceito de familiaridade na prática. Pode-se dizer que é a capacidade de produzir um efeito (MORAN *et al.*, 2018). A energia total de um sistema engloba todas as formas de energia, como térmica, mecânica, cinética, potencial, elétrica, magnética, química e nuclear (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Para Çengel e Cimbala (2015), a energia interna  $U$  é a soma das formas de energia microscópicas associadas à estrutura molecular e atômica. O símbolo utilizado aqui para a energia interna é em negrito, para diferenciar esse parâmetro de um outro apresentado mais a frente e que utiliza a mesma letra como símbolo. A energia cinética  $EC$  consiste na energia que o sistema possui em decorrência de



seu movimento ou de sua velocidade com relação a um sistema de coordenadas. A energia que o sistema possui devido a sua posição em um campo gravitacional é a energia potencial  $EP$ . Na termodinâmica aplicada à engenharia e mecânica dos fluidos, são esses três tipos de energia considerados que resultarão na energia total de um sistema, sendo os demais desprezados (MORAN *et al.*, 2018; ÇENGEL; CIMBALA, 2015; MUNSON; YOUNG E OKIISHI, 2004), conforme Equação 26 e, por unidade de massa, na Equação 27.

$$E = EC + EP + U = \frac{1}{2}m.V^2 + m.g.z + U \quad (26)$$

$$e = \frac{1}{2}V^2 + g.z + u \quad (27)$$

Aqui,  $m$  é a massa em kg,  $V$  é a velocidade do fluido em m/s,  $g$  a aceleração da gravidade em m/s<sup>2</sup>,  $Z$  a posição em m e  $U$  a energia interna específica em J/kg, todas de acordo com o Sistema Internacional de Unidades. A unidade da energia  $E$  no SI é joule (J), que equivale a newtons vezes metros.

O princípio da conservação de energia é decorrente da Primeira Lei da Termodinâmica, através da qual afirma que a energia não pode ser criada nem destruída, apenas transformada (BRUNETTI, 2008). Em uma análise, todas as formas de energia envolvidas no problema devem ser consideradas. A energia pode ser transferida entre um sistema e outro, e pode mudar de forma, mas a quantidade total se conserva (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O balanço de energia para um sistema fechado, então, é de acordo com a Equação 28 e, combinando com a Equação 26, fica de acordo com a Equação 29.

$$\Delta E = Q - W \quad (28)$$

$$\Delta EC + \Delta EP + \Delta U = Q - W \quad (29)$$

Para Moran *et al.* (2018), em um sistema fechado, qualquer variação de energia é decorrente da transferência de calor  $Q$  e do trabalho  $W$ . A transferência referida é aquela que ocorre através da fronteira,

entre o sistema e a vizinhança. A movimentação de energia dentro do sistema não é tratada como transferência de energia porque não atravessa a fronteira (MORAN *et al.*, 2018).

Conforme Moran *et al.* (2018), a transferência de calor  $Q$  é a energia transferida do sistema ou para ele devido a uma diferença de temperatura entre ele e a vizinhança. Essa transferência de energia ocorre sempre do corpo de maior temperatura para o de menor. Quando a igualdade de temperatura é atingida, a transferência de calor cessa, indicando que o equilíbrio térmico foi alcançado. O conceito de equilíbrio térmico está relacionado à Lei Zero da Termodinâmica ou lei do equilíbrio térmico (MORAN *et al.*, 2018). Por ser uma forma de energia em trânsito, é medida em joule (J) no SI.

As formas de como pode ocorrer a transferência de calor são: por condução, quando em um meio estático devido à interação entre as partículas que compõem o sistema, indo das partículas mais energéticas para as menos energéticas; por convecção, quando há movimento de fluido em contato com uma superfície, estando ambos em diferentes temperaturas; ou por radiação, através da emissão de ondas eletromagnéticas em corpos com temperatura diferente de zero absoluto (ÇENGEL; CIMBALA, 2012).

Quando não ocorre transferência de calor em um processo, este é dito adiabático (MORAN *et al.*, 2018). É importante ressaltar que não significa que seja um processo isotérmico, uma vez que a variação na temperatura do sistema pode ocorrer pela influência do trabalho. Processo isotérmico é aquele que ocorre à temperatura constante (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A taxa de transferência de calor  $\dot{Q}$  é a razão da transferência de calor por unidade de tempo, medida em watts (W) – 1 watt é igual a J/s, conforme o SI. Quando por unidade de área, é denominado fluxo de calor, medido em W/m<sup>2</sup>. Por convenção, na termodinâmica, a transferência de calor para o sistema é positiva, e aquela que ocorre a partir do sistema é negativa (MORAN *et al.*, 2018). Consiste em uma variável de processo (e não uma propriedade), de forma que a men-

suração da quantidade de calor transferida depende de detalhes de como esse processo ocorreu (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

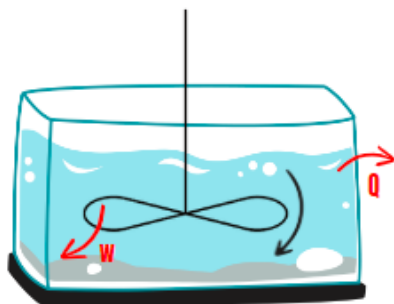
O trabalho na mecânica de corpos sólidos está relacionado a uma força atuando em uma distância. Conforme Moran *et al.* (2018), na termodinâmica, o conceito de trabalho  $W$  é que, quando realizado por um sistema sobre a vizinhança, o único efeito externo ao sistema poderia ser o levantamento de um peso. E o levantamento de um peso é justamente uma força atuando ao longo de uma distância, mesmo que não tenha efetivamente ocorrido (MORAN *et al.*, 2018). Um pistão atuando na compressão ou expansão de um gás e um eixo que gira são exemplos de trabalho. O trabalho, assim como a transferência de calor, é uma energia em trânsito e, assim, é medido em joule (J). Potência  $\dot{W}$  é a taxa de realização de trabalho com o tempo, medida em watts (W) no SI (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

É estabelecida uma convenção de sinais que diz: se o trabalho for realizado pelo sistema, é positivo, como aquele que ocorre em turbinas e em outros dispositivos que produzem trabalho (MORAN *et al.*, 2018). Ao substituir esse trabalho positivo na primeira lei, Equação 28, o sinal resultante do trabalho é negativo. Nas turbinas, por exemplo, o fluido (que é o sistema) possui uma energia em decorrência de suas características de escoamento que é convertida em energia mecânica (forma de se chamar o trabalho mecânico) à medida que o fluido atua sobre as pás dispostas no rotor da turbina, fazendo-o girar. Nesse processo, a energia é retirada do fluido ou transferida para o rotor, o que resulta em um trabalho negativo na primeira lei. Essa transferência, como será comentado adiante, não é perfeita, pois ocorrem perdas por atrito, consistindo em uma parte da energia de fluido não aproveitada (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Já o trabalho executado sobre o sistema é convencionado negativo, como o realizado por bombas e outros dispositivos que consomem trabalho (MORAN *et al.*, 2018) – dessa forma, o trabalho resultante na primeira lei se torna positivo, confirmando a entrada de energia no fluido. Nesse caso, a energia mecânica é transferida ao fluido à medida que as pás do rotor atuam sobre ele (MORAN *et al.*, 2018; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Para

alguns autores, a convenção de sinal do trabalho é dada já com o sinal resultante na primeira lei.

### EXEMPLIFICAÇÃO

Considere um agitador atuando na água contida em um tanque, conforme figura abaixo. O agitador fornece trabalho à água a um valor de 4200kJ. Nesse processo, a água perde calor para o ambiente externo a um valor de 1350kJ. Qual é a variação de energia da água, considerada como um sistema, uma vez que se mantém com massa constante?



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

Para responder, partimos da Equação 28.

$$\Delta E = Q - W$$

O agitador fornece trabalho ( $W$ ) à água, que é o sistema. Ou seja, a água recebe energia na forma de trabalho, resultando em um sinal negativo. Enquanto isso, a água perde calor ( $Q$ ) para a vizinhança, que, conforme a convenção de sinal, é uma transferência de energia negativa, pois o calor sai do sistema. Substituindo os valores e a convenção de sinais, temos:

$$\Delta E = -1350kJ - (-4200kJ) = 2850kJ$$

Portanto, a variação de energia da água é de 2850kJ.

A estimativa do trabalho depende de como o processo ocorreu. Em uma análise, podem existir várias formas de trabalho simultaneamente, e o trabalho total é a soma de todos estes (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), conforme Equação 30.

$$W_{total} = W_{eixo} + W_{pressão} + W_{viscosidade} + W_{outro} \quad (30)$$

Na equação,  $W_{eixo}$  é o trabalho relacionado a um eixo que gira, como em turbinas e bombas;  $W_{pressão}$  é o trabalho executado sobre as superfícies de controle (em um sistema aberto) devido às forças de pressão;  $W_{viscosidade}$  é o trabalho realizado pelas componentes normais e cisalhantes das forças viscosas nas superfícies de controle; e  $W_{outro}$  é o trabalho executado por outros tipos de força, como a elétrica, a magnética e de tensão superficial. Os dois últimos termos, para as análises aqui realizadas, são desprezados (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

O trabalho de eixo está presente em sistemas em que um eixo atravessa a superfície de controle, como aqueles contendo turbina (WHITE, 2011; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). A potência relacionada com um eixo que gira é proporcional ao torque de eixo  $T_{eixo}$  (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; MUNSON; YOUNG; OKIISHI, 2004), de acordo com a Equação 31.

$$\dot{W}_{eixo} = \omega \cdot T_{eixo} \quad (31)$$

Aqui,  $\omega$  é a velocidade angular do eixo, medida em rad/s, e  $T_{eixo}$  o torque de eixo, medido em N.m (SI).

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), um fluido escoar e se deforma sob a influência de forças de pressão dadas pelo produto da pressão atuante  $P$  com a área de atuação  $A$ . Essas forças, atuando ao longo de uma distância, são as responsáveis pelo surgimento do trabalho de pressão  $W_{pressão}$ . Por unidade de tempo, surge na equação a razão entre distância e tempo que pode ser substituída pela velocidade  $\vec{V}$ . A potência, portanto, associada à pressão  $dW_{pressão}$  é dada como o produto da força de pressão atuando sobre um elemento de área

$dA$  na superfície de controle pela componente normal da velocidade, entrando no volume de controle (resultando no produto escalar negativo com a normal da área), conforme Equação 32. A potência total  $\dot{W}_{press\tilde{a}o}$  é obtida pela integração presente na Equação 33 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; WHITE, 2011). A pressão sempre atua para dentro e normal à superfície, sendo, portanto, negativa – o jogo de sinais resulta em uma potência positiva a ser substituída na equação da primeira lei.

$$d\dot{W}_{press\tilde{a}o} = -P(-\vec{V} \cdot \vec{n})dA \quad (32)$$

$$P(\vec{V} \cdot \vec{n})dA = \int_A \frac{P}{\rho} \rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA \quad (33)$$

$$\dot{W}_{press\tilde{a}o} = \int_A$$

No último termo da equação foi feita uma manipulação matemática útil para equações posteriores, em que se dividiu e se multiplicou pela densidade – o que não altera o resultado da expressão, uma vez que a razão é igual a 1 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Aplicando a equação da energia a um volume de controle, a massa atravessa as fronteiras carregando uma energia que também deve ser considerada, além das outras formas de energia já mencionadas para sistema fechado. Utilizando novamente a equação geral do Teorema de Transporte de Reynolds (Equação 6) e substituindo a propriedade extensiva  $B$  por  $E$  e a propriedade intensiva  $b$  por  $e$  ( $b = \frac{E}{m} = e$ ), obtém-se a Equação de Energia para Volume de Controle (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; WHITE, 2011), conforme Equação 34 e, combinando com a Equação 28, conforme Equação 35.

$$\frac{dE_{SIS}}{dt} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e\rho dV \right) + \int_{SC} e\rho\vec{V} dA \quad (34)$$

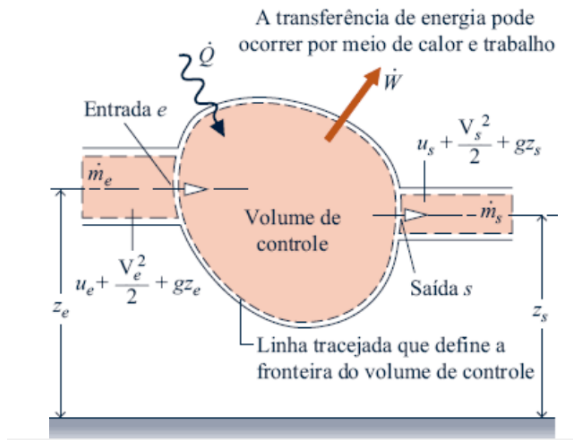
$$\dot{Q} - \dot{W}_{total} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e\rho dV \right) + \int_{SC} e\rho\vec{V} dA \quad (35)$$

Substituindo  $\dot{W}_{total}$  por suas componentes aqui consideradas, resulta na Equação 36.

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} - \dot{W}_{press\tilde{a}o} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e \rho dV \right) + \int_{SC} e \rho \vec{V} dA \quad (36)$$

A Equação 36 afirma que a taxa de transferência de calor menos a quantidade de trabalho transferida de um volume de controle é igual à taxa de variação no tempo da quantidade de energia contida no volume de controle mais a quantidade de energia que atravessa a superfície de controle acompanhando o fluxo de massa (ÇENGEL; CIMBALA, 2015), balanço de energia esse ilustrado na Figura 18.

**Figura 18** - Balanço de energia em um volume de controle



Fonte: Moran *et al.* (2018)

Substituindo na Equação 36 o termo  $\dot{W}_{press\tilde{a}o}$  obtido na Equação 33, resulta na Equação 37.

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} - \int_A \frac{P}{\rho} \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e \rho dV \right) + \int_{SC} e \rho \vec{V} dA \quad (37)$$

Por conveniência, o termo de trabalho de pressão é utilizado em conjunto com a energia do fluido que atravessa a superfície de controle, resultando na Equação 38. Substituindo também o termo  $e$  de acordo com a Equação 27, tem-se a Equação 39 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e \rho dV \right) + \int_{SC} \left( e + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} dA \quad (38)$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e \rho dV \right) + \int_{SC} \left( \frac{1}{2} V^2 + g \cdot z + u + \frac{P}{\rho} \right) \rho \vec{V} dA \quad (39)$$

Enquanto um fluido em repouso possui energia interna, um fluido em movimento possui entalpia, que é a soma da energia interna com a energia de pressão (energia de escoamento), conforme Equação 40. A entalpia  $h$  é uma propriedade do fluido que surgiu devido à presença frequente nas equações da combinação de energia interna com energia de escoamento (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Substituindo o conceito de entalpia na Equação 39, obtém-se a Equação 41.

$$h = u + \frac{P}{\rho} \quad (40)$$

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e \rho dV \right) + \int_{SC} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + g \cdot z \right) \rho \vec{V} dA \quad (41)$$

A Equação 41 é a equação geral da energia para volume de controle em um formato comumente trabalhado. Com ela, é possível ver todas as influências de energia para estimar a variação de energia dentro de um volume de controle. Através de uma reorganização, para facilitar o entendimento da equação, pode ser reescrita como a Equação 42.

$$\frac{\partial}{\partial t} \left( \int_{VC} e \rho dV \right) = \dot{Q} - \dot{W}_{eixo} - \int_{SC} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + g \cdot z \right) \rho \vec{V} dA \quad (42)$$

Assim, é possível observar que a Equação 42 está conforme o enunciado da Primeira Lei da Termodinâmica para Volume de Controle, a qual afirma que qualquer variação de energia dentro de um volume de controle é devido às movimentações de energia através da fronteira (calor, trabalho e energia associada ao escoamento de massa), uma vez que não se pode criar ou destruir energia. A partir dessa equação, é obtida a equação da energia mecânica, detalhada no pró-



ximo tópico, útil para, entre outras coisas, estimar a potência de uma turbina hidráulica de acordo com as características do sistema em que é aplicada.

## **Equação da energia mecânica**

Por definição, a energia mecânica de um sistema é composta por energia cinética, associada à velocidade de movimento com relação a um referencial fixo, e potencial, função de sua posição em um campo gravitacional (HALLIDAY; RESNICK, 2016). A energia mecânica consiste na forma de energia que pode ser convertida direta e completamente em trabalho mecânico por um dispositivo, como uma turbina (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Muitos sistemas e dispositivos são desenvolvidos para permitir a movimentação de fluidos de um ponto para outro. Esses sistemas, como os presentes em instalações de bombeamento e usinas hidrelétricas, não têm a intenção de transferir ou aproveitar calor. Também não há geração de energia mecânica a partir de outras formas de energia, como a nuclear ou química. O objetivo é apenas movimentar um fluido ou aproveitar a energia contida neste, e assim se aplica apenas às formas mecânicas da energia (WHITE, 2011; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Esses sistemas operam e são analisados em regime permanente, e, aplicando essa consideração na Equação 41, o primeiro termo após a igualdade é igual a zero, pois nesse regime não são consideradas as variações das propriedades com o tempo (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014), resultando na Equação 43.

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \int_{SC} \left( h + \frac{1}{2}V^2 + g \cdot z \right) \rho \vec{V} dA \quad (43)$$

Considerando escoamento uniforme, a integral após a igualdade é igual ao somatório do produto das propriedades médias (WHITE, 2011), conforme Equação 44.

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \sum_s \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + g \cdot z \right) - \sum_e \dot{m} \left( h + \frac{1}{2} V^2 + g \cdot z \right) \quad (44)$$

Nesse caso, a equação em escoamento permanente e uniforme afirma que a taxa líquida de transferência de energia por calor e trabalho para o volume de controle é igual à diferença entre a energia que acompanha os fluxos de fluido na entrada e saída. Caso se tenha uma corrente única, ou seja, uma única entrada (subscrito 1) e uma única saída (subscrito 2), o fluxo de massa é constante (WHITE, 2011), conforme comentado na equação da conservação de massa, e resulta na Equação 45.

$$\dot{Q} - \dot{W}_{eixo} = \dot{m} \left( h_2 - h_1 + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(z_2 - z_1) \right) \quad (45)$$

Dividindo pelo fluxo de massa e substituindo a propriedade entalpia novamente (Equação 40), ao reorganizar, tem-se a Equação 46 (WHITE, 2011).

$$\frac{P_1}{\rho_1} + \frac{V_1^2}{2} + gz_1 - w_{eixo} = \frac{P_2}{\rho_2} + \frac{V_2^2}{2} + gz_2 + (u_2 - u_1 - q) \quad (46)$$

Nessa equação,  $q$  é a transferência de calor por unidade de massa, e  $w_{eixo}$  é o trabalho por unidade de fluxo de massa. O primeiro termo antes e após a igualdade é a energia específica de pressão; o segundo, energia específica cinética; o terceiro, energia específica potencial. Antes da igualdade, todos os termos representam a entrada de energia mecânica e, no outro lado da igualdade, a saída, onde os três últimos termos entre parêntesis (diferença de energia específica interna e transferência de calor específica) representam a energia mecânica perdida, convertida de forma irreversível em energia térmica não aproveitável devido ao atrito. Se, na análise, for desprezado o atrito, o termo entre parêntesis é igual a zero (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Todos os termos da Equação 46 são medidos em J/kg.

Considerando escoamento incompressível e dividindo pela aceleração da gravidade a Equação 46, é obtida a Equação da Energia Mecânica

ca na sua forma mais convencional, em que os termos são medidos em cargas (unidade de comprimento), conforme Equação 47. Nessa equação, as perdas de energia mecânica ( $u_2 - u_1 - q$ ) foram substituídas pelo termo  $h_L$  denominado perda de carga (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Os termos da equação da energia mecânica geralmente usam o símbolo  $h$  (com um subscrito para melhor identificar), e é importante que não se confunda com a entalpia, que utiliza o mesmo símbolo, presente na equação geral da energia.

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 - h_{eixo} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_L \quad (47)$$

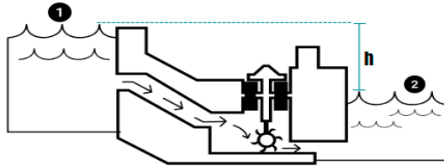
Caso a instalação não contenha máquinas, o termo  $h_{eixo}$  é igual a zero. No caso de instalações de bombeamento, o sinal convencionado é negativo, que, ao substituir na Equação 47, fica positivo. No caso de turbinas, o sinal convencionado é positivo, que, ao substituir na Equação 47, resulta negativo, e isso resulta na Equação 48, após reorganização dos termos (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{turbina} + h_L \quad (48)$$

A equação afirma que a carga mecânica de entrada do fluido mais a carga fornecida pela bomba ao fluido é igual à carga de saída do fluido, descontada a carga retirada por uma turbina e a perda de carga sofrida.

## EXEMPLIFICAÇÃO

Considere a turbina utilizada para gerar eletricidade em um rio por meio de uma queda de água de 40 metros. Desprezando as perdas de carga, qual a carga fornecida pelo fluido à turbina nessa situação?



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

Partindo da equação do balanço de energia mecânica (Equação 48), temos:

$$\frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 + h_{bomba} = \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 + h_{turbina} + h_L$$

Eliminando o termo referente à bomba, uma vez que não há esse equipamento na instalação, e o termo de perda de carga, pois é desprezível, temos:

$$h_{turbina} = \frac{P_1}{\rho g} + \frac{V_1^2}{2g} + z_1 - \left( \frac{P_2}{\rho g} + \frac{V_2^2}{2g} + z_2 \right)$$

$$h_{turbina} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + z_1 - z_2$$

Nessa situação, realizamos o balanço de energia mecânica a partir da superfície livre do rio em 1 até a superfície livre em 2, onde a água é descarregada. Nessas duas superfícies, a pressão atmosférica é a pressão atuante. Além disso, a velocidade nas superfícies é desprezível. Simplificando, temos:

$$h_{turbina} = \frac{P_1 - P_2}{\rho g} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + z_1 - z_2$$

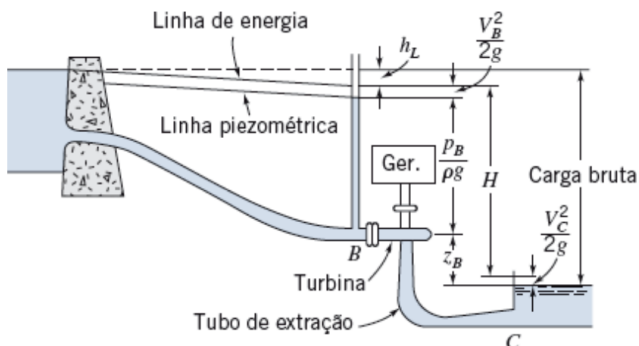
$$h_{turbina} = z_1 - z_2$$

$$h_{turbina} = 40m$$

Assim, a carga retirada do fluido pela turbina é de 40 metros.

A Equação 48 é uma equação geral; não significa que numa mesma instalação terão bomba e turbina, e sim que se deve substituir e desconsiderar de acordo com a análise. Assim, pode ser aplicada em instalações contendo turbinas hidráulicas para verificar, entre outros parâmetros, qual a potência de eixo obtida a partir das características de entrada e saída do fluido no sistema de análise, conforme ilustrado na Figura 19 para uma instalação com turbina de reação Kaplan ou hélice. Na figura, também é possível observar as alturas representativas das cargas de pressão, velocidade e posição na entrada e saída. Aplicando a Equação 48 nesse caso, o termo de carga da bomba  $h_{bomba}$  é zero.

**Figura 19** - Turbina Kaplan ou hélice, com caixa em caracol de seção não-circular e em concreto, com tubo de sucção curvo



**Fonte:** Fox, McDonald e Pritchard (2014).

Em outras palavras, a energia mecânica de entrada  $e_{mec,e}$  é igual à energia mecânica de saída  $e_{mec,s}$  menos a energia mecânica perdida  $e_{mec,perda}$ , de acordo com a Equação 49.

$$e_{mec,e} = e_{mec,s} + e_{mec,perda} \quad (49)$$

As equações acima demonstradas apenas lidam com as formas mecânicas de energia, ideais para análises de instalações hidrelétricas, e os termos medidos em cargas (no SI a unidade é metro) estão relacionados com as alturas representativas associadas àquelas quantidades de energia.

O princípio da conservação da energia mecânica só pode ser considerado quando a energia mecânica se conserva, ou seja, quando a energia de entrada é igual à de saída, como no caso em que não há máquinas nem perdas por atrito – nesse caso, se trabalha com a Equação de Bernoulli (BRUNETTI, 2008; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Também há perdas relacionadas aos dispositivos da instalação e essas devem ser consideradas. Parte da energia mecânica disponível no fluido não pode ser aproveitada por uma turbina, e, com isso, tem-se o conceito de eficiência. A eficiência de uma turbina mede quanto da potência do fluido disponível para o eixo  $\dot{W}_{eixo}$  é realmente convertida em potência de eixo  $\dot{W}_{eixo,turbina}$  (BRUNETTI, 2008; ÇENGEL; CIMBALA, 2015), conforme Equação 50.

$$\eta = \frac{\text{Saída de potência mecânica}}{\text{Potência mecânica do fluido de entrada}} = \frac{\dot{W}_{eixo,turbina}}{\dot{W}_{eixo}} = \frac{\dot{W}_{eixo,turbina}}{h_{turbina} \dot{m} g} \quad (50)$$

A diferença entre a potência do fluido e a de eixo da turbina é a potência associada à energia perdida no dispositivo.

### EXEMPLIFICAÇÃO

Considere a turbina utilizada para gerar eletricidade ilustrada no exemplo anterior. O fluxo de massa da água saindo da turbina é de 3000kg/s. Qual a potência de eixo (potência mecânica disponível no fluido) e a potência de saída (aquela que realmente é convertida em potência de eixo na turbina), considerando a eficiência da turbina igual a 95%?

Para calcularmos a potência disponível no fluido, utilizamos a carga da turbina obtida com o balanço de energia do exemplo anterior, através da equação:

$$\dot{W}_{eixo} = h_{turbina} \dot{m} g$$

Substituindo a carga da turbina, o fluxo de massa saindo da turbina fornecido pelo exemplo e a aceleração a gravidade igual a 9,81m/s<sup>2</sup>, temos:

$$\dot{W}_{eixo} = 40 \text{ metros} \times \frac{3000 \text{ kg}}{\text{s}} \times \frac{9,81 \text{ m}}{\text{s}^2} = 1177200 \text{ W} \cong 1,18 \text{ MW}$$

Assim, a potência disponível no fluido é de aproximadamente 1,18MW.

Com esse valor e a eficiência da turbina fornecida no exemplo, podemos calcular a potência de saída. Para isso, utilizamos a Equação 50:

$$\begin{aligned} \eta &= \frac{\dot{W}_{eixo,turbina}}{\dot{W}_{eixo}} \\ \dot{W}_{eixo,turbina} &= \eta \dot{W}_{eixo} \\ \dot{W}_{eixo,turbina} &= 0,95 \times 1177200 \text{ W} \\ \dot{W}_{eixo,turbina} &= 1118340 \text{ W} \cong 1,12 \text{ MW} \end{aligned}$$

Podemos observar, portanto, que a potência que realmente chega ao eixo da turbina é de aproximadamente 1,12MW, sendo a diferença para a potência de entrada a quantidade de potência perdida relacionada aos dispositivos da instalação.

Nos livros especializados, a eficiência (também chamada de eficiência total) é dividida em partes de acordo com as perdas consideradas. Assim, para Macintyre (1983), tem-se a eficiência ou rendimento hidráulico  $\eta_{hid}$ , que analisa as perdas hidráulicas diversas na turbina, como as perdas de carga devido ao atrito do fluido em seus componentes e a recirculação de fluido no rotor (Equação 51); e o rendimento mecânico  $\eta_{mec}$ , devido aos atritos nos mancais e elementos de vedação (Equação 52). Dessa forma, o rendimento total nas turbinas é de acordo com a Equação 53 (MACINTYRE, 1983).

$$\eta_{hid} = \frac{\dot{W}_{eixo-rotor}}{\dot{W}_{eixo}} \quad (51)$$

$$\eta_{mec} = \frac{\dot{W}_{eixo-turbina}}{\dot{W}_{eixo-rotor}} \quad (52)$$

$$\eta = \eta_{hid} \cdot \eta_{mec} \quad (53)$$

Aqui,  $\dot{W}_{eixo}$  é a potência associada à energia presente no fluido;  $\dot{W}_{eixo-rotor}$  é a potência de eixo-rotor, a quantidade de energia do fluido que realmente chega ao rotor da turbina, em que são descontadas as perdas hidráulicas; e  $\dot{W}_{eixo,turbina}$  é a potência efetiva ou nominal, descontadas as perdas mecânicas, que realmente pode ser aproveitada diretamente ou convertida em elétrica (MACINTYRE, 1983).

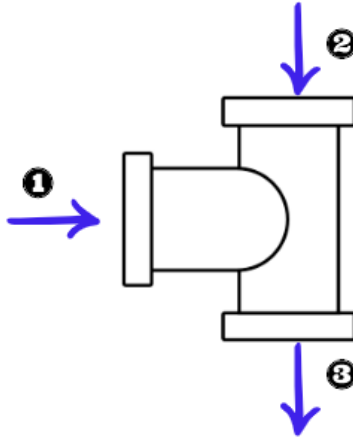
Ao se trabalhar com uma velocidade média na seção transversal nas equações de energia e energia mecânica, é importante considerar um fator de correção  $\sigma$  no termo de energia cinética para tornar seu valor mais próximo do real. Esse fator de correção será desprezado nesse estudo, pois se aproxima da unidade em escoamentos turbulentos, que são os encontrados na prática nos problemas aqui considerados (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; WHITE, 2011).

A perda de carga  $h_L$  é calculada de formas diferentes, de acordo com o regime de escoamento – se laminar ou turbulento, se é escoamento interno ou externo, se em um tubo ou duto, entre outros aspectos. O estudo detalhado da perda de carga pode ser encontrado em Fox, McDonald e Pritchard (2014) e Çengel e Cimbala (2015).



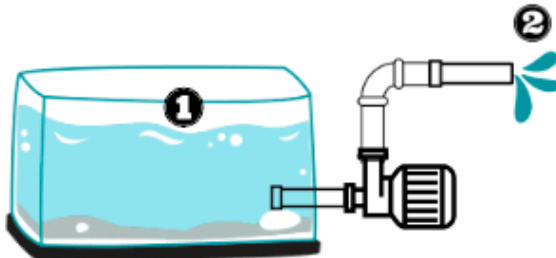
### AGORA É A SUA VEZ

1 - Com base na figura abaixo e utilizando o balanço de massa, determine a vazão mássica na seção 3. A vazão mássica na seção 1 é de  $7\text{kg/s}$  e na seção 2 é de  $2,4\text{kg/s}$ .



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

2 - Considere a bomba utilizada para movimentar água de um tanque, conforme figura abaixo. O desnível entre a superfície do líquido no tanque (seção 1) e a seção de saída da água (seção 2) é de 3 metros. A água sai a uma velocidade de  $3\text{m/s}$  da seção 2. Desprezando as perdas de carga, qual a carga fornecida pela bomba ao fluido nessa situação? Considere a água a  $20^\circ\text{C}$  e pressão de  $1\text{atm}$ .



**Fonte:** Autoria própria, 2023.



# 3

## **TIPOS DE TURBINAS HIDRÁULICAS**

“O que sabemos é uma gota; o que ignoramos é um oceano.”

Isaac Newton

Turbinas hidráulicas são máquinas motrizes que operam com água e possibilitam a conversão da energia hidráulica, na forma potencial e cinética, em energia mecânica ou trabalho mecânico (MACINTYRE, 1983). A água se move de locais com elevadas alturas para baixas alturas, e a energia potencial é convertida em cinética e aproveitada pela máquina (NECHLEBA, 1957). Assim, são dispositivos produtores de energia, extraíndo-a do fluido e transferindo-a parcialmente para um mecanismo, geralmente contendo um eixo giratório (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). As turbinas são utilizadas principalmente em usinas e pequenas centrais hidrelétricas para obtenção de energia elétrica.

Conforme comentado na introdução deste livro, esses dispositivos surgiram da necessidade, desde a antiguidade, de aproveitar a energia hidráulica para acionamento mecânico, de forma a substituir os esforços animais e humanos em certas atividades, como irrigação e moagem de grãos. Com o desenvolvimento tecnológico, foram desenvolvidos diversos tipos de turbinas e foi possível também obter energia elétrica a partir delas – atuando com um gerador (MACINTYRE, 1983), permitindo o atendimento de grande parte da demanda elétrica mundial.

Nas turbinas hidráulicas o efeito da conversão ocorre devido à velocidade e massa do escoamento. Isso por causa da composição física da turbina. A água passa por canais formados por pás-guias presentes na caixa da turbina, as quais convertem totalmente ou parcialmente a energia de pressão em energia cinética, e encaminham o fluido para as pás do rotor que estão numa direção oposta (NECHLEBA, 1957). O rotor contém pás curvas dispostas simetricamente sobre ele, forman-

do canais por onde a água escoar e produz um momento em relação ao eixo devido à pressão do fluxo (MACINTYRE, 1983). Geralmente esse tipo de dispositivo aproveita um desnível para obter essa conversão.

Neste capítulo são apresentadas as diversas formas em que as turbinas são classificadas, expostos e ilustrados os tipos de turbinas mais comuns, destacando a composição, o funcionamento e as características de aplicação de cada uma. A análise teórica dos principais tipos é realizada nos próximos capítulos.

## **Classificação das turbinas hidráulicas**

Para Çengel e Cimbala (2015), as turbinas primeiramente podem ser classificadas em duas categorias, de acordo como o fluido atua sobre a máquina: de deslocamento positivo e as dinâmicas ou turbomáquinas. As turbinas de deslocamento positivo são aquelas em que uma quantidade determinada de fluido atua sobre um rotor ou êmbolo produzindo o movimento no mesmo sentido de passagem do fluido. No geral, não são utilizadas em grandes aplicações, sendo mais direcionadas para medição de vazão. As turbomáquinas podem ser aplicadas tanto para medir vazão como para produzir potência. Estas possuem um rotor com pás, que recebe do líquido esforços e esses provocam sua rotação em um eixo. Não há um volume confinado. São aplicadas para produção de eletricidade (ÇENGEL; CIMBALA, 2015), sendo, portanto, as que são estudadas neste livro.

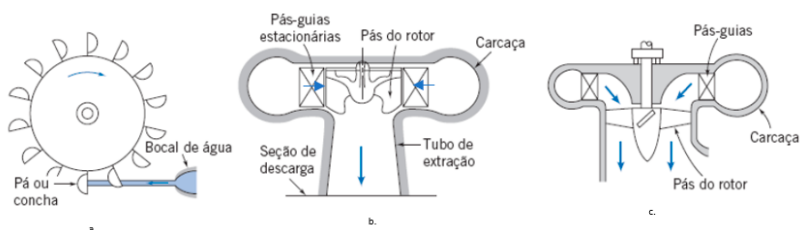
De acordo com suas características de funcionamento, as turbinas dinâmicas (de agora em diante chamadas apenas turbinas) podem ser classificadas em turbinas de ação ou de reação. Conforme Fox, McDonald e Pritchard (2014), as turbinas de ação ou por impulso (Figura 20a) são aquelas em que a água atua no rotor através de um ou mais jatos. O jato formado pela saída de água por um bocal externo converte a energia mecânica disponível em energia cinética, que, ao atingir o rotor em alta velocidade, transfere energia. O rotor é composto por pás de formato especial para receber o jato, tendo o melhor aproveitamento. Essas turbinas não ficam inundadas na água, por-

tanto, não há diferença de pressão na entrada e saída do rotor. Consequentemente, produzem menores potências se comparado com turbinas de reação de mesmo diâmetro, mesma altura de queda e vazão. Um exemplo desse tipo de turbina é a Pelton (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Por outro lado, as turbinas de reação (Figura 20b e 20c) ficam inundadas na água, ou seja, a água preenche completamente a carcaça e os canais formados pelas pás (ÇENGEL, CIMBALA; 2015). Assim, há uma diferença significativa de pressão na entrada e saída do rotor (a de saída é inferior à de entrada) que permite uma maior obtenção de potência para um mesmo diâmetro, uma mesma vazão e altura de queda. Estas são compostas por uma carcaça que contém pás-guias fixas e ajustáveis, e um rotor com pás que podem ser fixas ou ajustáveis de acordo com o tipo de turbina. Nesse grupo estão as turbinas Francis e Kaplan (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL, CIMBALA; 2015).

**Figura 20** - Tipos de turbinas hidráulicas

a. turbina de ação, tangencial; b. turbina de reação, radial; c. turbina de reação, axial

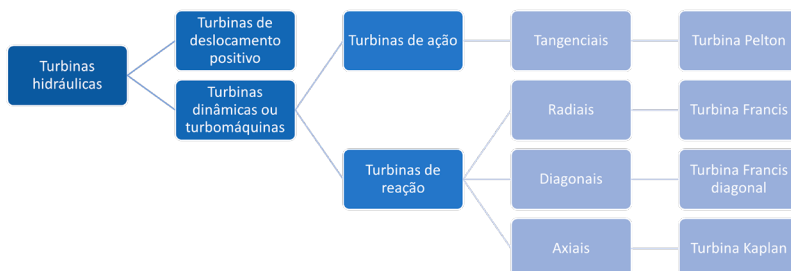


**Fonte:** Fox, Mcdonald e Pritchard (2014).

As turbinas podem também ser classificadas de acordo com o ângulo de entrada do escoamento no rotor com relação ao eixo. Assim, são chamadas: i) turbinas radiais (Figura 20b) aquelas em que o escoamento entra radialmente e sai axialmente (na mesma direção do eixo); ii) turbinas axiais (Figura 20c) aquelas em que o fluido entra axialmente no rotor e sai axialmente; iii) turbinas diagonais quando o escoamento entra diagonalmente e sai axialmente; e, por fim, iv) as tangenciais (Figura 20a), em que o fluido atinge o rotor tangencialmente (NECHLEBA, 1957; MACINTYRE, 1983; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Todas as classificações mencionadas estão sintetizadas e exemplificadas no diagrama da Figura 21.

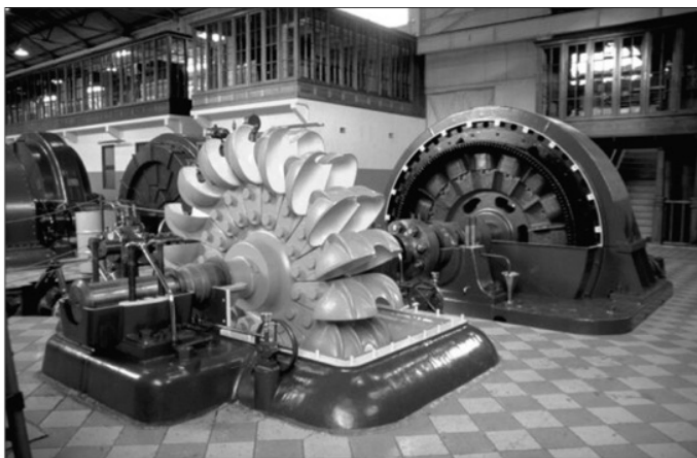
**Figura 21** - Classificações das turbinas hidráulicas



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

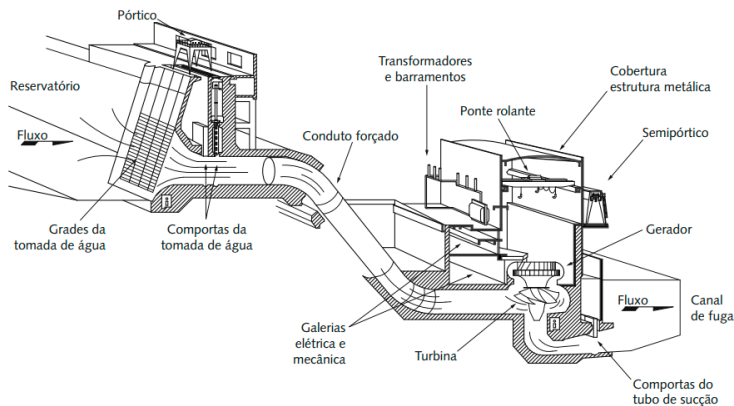
As turbinas também podem ser diferenciadas de acordo com a disposição de seu eixo. As turbinas horizontais (Figura 22) possuem eixo horizontal, portanto, ligadas através do eixo a um gerador no mesmo nível. Ocupam maior espaço horizontal, porém tem a vantagem de ter todos os equipamentos dispostos no mesmo plano, o que facilita a construção e manutenção. As turbinas verticais (Figura 23) possuem o eixo vertical, com seus equipamentos dispostos nessa direção. Ocupam, assim, menor espaço horizontal, porém, trazem maiores complicações de construção e manutenção.

**Figura 22** - Turbina Pelton de eixo horizontal ligada a um gerador elétrico (à direita)



**Fonte:** Fox, Mcdonald e Pritchard (2014).

**Figura 23** - Turbina de eixo vertical em um sistema de adução e geração



**Fonte:** Pereira (2015).

A instalação da turbina pode ser aberta ou fechada. Para pequenas alturas de queda (até 10 ou 20 metros), a turbina é colocada em um poço aberto ou de concreto onde há um cotovelo por onde a água é conduzida. É comum em centrais hidrelétricas de menor porte. Para maiores alturas, a turbina é colocada numa carcaça alimentada por água através de uma tubulação – chamada conduto forçado ou *pnestock* (Figura 23). Quando a carcaça é feita de chapas de aço (baixas potências), pode ser chamada de turbina em caldeira, em referência a sua aparência semelhante a uma caldeira. Para maiores potências, é fabricada em ferro ou aço fundido. Atualmente, o formato mais comum da caixa é na forma de caracol, chamado voluta ou espiral, por promover melhor eficiência, uma vez que causa menores perdas hidráulicas devido à menor turbulência e menos choques (NECHLEBA, 1957; MACINTYRE, 1983).

A prática de utilizar vários rotores sobre um mesmo eixo, resultando nas denominadas turbinas múltiplas, tem sido evitada nos últimos anos. Isso era feito para obter uma maior velocidade angular. Porém, atualmente, tem-se preferido usar apenas um rotor e, quando necessário operar com outros valores das grandezas envolvidas, optar por um outro tipo de turbina (MACINTYRE, 1983). Essas classificações e características serão detalhadas e ilustradas a seguir, no estudo de cada turbina individual.



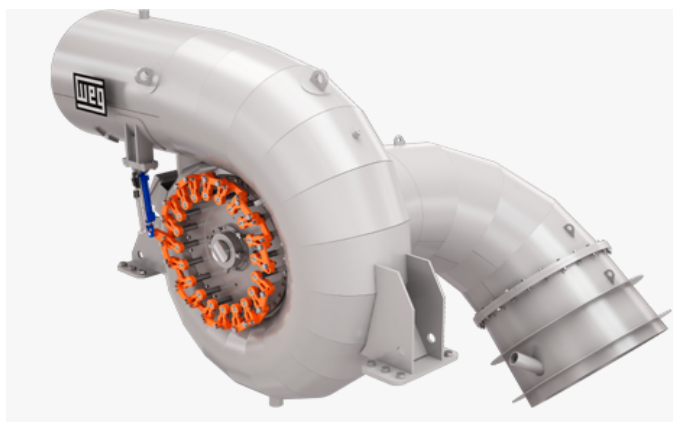
## EXEMPLIFICAÇÃO

Mesmo que você, leitor, ainda não esteja trabalhando em uma área industrial e/ou num laboratório, provavelmente já tenha tido contato com turbinas. Isso porque a maioria dos hidrômetros residenciais - também conhecidos como “contadores/relógios de água” - possuem uma turbina em seu interior para medição do consumo de água por parte das concessionárias.

## Turbinas Francis

A turbina Francis é de reação radial (podendo também ser diagonal), e está ilustrada na Figura 24. Foi assim nomeada em 1847, após um aperfeiçoamento que o engenheiro James Bicheno Francis (1815 – 1892) realizou em uma máquina centrípeta desenvolvida em 1838 por Samuel Down (1804 – 1879), para que permitisse o aproveitamento de energia de um desnível presente em um rio nos Estados Unidos (MACINTYRE, 1983).

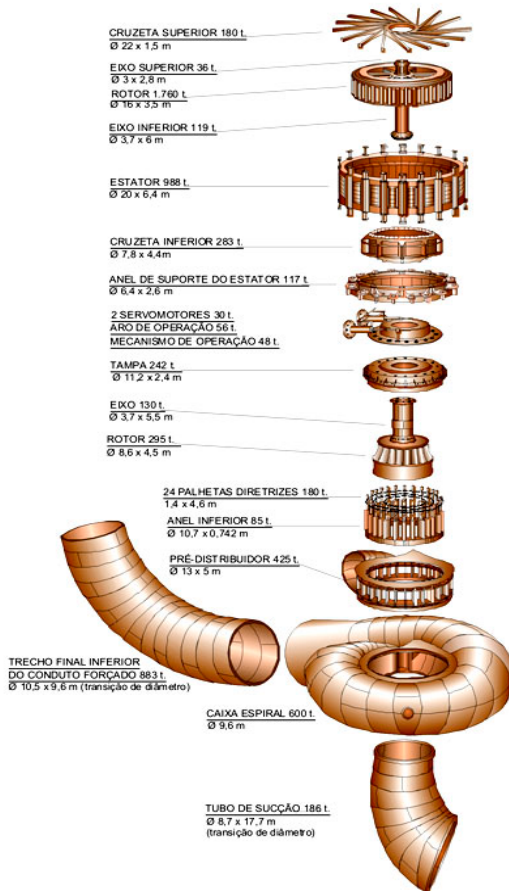
**Figura 24** - Turbina Francis WEG horizontal



**Fonte:** WEG (2021).

As turbinas Francis geralmente são radiais, com escoamento centrípeto. Seus componentes principais são a caixa (ou voluta), o distribuidor, o rotor e o tubo de sucção, ilustrados na Figura 25 junto com o gerador elétrico (na parte superior).

Figura 25 - Composição da turbina Francis

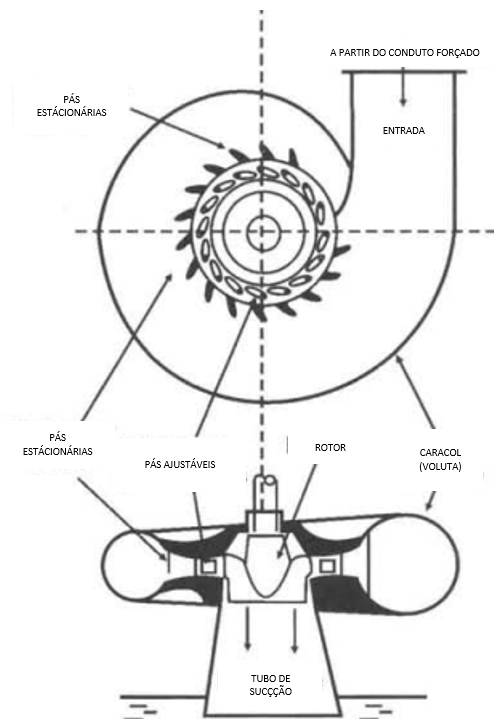


Fonte: Itaipu (2021).

A caixa tem geralmente formato de caracol e acomoda o distribuidor e o rotor, distribuindo a água uniformemente para o rotor. O distribuidor tem pás fixas e móveis dispostas ao redor do rotor. Geralmente, o trecho com pás fixas é chamado pré-distribuidor. As pás fixas possuem um perfil hidrodinâmico para não causar turbulência nem perdas de carga excessivas (MOURA; MOURA; ROCHA, 2019). As pás ajustáveis podem ser orientadas a diferentes ângulos para promover um melhor encaminhamento da água que entra para o rotor, com menos choques e menores perdas hidráulicas (HUSAIN; ABDUL-

LAH; ALIMUDDIN, 2008; MACINTYRE, 1983). A presença da carcaça permite uma máxima obtenção de potência, uma vez que possibilita aproveitar melhor a energia de pressão e cinética do fluido. Esses componentes estão novamente ilustrados na Figura 26.

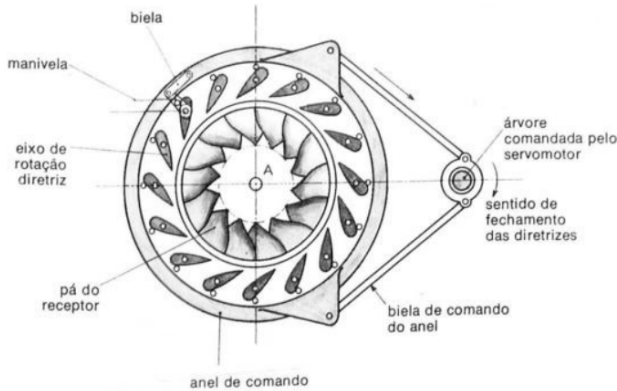
**Figura 26** - Componentes principais de uma turbina Francis



**Fonte:** Adaptada de Husain; Abdullah; Alimuddin (2008).

Variando-se o ângulo das pás do distribuidor, que possuem eixo de rotação paralelo ao da turbina, obtém-se variação da vazão e potência de trabalho. Essa variação é possível através de um mecanismo, ilustrado na Figura 27, composto por um anel, chamado anel de regularização ou comando, localizado ao redor do distribuidor e comandado por um eixo, que, conectado às pás por bielas e manivelas, transmite o movimento de forma simultânea para todas as pás (MACINTYRE, 1983).

**Figura 27** - Anel de regularização da turbina Francis



**Fonte:** Macintyre (1983).

O rotor, ilustrado na Figura 28, é um disco dotado de pás fixas que promove a conversão da energia de pressão em energia cinética (NECHLEBA,1957).

**Figura 28** - Rotor de uma turbina Francis



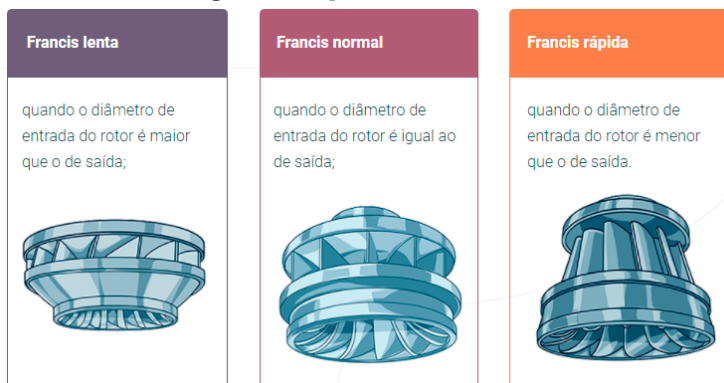
**Fonte:** WEG (2021).

O tubo de sucção (ou tubo difusor ou recuperador) promove a saída da água do rotor a um local de escapamento, o que resulta em uma maior altura de queda hidráulica (pois vai ser medida até o nível do canal de fuga), e promove um aumento de potência, devido à melhor conversão da energia de pressão em energia cinética à medida que a

água passa pelo rotor (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008). Seu formato de expansão diminui a velocidade de escoamento na saída, aumentando a energia de pressão na descarga, e direciona o escoamento para a horizontal (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

As turbinas Francis podem ser classificadas quanto à velocidade do rotor em lentas, normais, rápidas ou Dériaz e extrarrápidas ou ultrarrápidas, resultando em alterações na forma do rotor para cada categoria (MACINTYRE, 1983), conforme exposto na Figura 29. O tipo de rotor vai ser selecionado de acordo com a vazão, altura de queda e outras condições de operação, que influenciam na velocidade do rotor.

**Figura 29** - Tipos de rotores Francis



**Fonte:** LabTime UFG (2017).

Em síntese, de acordo com Husain, Abdullah e Alimuddin (2008), o funcionamento de uma turbina Francis em um sistema começa com a água sendo encaminhada através do conduto forçado e, ao entrar em contato com a turbina, passa primeiramente pelas pás fixas do distribuidor e, em seguida, pelas pás móveis. O fluxo de água pode ser controlado alterando a área disponível dos canais entre as pás-guias móveis. Em seguida, a água passa pelo rotor através de canais radiais gerados pelas pás, entrando pelo raio maior e saindo pelo raio menor. Ao passar pelo rotor, o torque é gerado. Em seguida, a água sai pelo tubo de sucção, que produz uma pressão negativa na saída da turbina, possibilitando uma maior obtenção de potência (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008).

## EXEMPLIFICAÇÃO

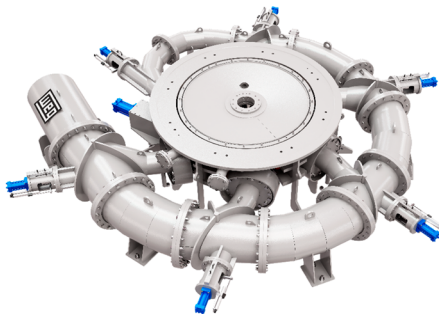
A Usina Hidrelétrica de Itaipu se localiza no rio Paraná, e é denominada Binacional porque é regida pelo Brasil e pelo Paraguai. É a usina que mais gera energia no mundo, possuindo vinte unidades geradoras (conjuntos com turbina, gerador e auxiliares) que apresentam capacidade de 700MW cada. O tipo de turbina utilizado é Francis e a queda líquida de projeto é de 118,4m (ITAIPU, 2021).

De acordo com Mataix (1975), é uma das turbinas mais utilizadas devido à versatilidade de aplicação e sazonalidade, além do bom desempenho apresentado. Atende a uma ampla faixa de condições de operação. São mais indicadas para vazões maiores e alturas de queda menores (MATAIX, 1975). A potência obtida por esse equipamento pode chegar a 750 MW, com rendimento que pode ultrapassar 92% (MOURA; MOURA; ROCHA, 2019). Uma turbina Francis de grande porte pode ter 16 ou mais pás no rotor (ÇENGEL E CIMBALA, 2015).

## Turbinas Pelton

A turbina Pelton (Figura 30) foi desenvolvida por volta de 1880 pelo engenheiro Lester Allen Pelton (1829 – 1908). Consiste em uma turbina de ação em que o fluido atua tangencialmente sobre as pás do rotor, mediante um ou mais jatos (MACINTYRE, 1983).

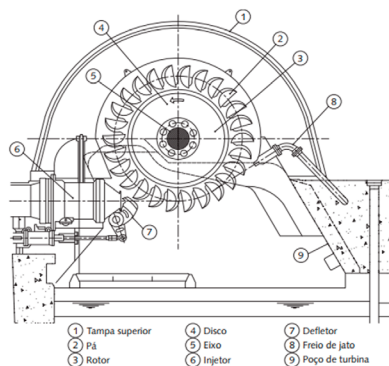
**Figura 30** - Turbina Pelton WEG vertical



**Fonte:** WEG (2021).

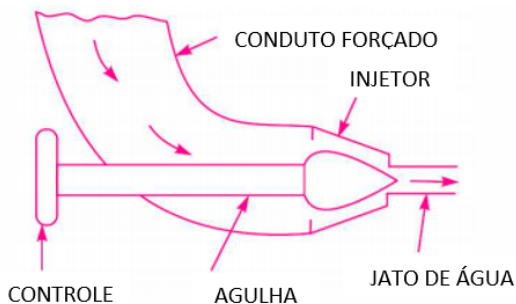
Em síntese, a turbina Pelton é composta por distribuidor, rotor, defletor de jato e bocal de frenagem (Figura 31). O distribuidor, também chamado injetor, consiste em um bocal que guia e emite a água na forma de jato até o rotor, possuindo uma agulha de regularização para controle da vazão (MACINTYRE, 1983), ilustrada na Figura 32. A agulha tem um formato cônico e opera manualmente ou automaticamente, movimentando-se na direção axial e, assim, permitindo menor ou maior fluxo (BANSAL, 2010).

**Figura 31** - Composição da turbina Pelton



**Fonte:** Pereira (2015).

**Figura 32** - Bocal e agulha para regularização do fluxo



**Fonte:** Adaptada de Bansal (2010).

O rotor é um disco com pás distribuídas ao redor dele, e que possuem formato de concha especial. As pás com esse formato, conforme ilustrado na Figura 33, têm um gume no centro que divide e desvia o

jato simetricamente. Isso faz com que o jato seja defletido de  $160^\circ$  a  $170^\circ$  após atingir a pá. As pás são removíveis e geralmente feitas de bronze ou aço inoxidável (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008).

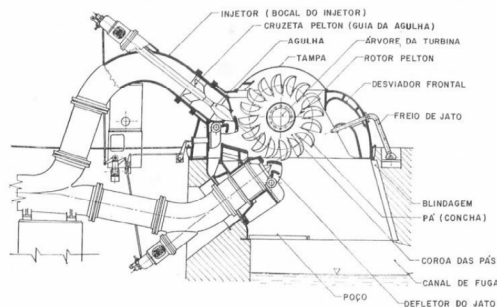
**Figura 33** - Rotor da turbina Pelton com pás em forma de concha dupla



**Fonte:** WEG (2021).

O defletor de jato permite funcionar com variações da potência demandada, atuando como um obstáculo ao jato e desviando das pás quando necessário. Isso é importante porque, caso atuasse na agulha abruptamente para variar a vazão e atender a essa variação da potência demandada, poderia ocorrer uma sobrepressão na linha de alimentação, danificando o sistema. Assim o defletor atua até que a agulha possa variar a vazão de forma gradual (FALCÃO, 2011; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). Já o bocal de frenagem (freio de jato), emite um jato no sentido contrário ao sentido de rotação do rotor, para que a turbina possa frear de forma rápida, quando necessário (MACINTYRE, 1983). Ambos estão ilustrados na Figura 34.

**Figura 34** - Corte transversal em uma turbina Pelton de dois jatos



**Fonte:** Macintyre (1983).



Quanto ao número de jatos, as turbinas Pelton podem ter um, dois, três, quatro ou seis jatos. A Figura 34 apresenta uma turbina de dois jatos. De acordo com Fox, McDonald e Pritchard (2014), o aumento no número de jatos permite obter uma maior potência para as mesmas condições de altura de queda, além de um menor tamanho de rotor. Porém, pode apresentar maiores problemas de abrasão e interferência. As turbinas também podem apresentar mais de um rotor sobre o mesmo eixo, o que permite diminuir o tamanho do rotor para grandes vazões e pequenas alturas de queda (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

Com relação ao posicionamento do eixo, as turbinas Pelton podem ser de eixo horizontal ou vertical. As de eixo horizontal possibilitam uma instalação de mais fácil montagem e manutenção, além do menor custo. No geral, têm um ou dois jatos. Para uma maior quantidade jatos, utiliza-se o eixo vertical (FALCÃO, 2011; PEREIRA, 2015).

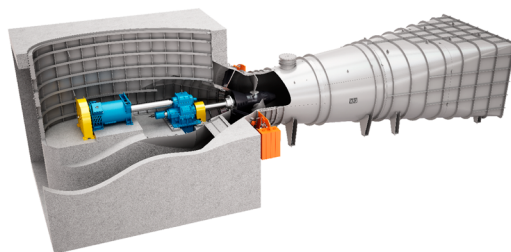
De acordo com Husain, Abdullah e Alimuddin (2008), em funcionamento, a água é encaminhada até o bocal da turbina Pelton por um conduto forçado. Quando a turbina possui mais de um jato, é feita uma divisão no conduto para alimentação de cada jato. A altura de queda é convertida em energia cinética através do bocal que descarrega a água em uma alta velocidade na forma de jato. O jato atinge o gume das pás presentes no rotor, cedendo a energia cinética contida, e flui pelos dois lados da pá com formato de concha bipartida. Com isso, a água diminui sua velocidade e cai em um reservatório inferior, dimensionado de forma a não submergir o rotor em períodos de inundação. Essa interação do jato com o rotor produz o torque de eixo (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008).

São aplicadas para grandes alturas de queda e pequenas vazões. Devido a sua configuração relativamente simples, são aplicadas em grandes e pequenas necessidades, atendendo usinas, microusinas e fazendas (FALCÃO, 2011; MACINTYRE, 1983). Normalmente são selecionadas para operar com alturas de queda maiores que 300 metros (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008). Sua eficiência pode chegar a 92% (PEREIRA, 2015), podendo atingir potências na ordem de 100000 CV (MOURA; MOURA; ROCHA, 2019).

## Turbinas Kaplan

Em 1912, o engenheiro Victor Kaplan (1876 – 1934) criou a turbina Kaplan (Figura 35) que consiste em uma turbina axial de hélice com pás do rotor e do distribuidor de ângulos variáveis (MACINTYRE, 1983). Essa variação é automática e pode acompanhar a variação de descarga, promovendo um bom desempenho para diferentes condições de operação (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008).

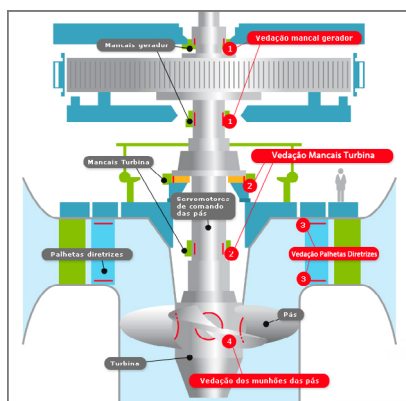
**Figura 35** - Turbina Kaplan



**Fonte:** WEG (2021).

As turbinas Kaplan, com detalhes na Figura 36, são axiais de reação. As partículas de fluido, ao passarem pelo rotor, mantêm aproximadamente a mesma distância ao eixo de rotação. Geralmente o escoamento é limitado por superfícies sólidas (FALCÃO, 2011).

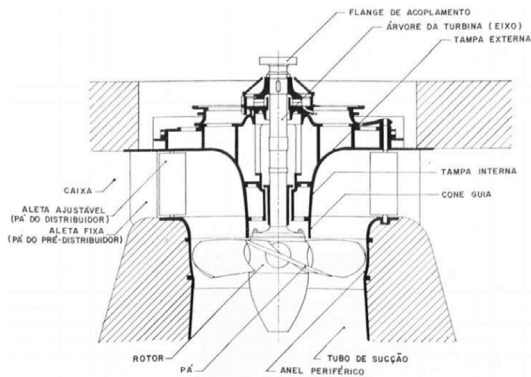
**Figura 36** - Detalhe da turbina Kaplan



**Fonte:** PXLSEALS (2021).

Sua composição, ilustrada na Figura 37, é similar à Francis, com distribuidor, rotor, tubo de sucção e caixa ou caracol. O distribuidor tem a mesma função da turbina Francis, porém agora suas pás estão a uma maior distância das pás do rotor, havendo a possibilidade de variação do ângulo (MACINTYRE, 1983; HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008).

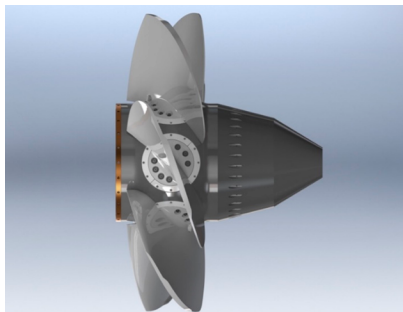
**Figura 37** - Corte longitudinal de uma turbina Kaplan



**Fonte:** Macintyre (1983).

O rotor, exposto na Figura 38, é um disco com pás que, nesse dispositivo, também são móveis, possibilitando o ajuste de acordo com as variações de vazão e a potência demandada. Para isso, deve haver uma sincronização entre a variação de ângulo das pás do rotor e do distribuidor. O fluido é acelerado nas pás do distribuidor e, ao entrar em contato com as pás do rotor, cede essa energia, produzindo o torque de eixo (MACINTYRE, 1983; HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008).

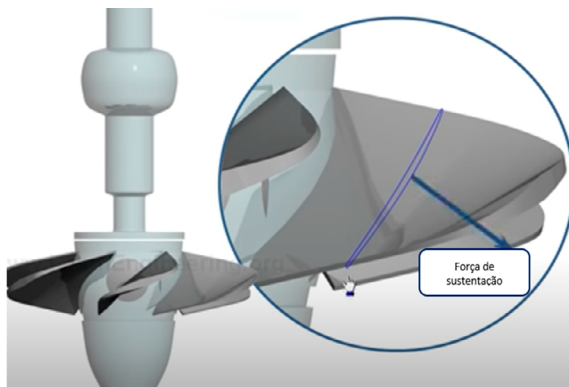
**Figura 38** - Rotor de uma turbina Kaplan



**Fonte:** Bock (2018).

De acordo com Macintyre (2008), para a análise dessas turbinas, é aplicado o mesmo estudo de perfis de asa de avião, a chamada teoria da sustentação. O perfil das pás, similar aos aerofólios, ilustrado na Figura 39, é utilizado para promover o escoamento adequado do fluido, de forma que a quantidade de movimento produza uma força que gera o momento (MACINTYRE, 2008).

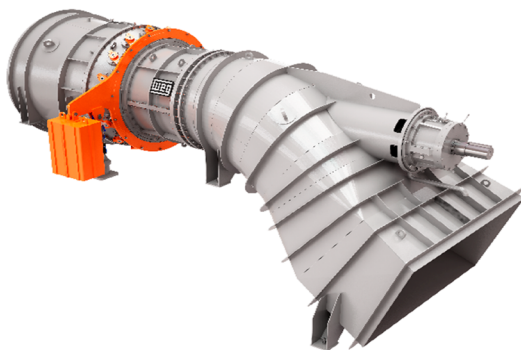
**Figura 39** - Detalhe do perfil da pá de um rotor Kaplan



**Fonte:** Adaptada de Lesics (2021).

O tubo de sucção tem a mesma finalidade que na turbina Francis, além da caixa; porém, esta pode ter diferentes seções transversais e variação da seção de acordo com as condições de vazão e altura de queda, como ilustrado na Figura 40.

**Figura 40** - Turbina Kaplan com tubo de sucção de seção retangular



**Fonte:** WEG (2021).

Em funcionamento, a água entra em contato com a turbina através do conduto forçado, passando inicialmente pelas pás-guias contidas na caixa. Das pás-guias, a água muda sua direção em 90° e flui axialmente pelo rotor (BANSAL, 2010).

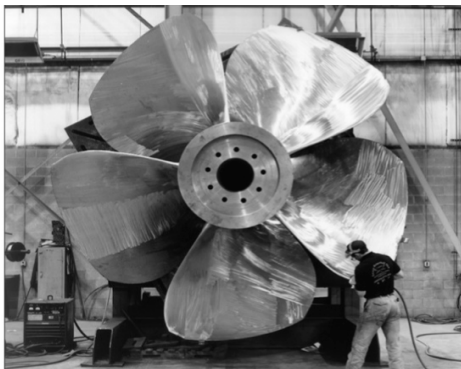
Esta turbina é indicada para ser aplicada em alturas de queda até 60 metros, no geral, para pequenas e médias quedas e grandes descargas (MACINTYRE, 1983). Geralmente, os rotores das turbinas Kaplan possuem de três a oito pás (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Pode atingir até 95% de eficiência e desenvolver mais de 100MW (HUSAIN; ABDULLAH;ALIMUDDIN, 2008).

## Outras Turbinas

As turbinas Francis, Kaplan e Pelton são as clássicas, historicamente mais aplicadas. Porém, há outras turbinas também relevantes; algumas, inclusive, são variações destas já apresentadas.

Conforme Macintyre (1983), as turbinas hélice ou *Propeller* foram criadas em 1908, para atender quando a Francis não apresentava bom desempenho, como em baixas quedas e grandes vazões. As principais diferenças dessas para as turbinas Francis são o rotor (Figura 41) em forma de hélice de propulsão, colocado a certa distância do distribuidor (MACINTYRE, 1983).

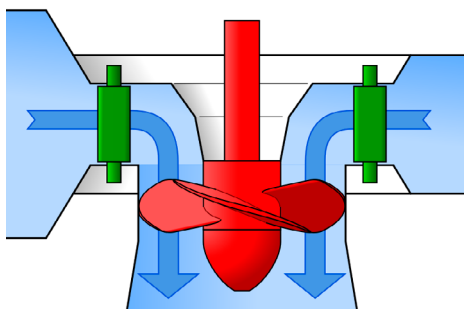
**Figura 41** - Rotor de uma turbina de hélice



**Fonte:** Çengel e Cimbala (2015).

Essas são turbinas axiais de reação. As demais características são semelhantes às das Kaplan. Porém, nas turbinas de hélice, as pás do rotor são fixas, sendo a vazão controlada apenas pelas pás ajustáveis do distribuidor (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Consiste em um duto com fluxo axial, contendo de 4 a 6 pás em forma de aerofólio (HUSAIN; ABDULLAH; ALIMUDDIN, 2008). A Figura 42 ilustra de forma simplificada o funcionamento desse tipo de turbina.

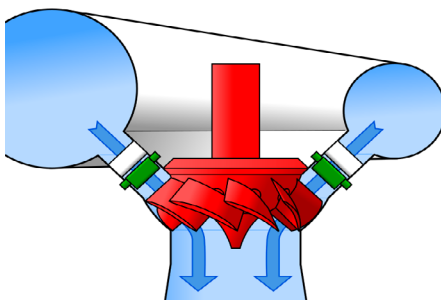
**Figura 42** - Esquema simplificado de funcionamento de uma turbina hélice



**Fonte:** Jahobr (2021a).

Turbinas Dériaz (Figura 43) possuem características intermediárias entre as turbinas Kaplan e Francis, sendo turbinas diagonais. De acordo com Macintyre (1983), possuem pás de ângulo variável no distribuidor e rotor, atuando com bom desempenho dentro de uma ampla faixa de variação de condições de operação, e nisso se assemelham às Kaplan. Porém, podem atuar em maiores alturas de queda do que estas. São turbinas de reação diagonais (MACINTYRE, 1983).

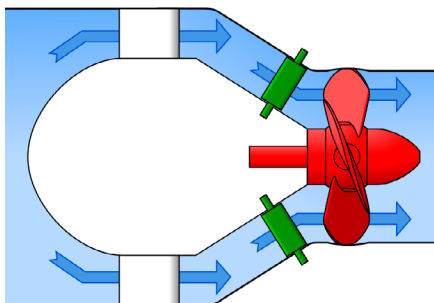
**Figura 43** –Esquema simplificado de funcionamento de uma turbina Dériaz



**Fonte:** Jahobr (2021b).

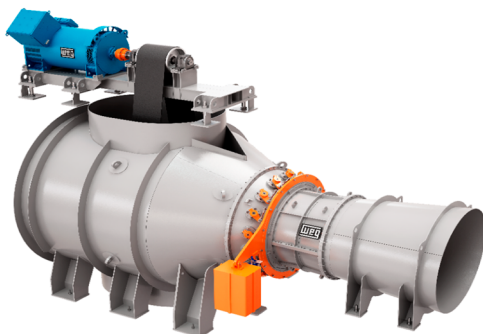
Para Macintyre (1983), turbinas de bulbo (Figuras 44 e 45) possuem pás orientáveis no rotor e são compostas por um bulbo que é uma câmara blindada, onde pode haver, dentro dela, mecanismos de transmissão de movimento do eixo a um alternador ou até mesmo um gerador de energia elétrica. Foram criadas para atender pequenos desníveis, geralmente abaixo de 15 metros. São turbinas axiais de reação. O bulbo tem o diâmetro um pouco menor que o rotor. Dispensa a caixa em caracol e o tubo de sucção, ocupando menor espaço (MACINTYRE, 1983; BREKKE, 2001).

**Figura 44** - Esquema de uma turbina de bulbo



**Fonte:** Jahobr (2021c).

**Figura 45** - Turbina Bulbo

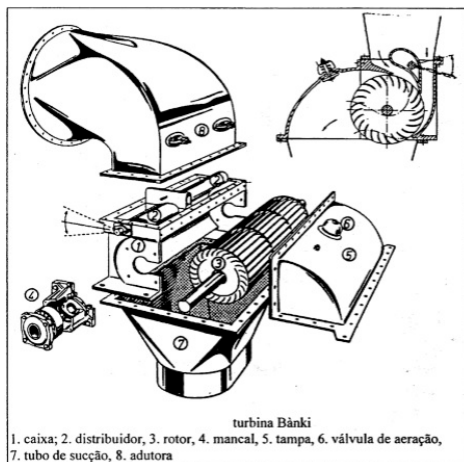


**Fonte:** WEG (2021).

Turbinas Michell-Banki (Figura 46), também chamadas turbinas Banki ou Ossberger (Figura 47), de fluxo cruzado ou fluxo transversal, são turbinas de ação. Nestas, há um dispositivo na forma de tambor para dirigir a água até o rotor. Em seguida, a água passa pelas pás do ro-

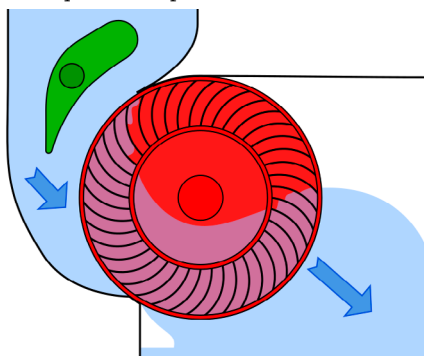
tor, atravessando o interior do rotor com considerável velocidade. Aplicadas em alturas de queda pequenas e grandes e vazões consideráveis, para pequenos aproveitamentos hidrelétricos (OSSBERGER, 2021).

**Figura 46** - Turbina Michell-Banki



**Fonte:** Fábrica do projeto (2021).

**Figura 47** - Esquema simplificado de uma turbina Ossberger

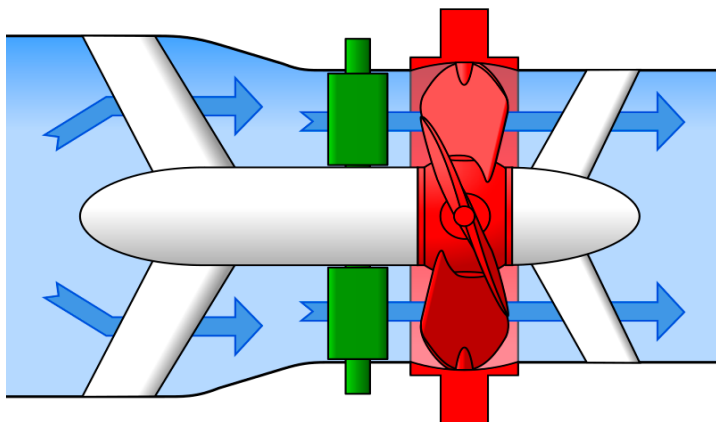


**Fonte:** Jahobr (2021d).

O nome das turbinas Straflo (Figura 48) é decorrente da contração dos termos em inglês *straight* e *flow*, ou seja, fluxo reto ou retilíneo. Conforme Macintyre (1983), elas são uma variação das turbinas bulbo, e estas podem ter pás de ângulo variável, similar às Kaplan. Utilizadas em baixas quedas, até 40 metros, apresentam menor custo de implementação, quando comparada a outras como a Francis (MACINTYRE, 1983).



**Figura 48** – Esquema simplificado de uma turbina Straflo



**Fonte:** Jahobr (2021e).

## Comparação e condições de aplicação

Com base nas informações apresentadas, no Quadro 1 é realizada uma comparação entre as características principais das turbinas convencionalmente mais aplicadas.

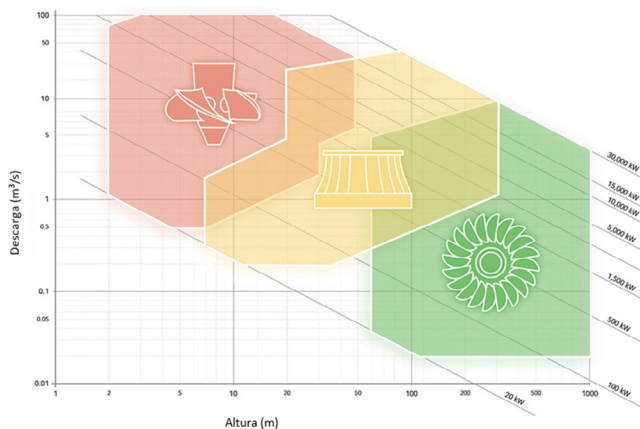
**Quadro 1** - Comparação entre turbinas Francis, Pelton e Kaplan

<b>Turbina Francis</b>	<b>Turbina Pelton</b>	<b>Turbina Kaplan</b>
Turbina de reação	Turbina de ação	Turbina de reação
Turbina radial ou diagonal	Turbina tangencial	Turbina axial
Pás do rotor fixas	Pás do rotor fixas	Pás do rotor móveis
Pás-guias ajustáveis	-	Pás-guias ajustáveis
Ampla faixa de condições; vazões maiores e alturas de queda menores	Grandes alturas de queda e pequenas vazões	Pequenas e médias quedas e grandes descargas

**Fonte:** Autoria própria, 2023.

A decisão sobre qual tipo de turbina utilizar ocorre de acordo com as condições de operação, principalmente a vazão e altura de queda. Nesse sentido, é amplamente disponível na bibliografia diagramas que indicam as condições de vazão e altura que cada turbina opera com melhor rendimento, como ilustrado na Figura 49.

**Figura 49** - Tipo de turbina por faixa de operação. Na ordem Kaplan, Francis e Pelton



**Fonte:** Bock (2018).

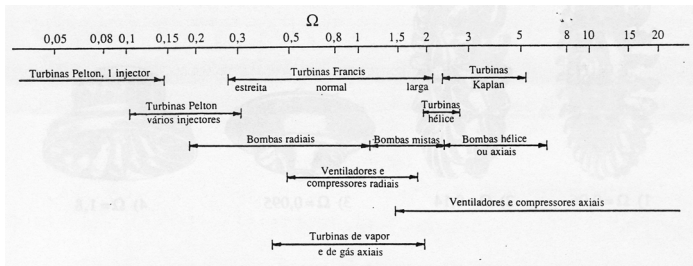
Como é possível observar na Figura 49, as turbinas Kaplan são direcionadas para maiores descargas e menores alturas de queda. As turbinas Francis atendem valores intermediários de vazão e queda. Já as turbinas Pelton são aplicadas para maiores alturas de queda e menores vazões.

Porém, para tornar mais precisa essa seleção com base nesses parâmetros de funcionamento, foi definida uma grandeza denominada velocidade específica  $\Omega$ . De acordo com Falcão (2011), consiste em uma grandeza adimensional, determinada a partir da análise da vazão, altura de queda e velocidade de rotação do rotor. A partir desse termo, é possível selecionar a turbina ou outro tipo de máquina que opera nessas condições com melhor eficiência, como ilustrado na Figura 50. A velocidade específica é calculada com a Equação 54 (FALCÃO, 2011).

$$\Omega = \frac{\omega \cdot \dot{V}^{1/2}}{(g \cdot H)^{3/4}} \tag{54}$$

Na equação,  $\omega$  é a velocidade de rotação, em rad/s,  $\dot{V}$  é a vazão volumétrica em m³/s,  $g$  aceleração da gravidade e  $H$  altura de queda, em m (unidades do Sistema Internacional).

**Figura 50** - Seleção da máquina de acordo com a velocidade específica

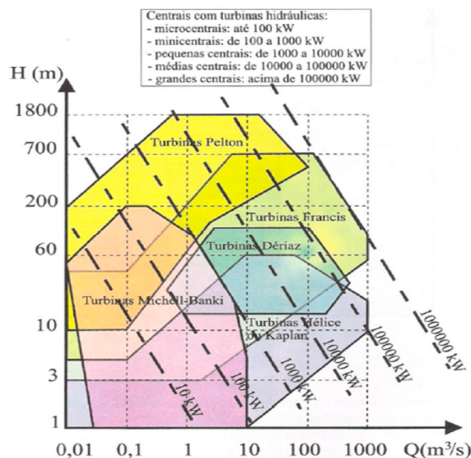


**Fonte:** Falcão (2011).

Utilizando diagramas como o da Figura 50, o valor calculado é comparado e, como pode ser observado, para menores valores de velocidade específica, são indicadas turbinas Pelton (com um ou mais jatos); para valores intermediários, Francis; e, para maiores valores, turbinas Kaplan. Com isso, a seleção do melhor equipamento se torna mais objetiva. Esse diagrama também explana as condições de aplicação dos diferentes tipos de bomba.

Como se pode observar nas regiões sobrepostas da Figura 51, considerando outros modelos de turbinas hidráulicas, além dos clássicos, em determinadas condições de operação, pode-se encontrar mais de um tipo de turbina com bom desempenho.

**Figura 51** - Campo de aplicação das turbinas hidráulicas



**Fonte:** Henn (2006).

Nesse caso, é necessário considerar outros aspectos para selecionar a turbina adequada à determinada aplicação, a saber, fatores econômicos, de segurança e facilidade de manutenção e operação (HENN, 2006). Após se definir um tipo de turbina, ainda há outras características a serem definidas que influenciarão no seu desempenho, como tamanho, geometria, componentes, materiais de construção, direção do eixo, entre outras. Assim, cada aplicação tem um projeto específico (TOLMASQUIM, 2016).

### **AGORA É A SUA VEZ**

1. Como se classificam as turbinas Francis em relação à velocidade dos seus rotores?
2. Para que serve o defletor de jato na turbina Pelton?
3. Qual a diferença principal entre a turbina Francis e a Kaplan?
4. Quais os principais parâmetros a se considerar na escolha da turbina?



# **ANÁLISES DE DESEMPENHO DE TURBINAS**

“Mais fácil me foi encontrar as leis com que se movem os corpos celestes, que estão a milhões de quilômetros, do que definir as leis do movimento da água que escoam frente aos meus olhos.”

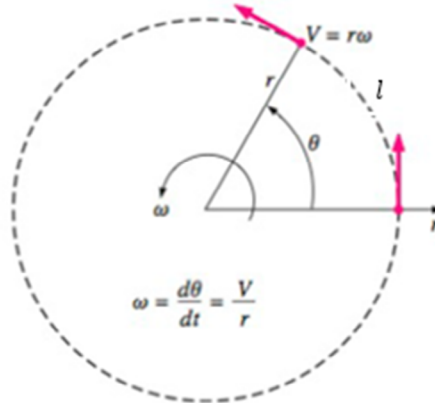
Galileu Galilei

A equação fundamental das turbinas é utilizada para estimar a quantidade de potência que pode ser obtida em uma instalação com turbina para determinadas condições estabelecidas, como altura de queda, geometria do rotor e vazão de fluido, e verificar a influência que cada parâmetro exerce no funcionamento do sistema. Sendo a turbina um dispositivo rotativo, tem como base as equações estabelecidas para rotação de um corpo rígido vistas em física básica, porém são adaptadas para a análise de volume de controle como acompanhado em mecânica dos fluidos e máquinas de fluxo. A obtenção da equação fundamental das turbinas é apresentada neste capítulo, assim como outros conhecimentos relacionados à análise de desempenho com esses dispositivos.

## Rotação de um corpo rígido

O movimento rotacional ocorre quando todos os pontos de um corpo rígido (aquele que tem forma constante) se movem em circunferências ao redor do seu centro de massa ou eixo de rotação (HALLIDAY; RESNICK, 2016). Esse movimento é descrito e medido de acordo com o ângulo varrido  $\theta$  – a partir de uma posição inicial – por um segmento de reta  $r$ , formado entre o eixo de rotação e um ponto de análise, em um determinado intervalo de tempo  $\Delta t$ , resultando em uma velocidade angular  $\omega$  e uma aceleração angular  $\alpha$  (ÇENGEL; CIMBALA, 2015), como ilustrado na Figura 52.

**Figura 52** - Relações entre distância angular, velocidade angular e linear



**Fonte:** Adaptada de Çengel e Cimbala (2015).

Um corpo com uma velocidade angular passa por uma variação da posição angular em um determinado intervalo de tempo. Caso um corpo passe por uma variação de velocidade angular em um determinado intervalo de tempo, este possui aceleração angular. Em termos instantâneos, para um instante  $t$ , a velocidade angular  $\omega$  consiste na taxa de variação no tempo da posição angular, conforme derivada da Equação 55. A aceleração angular  $\alpha$  instantânea, da mesma forma, é a derivada da velocidade angular com relação ao tempo, exposta na Equação 56(ÇENGEL; CIMBALA, 2015; HALLIDAY; RESNICK, 2016).

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} = \frac{d(l/r)}{dt} = \frac{1}{r} \frac{dl}{dt} = \frac{V}{r} \quad (55)$$

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} = \frac{1}{r} \frac{dV}{dt} = \frac{a_t}{r} \quad (56)$$

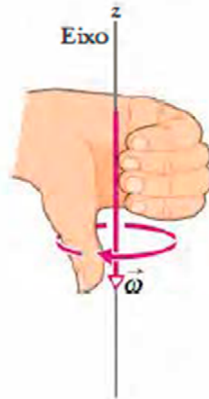
Na equação,  $l$  é a distância física percorrida por um ponto em trajetória circular, a uma distância normal  $r$  do eixo de rotação (ou seja, o comprimento do arco), dado por  $l = r\theta$ ;  $r$  é o raio da circunferência apresentada pelo ponto em relação ao eixo de rotação;  $V$  é a velocidade linear, e  $a_t$  a aceleração linear na direção tangencial deste ponto de análise. O ângulo  $\theta$  é medido em radianos (rad), sen-

do sem dimensão, e, dessa forma, é medida em rad/s e  $\alpha$  em rad/s<sup>2</sup>, conforme SI (ÇENGEL;CIMBALA,2015). As equações acima mencionadas apresentam também as relações entre variáveis angulares e lineares. A componente da aceleração linear na direção tangencial  $a_t$  é a única envolvida, por ser responsável pela variação do valor da velocidade linear, não sendo importante, nesse ponto, mencionar a componente radial que é responsável pela variação de direção da velocidade linear(HALLIDAY; RESNICK, 2016).

De acordo com Halliday e Resnick (2016), a rotação pode ocorrer no sentido horário ou anti-horário com relação ao eixo. A representação da velocidade angular e da aceleração angular pode ser feita na forma vetorial. Na análise linear, o corpo se movimenta na direção do vetor. O mesmo não ocorre com a análise angular, em que o vetor aponta ao longo do eixo de rotação, e o movimento rotacional ocorre em torno da direção desse vetor. Isso pode ser observado utilizando a regra da mão direita (HALLIDAY; RESNICK, 2016). Considere, por exemplo, o rotor de uma turbina que gira no sentido horário com uma velocidade angular constante. Utilizando a regra da mão direita, os dedos seguem o sentido de rotação e o polegar mostra o sentido do vetor velocidade angular  $\vec{\omega}$ , que coincide com a direção do eixo de rotação, para baixo. Esse modelo está esquematizado na Figura 53. Da mesma forma, a aceleração angular também pode ser representada na forma vetorial como  $\vec{\alpha}$ .



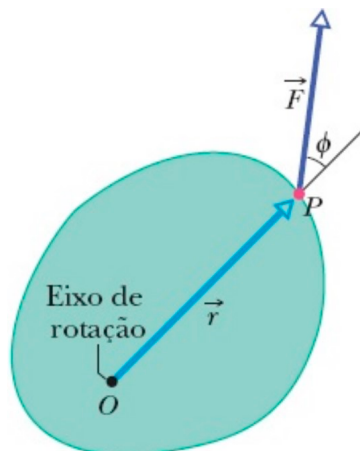
**Figura 53** - Sentido do vetor velocidade angular como para baixo pela regra da mão direita



Fonte: Halliday e Resnick (2016).

Conforme Çengel e Cimbala (2015), a intensidade do efeito de rotação, chamada torque ou momento de uma força ( $\vec{M}$ ), é causada por uma força  $\vec{F}$  aplicada a uma distância  $r$  entre o ponto de aplicação dessa força e o eixo de rotação. Essa distância é definida como vetor posição  $\vec{r}$  e também é chamada braço do momento ou de alavanca. O vetor força e o vetor posição formam um ângulo  $\phi$  entre si (ÇENGEL; CIMBALA, 2015), como ilustrado na Figura 54.

**Figura 54** - Momento de uma força



Fonte: Halliday e Resnick (2016).

A força  $\vec{F}$  pode ser decomposta em termo de suas componentes radial,  $F_r$ , e tangencial,  $F_t$ . Porém, a componente radial atua ao longo de uma direção que passa pelo eixo de rotação, pois possui a mesma direção de  $\vec{r}$ . Dessa forma, não contribui para o efeito de rotação. Já a componente  $F_t$  atua perpendicular à direção de  $\vec{r}$ , sendo responsável pelo efeito de rotação, tendo seu módulo definido pela Equação 57 (HALLIDAY; RESNICK, 2016).

$$F_t = F \sin \phi \quad (57)$$

O módulo do torque, portanto, vai depender do módulo de  $F_t$  e da distância  $r$  entre o ponto de aplicação da força e do eixo de rotação, de acordo com a Equação 58. No SI, o torque é medido em newton-metro (Nm).

$$M = rF_t = rF \sin \phi \quad (58)$$

A Segunda Lei de Newton aplicada a uma partícula de massa limitada ao movimento rotacional em torno de um eixo de rotação afirma que a aplicação de uma força tangencial (única componente da força que pode acelerar essa partícula nessa condição) provoca a aceleração dessa ao longo da direção tangencial (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Combinando a informação contida na Equação 58 com a Segunda Lei de Newton e com a relação linear-angular, presente na Equação 56, obtém-se a expressão do módulo do torque sobre um ponto de massa  $m$  em função da aceleração angular, conforme Equação 59.

$$M = rF_t = rma_t = mr^2\alpha \quad (59)$$

Conforme observado na equação, o torque produz uma aceleração angular em torno do eixo de rotação.

O torque total sobre um corpo rígido é calculado através da integração dos torques que agem em todos os pontos do corpo, em cada elemento infinitesimal de massa  $dm$ , dado pela Equação 60 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$M = \int_{\text{massa}} r^2 \alpha dm = \left[ \int_{\text{massa}} r^2 dm \right] \alpha = I \alpha \quad (60)$$

Na equação,  $I$  mede a inércia do corpo contra a rotação, chamado momento de inércia, que é influenciado diretamente pela distribuição de massa dentro do corpo com relação ao eixo de rotação. Se a massa do corpo se apresenta mais concentrada próximo ao eixo, ocorre menor resistência à aceleração angular. O inverso ocorre quando a massa está mais concentrada nas extremidades. A Equação 60 pode ser expressa na forma vetorial como a Equação 61 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\vec{M} = I \vec{\alpha} \quad (61)$$

A partir da Segunda Lei de Newton, sabe-se que a aceleração  $\vec{a}$  de um corpo de massa  $m$  é proporcional a uma força  $\vec{F}$  que atua sobre esse corpo e inversamente proporcional à sua massa. Sabe-se, ainda, que a aceleração é igual à derivada da velocidade  $\vec{v}$  com relação ao tempo  $t$ , como expresso na Equação 62 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\vec{F} = m \vec{a} = \frac{m d\vec{v}}{dt} = \frac{d(m\vec{v})}{dt} \quad (62)$$

O produto da massa do corpo com sua velocidade ( $m\vec{v}$ ) é chamado de momento linear, que é uma grandeza vetorial com a mesma orientação do vetor velocidade. Essa equação permite avaliar a força associada a uma quantidade de movimento linear apresentada por um corpo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). A representação da equação de Newton em função do momento linear, como expressa na Equação 62, é mais aplicável para a análise de variações das velocidades de correntes de fluidos e a força resultante decorrente desta variação.

A mesma avaliação pode ser feita para movimentos de rotação, porém relacionando o torque  $\vec{M}$ , expresso como produto da força  $\vec{F}$  pela distância  $\vec{r}$ , e o momento angular  $\vec{H}$  de um corpo de massa  $m$

a uma distância  $\vec{r}$ , ambos com relação ao eixo de rotação, através da combinação com a Equação 62, resultando na Equação 63 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\vec{M} = \vec{r} \frac{d(m\vec{V})}{dt} = \frac{d(\vec{r}m\vec{V})}{dt} = \frac{d\vec{H}}{dt} \quad (63)$$

A Equação 63 é chamada princípio da quantidade do movimento angular ou do momento da quantidade de movimento, e estabelece a relação entre o momento angular e os efeitos rotacionais decorrentes desse momento. Afirma que a soma de torques aplicada a uma partícula é igual à taxa do momento angular da partícula (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Dessa forma, é muito útil na análise de turbomáquinas.

O momento angular de uma partícula é, assim, expresso de acordo com a Equação 64, combinando com a relação linear-angular presente na Equação 55. A unidade de medida do momento angular no SI é quilograma-metro ao quadrado por segundo ( $\text{kg m}^2/\text{s}$ ), equivalente a joule-segundo (J s) (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$H = rmV = r^2m\omega \quad (64)$$

O momento angular de todo um corpo rígido é definido integrando o momento angular de toda a massa infinitesimal do corpo, conforme Equação 65 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$H = \int_{\text{massa}} r^2\omega dm = \left[ \int_{\text{massa}} r^2 dm \right] \omega = I\omega \quad (65)$$

Na equação,  $I$  é o momento de inércia do corpo com relação ao eixo de rotação e  $\omega$  a velocidade angular do corpo. A expressão obtida na Equação 65 do momento angular pode ser expressa na forma vetorial, como exposto na Equação 66 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

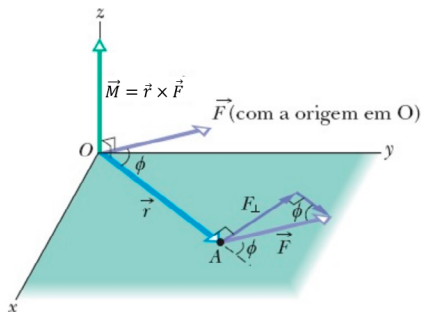
$$\vec{H} = I\vec{\omega} \quad (66)$$

## Equação do momento angular para um volume de controle

Como visto anteriormente, a aplicação da força  $\vec{F}$  em um corpo rígido a uma distância  $\vec{r}$  de um eixo de rotação promove um torque, provocando um movimento no sentido horário ou anti-horário dentro de uma trajetória circular. Ampliando a análise para uma partícula que se move em uma direção qualquer, em relação a um ponto fixo O, o torque é expresso na forma de vetor como  $\vec{M}$ , podendo apresentar qualquer direção (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O torque pode ser obtido pelo produto vetorial de  $\vec{r}$  (distância entre a origem O e qualquer ponto na reta de ação da força  $\vec{F}$ ) e  $\vec{F}$ , exposto na Equação 67 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Um desenho esquemático com esses vetores é apresentado na Figura 55.

$$\vec{M} = \vec{r} \times \vec{F} \quad (67)$$

**Figura 55** - Definição de torque com relação a um ponto fixo O



**Fonte:** Adaptada de Halliday e Resnick (2016).

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), a orientação de  $\vec{M}$  pode ser determinada utilizando a regra da mão direita, em que se envolve com os dedos o vetor  $\vec{r}$  e os dedos apontam para  $\vec{F}$ ; então, o vetor torque  $\vec{M}$  terá a orientação do polegar direito esticado. O módulo do torque é dado pela Equação 68 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$M = rF\text{sen}\phi \quad (68)$$

Na equação,  $\phi$  é o ângulo formado entre as linhas de ação de  $\vec{r}$  e  $\vec{F}$ .

Para uma partícula de massa  $m$  e momento linear  $m\vec{V}$ , conforme Çengel e Cimbala (2015), o momento angular dessa partícula com relação à origem O é uma grandeza vetorial definida como a Equação 69. A orientação do vetor momento angular também pode ser definida com a regra da mão direita (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\vec{H} = \vec{r} \times m\vec{V} \quad (69)$$

O momento angular de um sistema é definido pela Equação 70 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\vec{H} = \int_{\text{massa}} (\vec{r} \times \vec{V}) dm = \int_{\text{volume}} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV \quad (70)$$

A taxa de variação do momento angular é expressa na Equação 71.

$$\frac{d\vec{H}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{\text{sistema}} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV \quad (71)$$

Combinando as Equações 61 e 66 ou, pela definição, derivando a Equação 69 com relação ao tempo t, o princípio da quantidade de movimento angular para um sistema é estabelecido, o qual afirma que a soma de todos os torques atuando sobre o sistema é igual à taxa de variação com o tempo da quantidade de movimento angular, como estabelecido novamente na Equação 72 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). O fato é que sempre que um momento externo atuar em relação ao centro de massa do corpo, vai ocorrer um movimento de rotação.

$$\sum \vec{M} = \frac{d\vec{H}}{dt} \quad (72)$$

No somatório de torques aplicados, constarão aqueles devido às forças de superfície (que agem sobre a superfície do corpo), de campo (que agem sobre todo o volume do corpo) e devido aos eixos ( $\vec{T}_{eixo}$ ) que cruzam a fronteira do sistema, conforme Equação 73 (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\sum \vec{M} = \vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{sis} (\vec{r} \times \vec{g}) dm + \vec{T}_{eixo} \quad (73)$$

Na equação,  $\vec{F}_s$  é a força de superfície exercida sobre o sistema,  $\vec{g}$  a aceleração da gravidade, o primeiro termo após a igualdade é o torque devido às forças de superfície, e o segundo termo, o torque devido às forças de campo.

A Equação 72 é direcionada para corpos com massa fixa, portanto, não pode ser aplicada, na forma como está, para a análise de escoamento de fluidos e seus dispositivos. Para tornar possível essa análise, essa equação é adaptada para considerar outros aspectos inerentes à análise de volume de controle e escoamento de fluidos. Isso permitirá a determinação dos efeitos rotacionais produzidos pelo escoamento do fluido, úteis para análises de turbinas.

Assim, o teorema de Transporte de Reynolds, apresentado no capítulo 2, é utilizado para mudar a análise de sistema para volume de controle, adaptando as leis da física de mecânica dos sólidos, inclusive a da quantidade de movimento angular apresentada, para mecânica dos fluidos. Utilizando a Equação 6 e considerando a equação da quantidade de movimento angular, definindo  $\vec{H}$  como a propriedade extensiva e  $\vec{r} \times \vec{V}$  sua propriedade intensiva correspondente, obtém-se a Equação 74 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\frac{d\vec{H}_{sis}}{dt} = \frac{d}{dt} \int_{VC} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V}_r \cdot \vec{n}) dA \quad (74)$$

Combinando a Equação 74 com a Equação 73, obtém-se a Equação 75, que consiste na equação do princípio da quantidade de movimento angular para um volume de controle inercial (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\vec{r} \times \vec{F}_s + \int_{sis} (\vec{r} \times \vec{g}) \rho dV + \vec{T}_{eixo} = \frac{d}{dt} \int_{VC} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho dV + \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{V}) \rho (\vec{V} \cdot \vec{n}) dA \quad (75)$$

De acordo com Çengel e Cimbala (2015), no lado esquerdo da equação está o somatório de todos os torques externos que atuam no volume de controle. O primeiro termo do lado direito é a taxa de variação no tempo da quantidade de movimento angular dentro do volume de controle. O segundo termo após a igualdade é a taxa líquida da quantidade de movimento angular que atravessa a superfície de controle com o escoamento de massa (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014). O produto  $\rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA$  é a vazão em massa através de  $dA$ . Assim, a Equação 75 afirma que o momento das forças superficiais e de campo, e o torque de eixo aplicado provocam uma variação na quantidade de movimento angular do escoamento.

## Equação de EULER para turbinas

Aplicando a Equação 75 na análise de turbinas, o torque de eixo é produzido devido a uma variação da quantidade de movimento angular do fluido. Para Çengel e Cimbala (2015), nesse caso, os torques decorrentes das forças superficiais podem ser desprezados, devido a sua proporção em face do torque de eixo, este geralmente muito maior, e a força de campo gravitacional pode ser desprezada por simetria. A partir da Equação 75, com as considerações acima, para um volume de controle fixo - definido como o volume varrido pelo deslocamento de uma pá do rotor gerado por uma revolução completa - e a análise em regime permanente, obtém-se a Equação 76 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\vec{T}_{eixo} = \int_{SC} (\vec{r} \times \vec{V})\rho(\vec{V} \cdot \vec{n})dA \quad (76)$$

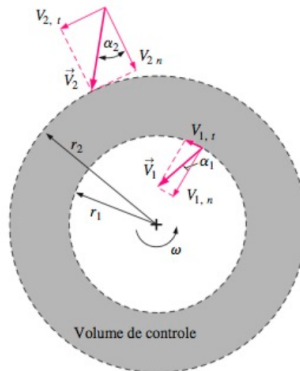
Considerando que as entradas e saídas do volume de controle são unidimensionais, assim as propriedades são uniformes nesses locais, pode-se substituir a integral da superfície de controle pelo somatório do produto das propriedades médias envolvidas e utilizando o conceito de vazão em massa (Equação 14), resulta na Equação 77.



$$\vec{T}_{eixo} = \sum_s (\vec{r} \times \vec{V})\dot{m} - \sum_e (\vec{r} \times \vec{V})\dot{m} \quad (77)$$

Na análise de dispositivos de escoamento rotativos (tanto os axiais quanto os radiais), a forma escalar é usualmente aplicada, considerando apenas a componente ao longo do eixo de rotação (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Em regra, a velocidade média possui uma componente normal e uma tangencial na entrada e saída do rotor. Porém, as componentes normais passam pelo centro do eixo, não contribuindo para o torque com relação ao eixo de rotação. Dessa forma, a equação do momento angular leva em conta apenas a componente tangencial (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Como exemplo, o volume de controle é descrito na Figura 56 para uma turbina Francis, juntamente com os vetores velocidade na entrada e na saída e seus componentes.

**Figura 56** - Volume de controle e velocidades de entrada e saída para uma turbina radial



**Fonte:** Çengel e Cimbala (2015).

Nesse momento, a análise é aplicada a uma turbina radial. Estabelecendo o sistema fixo de coordenadas, de forma que o eixo z está alinhado com o eixo da máquina, o fluido entra no rotor na localização  $r_2$  com velocidade absoluta uniforme  $V_2$  e sai na localização  $r_1$  com velocidade absoluta uniforme  $V_1$ . Considerando apenas a componente tangencial e aplicando à Equação 77, resulta na Equação 78 e na 79, esta última na forma escalar (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$T_{eixo}\hat{k} = (r_1V_{t1} - r_2V_{t2})\dot{m}\hat{k} \quad (78)$$

$$T_{eixo} = (r_1V_{t1} - r_2V_{t2})\dot{m} \quad (79)$$

Para uma turbina idealizada, as velocidades tangenciais na entrada e saída coincidem com as velocidades tangenciais da pá (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A Equação 79 é chamada Equação de Euler ou equação fundamental das máquinas de fluxo motoras (podendo também ser aplicada às geradoras). Tem esse nome devido a Leonhard Euler (1707-1800), um cientista suíço que a estabeleceu no século XVIII. Percebe-se que, teoricamente, o torque gerado é decorrente apenas das condições de entrada e saída do rotor, não dependendo do que ocorre entre esses locais. Apesar de ter sido exemplificado para turbinas radiais, a equação é aplicável também para as diagonais e axiais.

Com essa equação, é possível estimar a potência de eixo produzida devido a um escoamento de fluido, uma vez que a potência é igual ao produto do torque com a velocidade angular, conforme Equação 80 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2014).

$$\dot{W}_{eixo} = \omega T_{eixo} = \omega(r_1V_{t1} - r_2V_{t2})\dot{m} \quad (80)$$

## Diagrama de velocidades

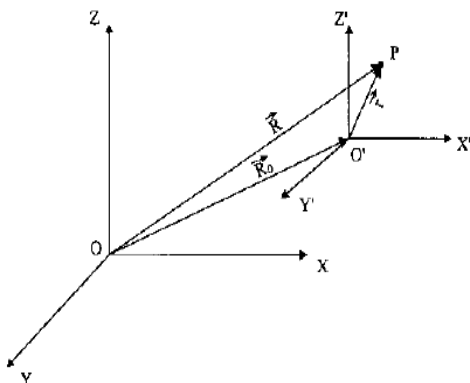
Como visto no tópico anterior, as velocidades angular e absoluta de escoamento estão diretamente relacionadas à energia mecânica que se pode obter com uma turbina. Aspectos construtivos da turbina, principalmente no que se refere ao rotor e suas pás, influenciam diretamente nessas velocidades. Para realizar essa análise, é utilizado o triângulo de velocidades ou diagrama de velocidades.

O diagrama de velocidades consiste em uma projeção dos vetores velocidade envolvidos na interação entre o fluido e o rotor na sua entrada e saída, além dos ângulos formados entre esses vetores (MA-

CINTYRE, 1983). Apesar de simplificar o fenômeno, é útil porque, através de sua apreciação, pode-se verificar, entre outros aspectos, qual é o melhor ângulo das pás que promova uma maior obtenção de energia e menores perdas.

De acordo com Henn (2006), para obter a expressão que descreve o triângulo de velocidades, considere inicialmente uma partícula fluida P em movimento com relação a um sistema de coordenadas também em movimento ( $O', X', Y', Z'$ ), que se desloca de forma translacional e rotacional com relação a um outro sistema de coordenadas fixo ( $O, X, Y, Z$ ). O primeiro sistema de coordenadas é chamado relativo, e o segundo, absoluto (HENN, 2006), ilustrados na Figura 57.

**Figura 57** - Sistema de coordenadas absoluto e relativo



**Fonte:** Henn (2006).

Para obter o vetor posição  $\vec{R}$  da partícula de fluido P com relação ao centro O do sistema de coordenadas absoluto, a Equação 81 é utilizada (HENN, 2006).

$$\vec{R} = \vec{R}_o + \vec{r} \quad (81)$$

Na equação,  $\vec{R}_o$  é o vetor posição do centro  $O'$  do sistema de coordenadas relativo com relação ao centro O do absoluto, e  $\vec{r}$  é o vetor posição da partícula fluida com relação ao centro  $O'$  do sistema relativo (HENN, 2006).

Para se obter a velocidade absoluta  $V$ , calcula-se a derivada da Equação 81 com relação ao tempo, conforme Equação 82 (HENN, 2006).

$$\vec{V} = \frac{d\vec{R}_o}{dt} + \frac{d\vec{r}}{dt} \quad (82)$$

Na equação, o primeiro termo à direita da igualdade é  $V_o$

Pode-se expressar o vetor posição  $\vec{r}$  em termos de suas componentes no sistema relativo ( $x'$ ,  $y'$  e  $z'$ ) e considerando os vetores unitários  $\vec{i}', \vec{j}', \vec{k}'$  do sistema de coordenadas  $O', X', Y', Z'$  de acordo com a Equação 83. Sua derivada no tempo é expressa na Equação 84, pois tanto os vetores unitários quanto os componentes do vetor posição variam com o tempo (HENN, 2006).

$$\vec{r} = x'\vec{i}' + y'\vec{j}' + z'\vec{k}' \quad (83)$$

$$\frac{d\vec{r}}{dt} = \vec{i}' \frac{dx'}{dt} + \vec{j}' \frac{dy'}{dt} + \vec{k}' \frac{dz'}{dt} + x' \frac{d\vec{i}'}{dt} + y' \frac{d\vec{j}'}{dt} + z' \frac{d\vec{k}'}{dt} \quad (84)$$

A derivada de um vetor fixado a um corpo que gira com relação ao tempo é igual ao produto vetorial da velocidade angular  $\vec{\omega}$  com que o corpo gira e o vetor considerado, conforme Equações 85, 86 e 87 (HENN, 2006).

$$\frac{d\vec{i}'}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{i}' \quad (85)$$

$$\frac{d\vec{j}'}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{j}' \quad (86)$$

$$\frac{d\vec{k}'}{dt} = \vec{\omega} \times \vec{k}' \quad (87)$$

A velocidade relativa  $W$  da partícula de fluido é dada pela Equação 88.

$$W = \vec{i}' \frac{dx'}{dt} + \vec{j}' \frac{dy'}{dt} + \vec{k}' \frac{dz'}{dt} \quad (88)$$

Assim, substituindo as Equações 85, 86,87 e 88 na Equação 82, obtém-se a Equação 89.

$$\vec{V} = V_o + \vec{W} + \vec{\omega} \times \vec{r} \quad (89)$$

No geral, para turbinas,  $V_o$  é igual a zero. O produto  $\vec{\omega} \times \vec{r}$  dá origem a um vetor perpendicular ao plano que contém estes, e consiste na velocidade de transporte  $\vec{U}$ , dependendo assim da geometria e velocidade de rotação do rotor. Esse vetor é tangencial ao rotor na entrada e saída. Assim, a Equação 90 representa a análise do diagrama de velocidades (HENN, 2006).

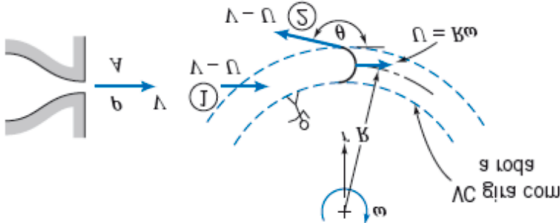
$$\vec{V} = \vec{W} + \vec{U} \quad (90)$$

Na equação,  $\vec{V}$  é a velocidade absoluta (velocidade de escoamento com relação a um observador fixo);  $\vec{W}$  é a velocidade relativa (velocidade da partícula de fluido com relação às pás que giram, e representa um perfil da pá, sendo assim tangente à pá); e  $\vec{U}$  a velocidade circunferencial, periférica ou de transporte (tangente a circunferência concêntrica ao eixo e que passa no ponto do rotor em análise). Assim, o vetor velocidade absoluta  $V$  do fluido é igual à soma vetorial da velocidade de transporte  $U$  com a velocidade relativa  $W$  (MACINTYRE, 2008; HENN, 2006).

Em uma análise ideal, considera-se que há um número infinito de pás. Para isso ser verdadeiro, as pás têm espessura infinitesimal assim como os canais formados por elas. Com isso, o escoamento é considerado unidimensional e tangente ao perfil das pás em todos os pontos. Dessa forma, para que as pás sejam construídas de modo a não promover choque do fluido ou sua mudança brusca de direção quando em contato com a pá, o que causaria perdas de energia, a Equação 90 deve ser atendida, possuindo a pá uma direção tangente ao vetor velocidade relativa  $W$  em todos os pontos. Essa velocidade geralmente muda de valor à medida que passa pelo perfil da pá, desde a entrada até a saída, devido aos efeitos do atrito (MACINTYRE, 2008).

De acordo com Macintyre (2008), a velocidade absoluta caracteriza a trajetória absoluta e é tangente a esta. A trajetória absoluta é o movimento resultante de uma partícula de fluido devido à atuação conjunta da pá e do movimento de rotação. A Figura 58 ilustra em uma turbina Pelton a velocidade relativa  $w = v - u$  associada à trajetória relativa de uma partícula para um observador que se movimenta com o rotor. Essa velocidade é tangente à pá na entrada e saída. Já a velocidade absoluta  $V$ , representada na mesma figura, é associada à trajetória absoluta que é a executada pela mesma partícula para um observador fixo à parte estática da turbina (MACINTYRE, 2008).

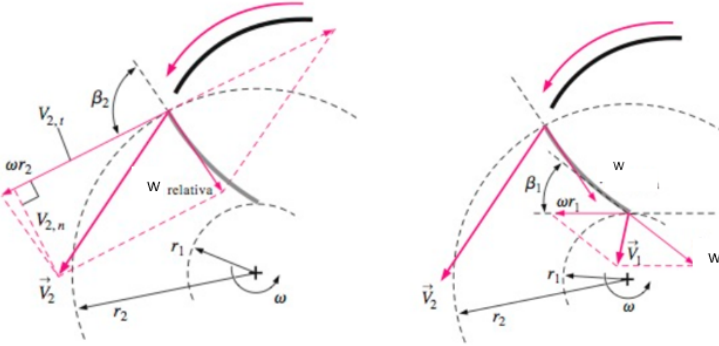
**Figura 58** - Velocidade absoluta, relativa e de transporte em uma turbina Pelton



**Fonte:** Fox, Mcdonald e Pritchard (2014).

O escoamento do fluido em um rotor de turbina Francis está apresentado na Figura 59, destacando os vetores velocidade das partículas de fluido mencionados na entrada e saída, onde o índice 2 se refere à entrada e o 1 à saída da água no rotor.

**Figura 59** - Vetores velocidade na entrada e saída de uma turbina Francis

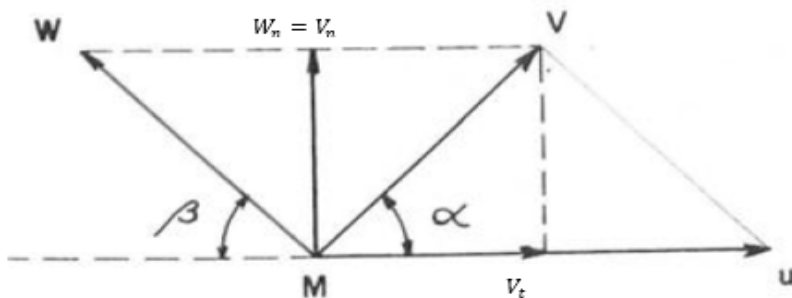


**Fonte:** Çengel e Cimbala (2015).

Além das velocidades, há também no diagrama dois ângulos de importância: o ângulo  $\alpha$ , formado entre o vetor velocidade absoluta  $V$  com a direção tangencial coincidente com a direção do vetor  $U$ ; e o ângulo  $\beta$ , formado entre o vetor velocidade relativa  $W$  e o prolongamento do vetor  $U$  no sentido contrário, sendo esse chamado ângulo de inclinação ou incidência das pás, pois caracteriza a forma das pás da turbina (MACINTYRE, 2008). Para o ângulo  $\alpha$  do vetor velocidade absoluta  $V$ , neste livro, foi colocado o símbolo em negrito para diferenciá-lo do símbolo indicador da velocidade angular  $\alpha$  citada nos tópicos anteriores.

As velocidades absoluta e relativa podem ser decompostas em termos de suas componentes normais ( $V_n$  e  $W_n$ ) e tangenciais ( $V_t$  e  $W_t$ ). O plano normal é aquele normal à área de escoamento. Na Figura 60, está representado um diagrama de velocidade genérico. Dessa forma, o triângulo de velocidades é uma forma gráfica de determinar a velocidade absoluta ou outra informação que se queira na entrada e na saída do rotor, tendo algumas informações prévias sobre as características construtivas e de funcionamento da turbina. Como demonstrado na figura, a componente normal da velocidade absoluta e a relativa são iguais na entrada e na saída.

**Figura 60** - Diagrama de velocidades



**Fonte:** Macintyre (1983).

Como visto anteriormente, a componente tangencial da velocidade absoluta  $V_t$  está diretamente ligada com a energia que a água transfere ao rotor. Já a componente normal  $V_n$  está relacionada com

a vazão da máquina  $\dot{V}$  (MACINTYRE, 2008), pois é aquela perpendicular à área  $A$  de passagem do fluido, como exposto na Equação 91, conforme equação da continuidade.

$$\dot{V} = AV_n \quad (91)$$

Todas as equações apresentadas até o momento são aplicáveis a qualquer tipo de turbina, seja radial, axial ou mista. Porém, a área de passagem  $A$  utilizada no cálculo da vazão vai mudar de acordo com o tipo de turbina, uma vez que depende de como o escoamento ocorre no rotor.

Substituindo os vetores definidos nesse tópico na Equação 80 e, sabendo que o dispositivo estudado é uma turbina (produz energia), os termos da Equação 80 são invertidos para trabalhar com um valor positivo de potência, obtendo-se a Equação 92. Lembrando que o índice 2 indica entrada da água no rotor e o 1, a saída.

$$\dot{W}_{eixo} = (U_2V_{t2} - U_1V_{t1})\dot{m} \quad (92)$$

Dividindo a Equação 92 pelo fluxo de massa  $\dot{m}$  e pela aceleração da gravidade  $g$ , obtém-se a Equação de Euler na forma de carga teórica retirada do escoamento  $H$ , medida em metro no SI, conforme Equação 93 (MACINTYRE, 2008).

$$H = \frac{(U_2V_{t2} - U_1V_{t1})}{g} \quad (93)$$

A Equação de Euler também pode ser obtida diretamente pela análise do balanço de energia ou de energia mecânica, obtendo a mesma Equação 93.

Conforme é possível observar nas Equações 92 e 93, a potência de eixo e a carga obtida pela turbina poderão ser calculadas e dependerão apenas das componentes tangenciais da velocidade absoluta, da velocidade angular e das distâncias  $r$  de entrada e saída do escoamento no rotor.



De acordo com Macintyre (1983), através da análise e experiência ao longo dos anos, constatou-se que o ângulo  $\beta_2$  em torno de  $90^\circ$  proporciona um melhor rendimento da turbina, sendo as turbinas com essa característica chamadas normais. Para maiores quedas  $\beta_2 \geq 90^\circ$ , e menores ângulos, para menores quedas. Já o ângulo  $\alpha_2$  deve ficar entre  $15^\circ$  e  $65^\circ$  (MACINTYRE, 1983).

Além disso, ao procurar diminuir as perdas por atrito na saída do rotor no tubo de sucção, evita-se a componente de giro estabelecendo o ângulo  $\alpha_1 = 90^\circ$ . Assim, a velocidade absoluta na saída não possui componente tangencial, o que diminui as perdas hidráulicas e a ocorrência de cavitação, resultando na Equação 94 para o cálculo de carga (MACINTYRE, 1983).

$$H = \frac{(U_2 V_{t2})}{g} \quad (94)$$

A análise estabelecida nesse tópico refere-se às condições ideais de funcionamento: regime permanente; escoamento unidimensional; e número infinito de pás, representando então a energia máxima que pode ser extraída pelo rotor ou limite de desempenho da turbina. Para uma análise mais próxima da realidade, condições adversas devem ser consideradas, como a presença de um número finito de pás, o que resulta no guiamento imperfeito do fluido, à medida que passa pelo perfil da pá do rotor, gerando desvios entre o ângulo da pá e do escoamento (MACINTYRE, 2008).

## **Análises com modelo em escala reduzida**

As turbinas hidráulicas aplicadas em aproveitamentos hidrelétricos, na maioria das vezes, são de grande porte, com grandes dimensões, alto custo e operando com altos valores de parâmetros de funcionamento. Isso torna necessário que projeto, seleção, testes e análises sejam realizados com atenção antes da implementação do dispositivo na aplicação, para evitar erros e custos indesejáveis.

O estudo do escoamento dos fluidos e de equipamentos relacionados é embasado nas leis de conservação de massa, de momento e de energia, que foram apresentadas anteriormente. Quando se trata de desenvolvimento e análise de projetos nessa área, duas abordagens são utilizadas: a experimentação, através da construção e teste físico de modelos, utilizando túneis de vento, por exemplo; ou através da resolução das equações diferenciais parciais de forma analítica ou computacional. Percebe-se que ambas as abordagens têm limitações e, na prática, são aplicadas em conjunto, com uma complementando e validando a outra (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Nesse sentido, a experimentação é muito utilizada para obter informações confiáveis, uma vez que, na forma analítica e computacional de solução, muitas vezes são feitas simplificações para diminuir a complexidade e tornar possível a análise, distanciando o resultado obtido daqueles compatíveis com a realidade. Além disso, alguns problemas reais não são possíveis de ser analisados por meio analítico e alguns parâmetros necessários para análise computacional são obtidos por experimentos.

Dessa forma, é utilizado o estudo da análise dimensional e semelhança para tornar possível realizar ensaios com modelos em escala reduzida e, com isso, obter resultados que refletem de forma aceitável o comportamento do protótipo real. A análise dimensional permite gerar parâmetros adimensionais que podem ser utilizados em experimentos e obter as leis de escala para garantir a correspondência entre modelo e protótipo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

Para que se tenha essa correspondência entre modelo e protótipo, eles têm que apresentar similaridade completa entre si. De acordo com Çengel e Cimbala (2015), essa similaridade envolve três condições: a similaridade geométrica, ou seja, eles têm que ter a mesma forma geométrica, variando apenas o fator de escala; similaridade cinemática, em que as velocidades de escoamento nos pontos correspondentes devem ser proporcionais e com mesma direção no modelo e protótipo, variando apenas o fator de escala; e similaridade dinâmica, em que as forças de escoamento devem ser proporcionais no

modelo e protótipo, variando apenas o fator de escala (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FALCÃO, 2004).

Para o desenvolvimento das relações empregadas na análise dessa similaridade, é utilizado o Teorema Pi de Buckingham que apresenta um procedimento capaz de gerar parâmetros adimensionais também chamados  $\Pi$ 's. Assim, esse teorema, em síntese, afirma que, para qualquer fenômeno analisado, que é função de  $n$  parâmetros dimensionais, existe uma outra função, em termos de  $\Pi$ 's, que é rigorosamente equivalente à anterior para o fenômeno estudado (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Esses  $\Pi$ 's são números adimensionais formados através da combinação dos parâmetros dimensionais que influenciam no fenômeno. A definição do Teorema Pi de Buckingham e detalhes do procedimento pode ser encontrado em Çengel e Cimbala (2015).

Neste livro, o interesse é aplicar o teorema para o estudo de similaridade entre turbinas e modelos em escala reduzida. Com o teorema são gerados vários parâmetros adimensionais que são úteis para esse tipo de análise, como os apresentados nas equações abaixo. A equação 95 é o coeficiente de vazão  $C_{\dot{V}}$ , em que  $\omega$  é velocidade angular e  $D$  o diâmetro externo do rotor (FALCÃO, 2004).

$$C_{\dot{V}} = \frac{\dot{V}}{\omega \cdot D^3} \quad (95)$$

A Equação 96 apresenta o coeficiente de altura de queda  $C_H$ , em que  $H$  é a altura de queda hidráulica (FALCÃO, 2004).

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 \cdot D^2} \quad (96)$$

Já na Equação 97 tem-se o coeficiente de potência  $C_{\dot{W}}$ , em que  $\rho$  é a densidade do fluido na temperatura do escoamento (FALCÃO, 2004).

$$C_{\dot{W}} = \frac{\dot{W}}{\rho \cdot \omega^3 \cdot D^5} \quad (97)$$

Outro coeficiente adimensional de interesse é a velocidade específica  $\Omega$ , conforme Equação 54 apresentada anteriormente. Por fim, o diâmetro específico  $\Delta$ , conforme Equação 98 (FALCÃO, 2004).

$$\Delta = \frac{D(gH)^{1/4}}{\dot{V}^{1/2}} \quad (98)$$

As Equações, desde a 95 até a 98 além da 54, são  $\Pi$ 's e, para ter similaridade, o  $\Pi$  do protótipo (*prot*) deve ser igual ao  $\Pi$  do modelo (*mod*), conforme Equação 99 e, exemplificando para o coeficiente de vazão, Equação 100. Ou seja, os parâmetros presentes na equação podem variar de modelo para protótipo, mas o cálculo do  $\Pi$  deve resultar no mesmo valor nos dois para ter similaridade dinâmica (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

$$\Pi_{prot} = \Pi_{mod} \quad (99)$$

$$\left(\frac{\dot{V}}{\omega \cdot D^3}\right)_{prot} = \left(\frac{\dot{V}}{\omega \cdot D^3}\right)_{mod} \quad (100)$$

Alguns outros parâmetros adimensionais recebem o nome do teórico que estudou o fenômeno relacionado, como o já mencionado número de Reynolds (Equação 5). Além disso, sempre se trata de relações entre quantidades físicas de mesma natureza, como exemplo, o Reynolds, que é a razão entre as forças de inércia e forças viscosas, e o coeficiente de vazão é a razão entre a velocidade de escoamento (proporcional a  $\dot{V}/D^2$ ) e a velocidade periférica do rotor (proporcional a  $\omega D$ ) (FALCÃO, 2004).

Essa igualdade observada na Equação 99 se aplica também a uma família de turbinas. Ou seja, turbinas com parâmetros adimensionais de igual valor são dinamicamente semelhantes e fazem parte de uma mesma família de turbinas. É justamente nisso que se baseia a definição do tipo de turbina adequado para uma aplicação, utilizando o parâmetro adimensional velocidade específica (Equação 54). O valor calculado indicará a família ou tipo de turbina que funcionará naquelas condições com melhor desempenho.

## EXEMPLIFICAÇÃO

Em uma hidrelétrica, estuda-se aplicar uma turbina Francis com as seguintes características: velocidade de rotação 100rpm (10,47rad/s); potência de 400MW; diâmetro do rotor de 6,5m; e altura de queda 103,5m. Caso se queira construir um modelo em escala reduzida para testes em laboratório, qual a velocidade de rotação que deve ser encontrada, considerando a escala de 1/20 e uma altura de queda disponível de 20 metros?

Para resolver, utilizaremos a Equações 96 que é o coeficiente de altura. Inicialmente, temos que definir o diâmetro do rotor do modelo em escala reduzida, aplicando a escala fornecida. O diâmetro do modelo é de 0,325 metros.

Com o coeficiente de altura, é possível determinar a velocidade de rotação a ser aplicada no modelo em escala reduzida:

$$\left(\frac{gH}{\omega^2 \cdot D^2}\right)_{prot} = \left(\frac{gH}{\omega^2 \cdot D^2}\right)_{mod}$$
$$\left(\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 103,5\text{m}}{(10,47 \text{ rad/s})^2 \cdot (6,5\text{m})^2}\right)_{prot} = \left(\frac{9,81 \text{ m/s}^2 \cdot 20\text{m}}{\omega^2 \cdot (0,325\text{m})^2}\right)_{mod}$$

Resolvendo a equação, teremos que a velocidade angular do modelo é igual a 92,05rad/s. Podemos fazer isso com os demais coeficientes. Que tal investigar a vazão e a potência do modelo em escala reduzida?

Porém, é importante ressaltar que, aplicando esse estudo, alguns efeitos são desprezados, como a variação do número de Reynolds que pode ocorrer devido à variação de parâmetros envolvidos no número adimensional como, por exemplo, a velocidade do modelo e do protótipo (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Além disso, deve-se considerar os denominados efeitos de escala, que são fatores passíveis de ser desprezíveis para o protótipo e significativos para o modelo. Como exemplo, a rugosidade e os vazamentos existentes serão menos significativos no protótipo do que em um modelo em escala reduzida (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

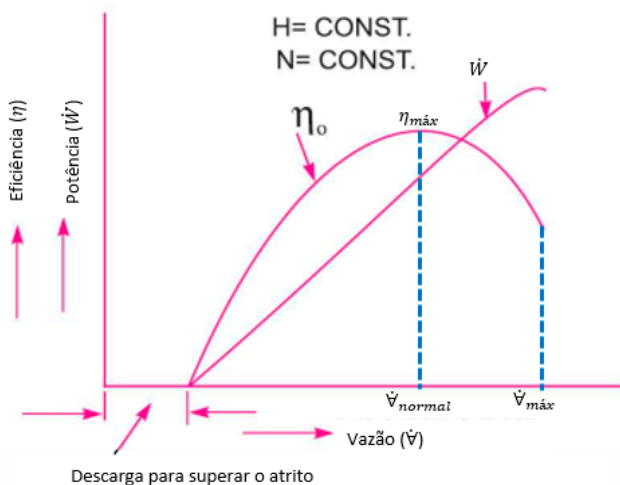
## Curvas características

Mediante ensaios experimentais em modelos em escala reduzida, é possível estimar e representar graficamente o comportamento das condições operacionais da turbina em função da alteração de alguma das grandezas. Esses ensaios podem ser feitos também com a própria turbina, no caso de viabilidade física e econômica. As curvas obtidas permitem avaliar o desempenho do dispositivo com diferentes condições de funcionamento.

Os parâmetros de funcionamento avaliados nos ensaios para o levantamento das curvas características são o número de rotação por minuto, a queda hidráulica, a vazão, a potência, a eficiência e o grau de admissão, sendo que os parâmetros independentes são os três primeiros (BANSAL, 2010).

Se mantiver constante a altura de queda  $H$  e o número de rotação  $N$  durante o ensaio com um freio dinamométrico e permitir a variação da vazão, pode-se obter a curva do rendimento em função da vazão, conforme ilustrado na Figura 61. Da mesma forma, pode-se obter a curva da potência em função da vazão. Como é possível observar, partindo da vazão máxima e à medida que se diminui o seu valor, o rendimento cresce até chegar ao seu máximo, ponto denominado condição normal ou nominal de funcionamento (na qual a turbina é projetada) e, em seguida, volta a cair até chegar a zero, à medida que a vazão continua a diminuir. Essa queda de rendimento ao se afastar da vazão normal ocorre devido ao aumento da turbulência e do atrito (MACINTYRE, 1983). Como é possível observar na Figura 61, as curvas de potência e eficiência em função da vazão ficam um pouco afastadas da origem do eixo  $x$ , pois é necessária certa quantidade de vazão para superar o atrito inicial com vistas ao funcionamento da turbina.

**Figura 61** - Curva da variação do rendimento e potência em função da vazão para turbina

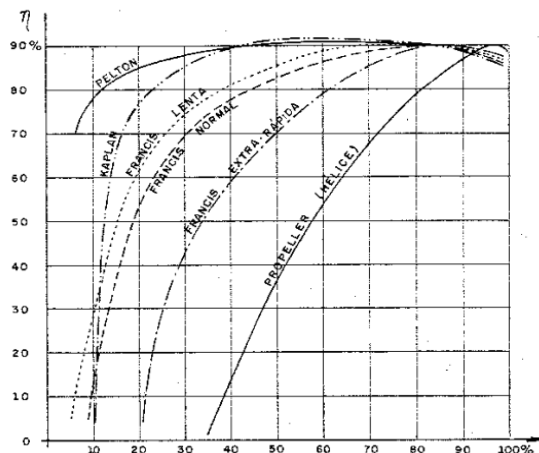


**Fonte:** Adaptada de Bansal (2010).

De acordo com Macintyre (1983), essa curva tem grande importância prática, uma vez que as turbinas funcionam essencialmente com número de rotação constante para não afetar a corrente fornecida pelo alternador ao qual são ligadas. A análise da curva permite ver as condições de vazão que possibilitam um bom rendimento e, quanto mais achatada a curva, maior o trecho de funcionamento com rendimento satisfatório (MACINTYRE, 1983).

A Figura 62 apresenta a variação do rendimento com a vazão para diferentes turbinas. É possível observar que as turbinas Pelton possuem curva bastante achatada, assim como as turbinas Kaplan; essas últimas devido ao fato de possuir pás móveis no distribuidor e rotor, permitem ajuste de ângulo de inclinação em variadas condições de operação, de modo a manter um bom rendimento (MACINTYRE, 1983). As turbinas hélice possuem curva acentuada, indicando que o rendimento cai muito quando se afasta da condição normal. Com comportamento intermediário estão as turbinas Francis (MACINTYRE, 1983).

**Figura 62** - Curvas de rendimento em função da vazão para diferentes turbinas



Fonte: Macintyre (1983).

Como mencionado anteriormente, a turbina é projetada para trabalhar com determinadas condições de vazão, queda hidráulica e velocidade de rotação, que são determinadas para o rendimento máximo e denominadas condições normais ou nominais de funcionamento. Pode-se, portanto, conforme variação da potência demandada, variar a vazão (através da variação do ângulo das pás do distribuidor ou movimentação da agulha, de acordo com o tipo de turbina). Quando a vazão é superior à normal, a turbina está trabalhando com sobrecarga e, quando abaixo, com subcarga (BANSAL, 2010). A razão entre a descarga admitida na turbina  $\dot{V}$  e a normal  $\dot{V}_{normal}$  define o grau de admissão  $G$ , conforme Equação 101.

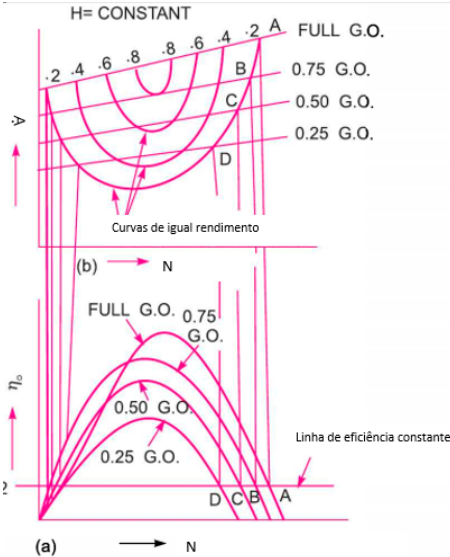
$$G = \frac{\dot{V}}{\dot{V}_{normal}} \quad (101)$$

Também podem ser desenvolvidas por ensaios e fornecidas pelo fabricante as curvas de isorendimento, ou igual rendimento. Nesse caso, curvas de nível são utilizadas para indicar pontos com mesmo rendimento, também chamado de diagrama topográfico da turbina (MACINTYRE, 1983; HENN, 2006). Essas curvas, apresentadas



na Figura 63, são obtidas verificando a variação entre velocidade de rotação e eficiência e entre a velocidade de rotação e a vazão para diferentes graus de admissão. Para um mesmo valor de eficiência, há dois valores de descarga e dois valores de velocidade de rotação em um determinado grau de admissão. O mesmo não ocorre, apenas, na eficiência máxima: há apenas um valor de vazão e velocidade de rotação, correspondente ao cume da colina do gráfico. Essas curvas são importantes para poder avaliar a área de eficiência constante e prever o desempenho da turbina para diferentes valores de eficiência (BANSAL, 2010). Na Figura 63, o grau de admissão está representado por G.O., e a curva FULL G.O. se refere a grau de admissão igual a 100%.

**Figura 63** - Curvas de eficiência constante



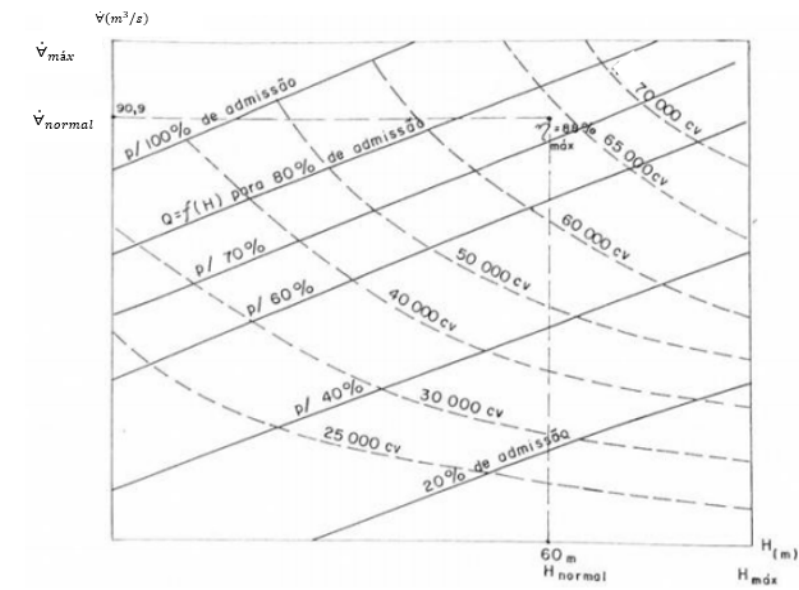
Fonte: Adaptada de Bansal (2010).

Caso o gerador elétrico seja desligado da rede, a turbina continua operando com determinado valor de vazão, porém, sem fornecer potência de eixo. Nessas condições, diz-se que a turbina opera sem carga ou com rotação em vazio (MACINTYRE, 1983), e a eficiência é nula. A velocidade de rotação, nessa situação, é chamada velocidade de disparo (HENN, 2006).

Outro ponto de interesse e de importante conhecimento é a velocidade de rotação máxima com grau de admissão de 100%, apesar de não ser um ponto que se deseja operar na prática. Operando com esses parâmetros, a turbina e o gerador ficarão submetidos às maiores tensões e seus componentes e materiais devem ser capazes de resistir às altas forças centrífugas presentes (HENN, 2006).

Podem ser levantadas também as curvas que apresentam a relação entre queda hidráulica e vazão para diversos valores de grau de admissão, conforme observado na Figura 64. É possível observar também na figura as curvas de igual potência.

**Figura 64** - Curvas de variação da vazão com a queda hidráulica

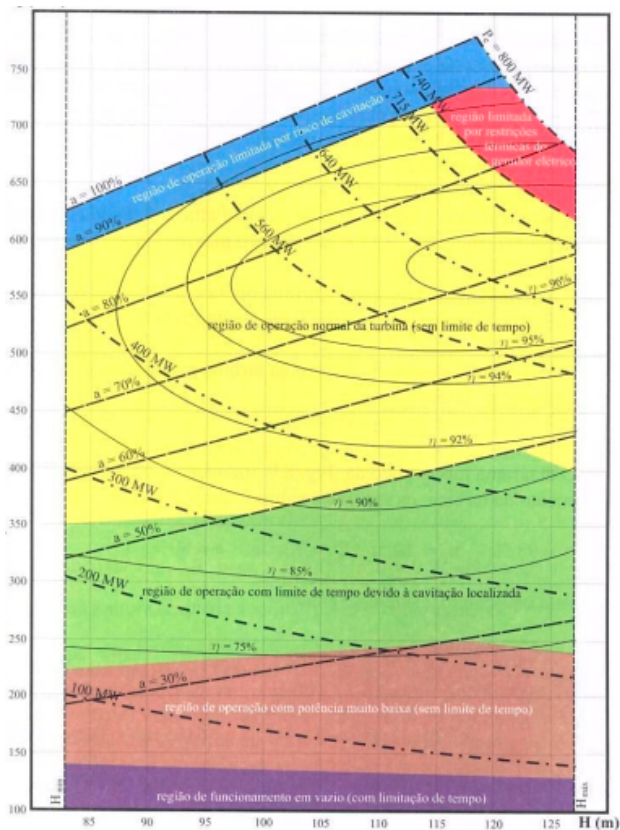


**Fonte:** Adaptada de Macintyre (1983).

Outras curvas podem ser geradas realizando-se diferentes ensaios e análises. Porém, para a operação, as informações mais importantes podem ser encontradas em um gráfico chamado diagrama de operação. Nele, é possível ver variação da vazão, potência e rendimento de acordo com a queda hidráulica e grau de admissão, além de informar

também os pontos de melhor funcionamento, de operação deficiente, de operação limitada devido à cavitação ou a restrições térmicas, conforme Figura 65. Na figura, o grau de admissão está representado pela letra *a*.

**Figura 65** - Diagrama de operação de uma turbina hidráulica



**Fonte:** Henn (2006).

A aplicação da simulação numérica, utilizando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD), tem permitido estimar o desempenho de turbinas ainda não construídas, sendo necessários os ensaios experimentais apenas nas etapas finais de projeto e análise. Isso possibilita a redução de custos e de tempo no desenvolvimento de novos equipamentos. Ainda assim, a etapa de ensaio físico é essencial para avaliar o desempenho real do protótipo ou do modelo, ou para desen-

volver um banco de dados de parâmetros necessários para análise computacional (HENN, 2006).

**AGORA É A SUA VEZ**

- 1 – O que é a Equação de Euler e qual a sua importância para o nosso estudo?
- 2 - Quais são as características que um modelo em escala reduzida deve apresentar para que se tenha correspondência com o protótipo a partir do qual foi desenvolvido?



**ANÁLISE  
QUANTITATIVA EM  
TURBINAS**

*“O poder da água mudou mais neste mundo do que imperadores ou reis.”*

*Leonardo da Vinci*

No terceiro capítulo, foram abordados os tipos de turbinas mais comuns e suas características principais de funcionamento, composição e aplicação. Neste capítulo, a atenção é voltada para as turbinas Francis e Pelton, demonstrando como é executada a análise quantitativa no rotor para entender como os aspectos geométricos influenciam na potência de eixo obtida. Para isso, aplica-se a equação de Euler e o diagrama de velocidades, conforme apresentado no capítulo 4.

## **Turbina Francis**

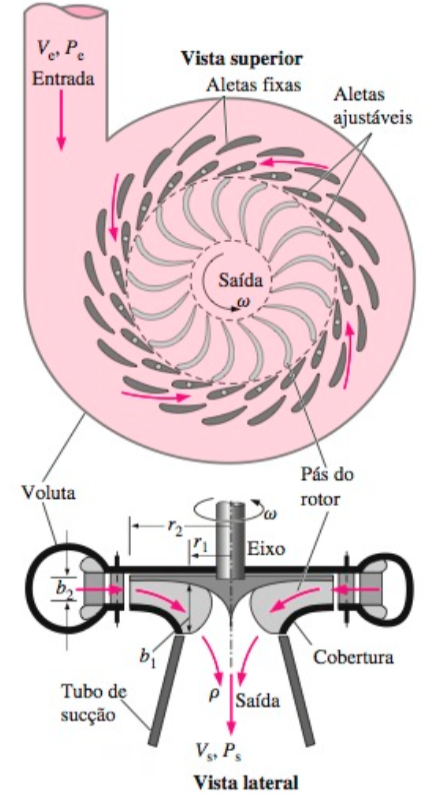
Para uma análise inicial, é utilizada uma abordagem teórica que emprega algumas considerações simplificadoras e ideais. Assim, de acordo com Çengel e Cimbala (2015), é considerado que o rotor possui um número infinito de pás e que essas pás têm espessura infinitesimal (desprezível). Dessa forma, o escoamento sempre ocorre alinhado com a superfície da pá e todo o volume do rotor é contabilizado na vazão. Além disso, é considerado escoamento unidimensional e os efeitos viscosos são desprezados nas superfícies (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; WHITE, 2011).

Para relembrar, a turbina Francis é uma turbina radial de reação. É composta por uma caixa em caracol que abriga o distribuidor. Ele tem pás fixas e móveis, que ficam distribuídas em torno do rotor, o outro componente, o qual também possui pás que são fixas. Após a passagem pelo rotor, o fluido segue para o tubo de sucção.

A Figura 66 ilustra as vistas superior e lateral desse tipo de turbina. É possível observar nela, através das setas, o caminho percorrido

pela massa de fluido. Além disso, na vista lateral, estão expostas as características geométricas do rotor. Tem-se  $b_2$  a largura do rotor na seção de entrada e  $b_1$  na saída. O raio de entrada, a partir do centro do eixo, é  $r_2$  e o de saída do fluido no rotor é  $r_1$ . O eixo é acionado pelo rotor a uma determinada velocidade angular, com o sentido de rotação também ilustrado nas vistas.

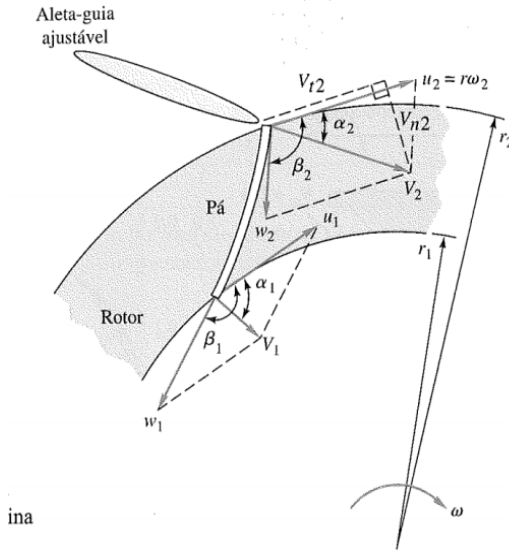
**Figura 66** - Vista superior e lateral de uma turbina Francis



**Fonte:** Çengel e Cimbala (2015).

Na Figura 67, a seguir, está a vista frontal parcial do rotor de uma turbina Francis, onde estão representados os vetores velocidade absoluta  $V$ , relativa  $W$  (na figura  $W$ ) e de transporte  $U$  (na figura  $u$ ) das partículas de fluido que entram e saem do rotor.

**Figura 67** - Triângulos de velocidade na entrada e saída do rotor de uma turbina Francis



Fonte: White (2011).

A partir das pás-guia do distribuidor, o fluido é encaminhado para as pás do rotor, chegando com uma velocidade absoluta  $V_2$ . A componente tangencial dessa velocidade  $V_{2t}$  está associada à potência de eixo pela Equação de Euler (Equação 92), enquanto a componente normal  $V_{2n}$  ou radial é proporcional à vazão através do rotor (MACINTYRE, 1983), conforme Equação 102, onde  $A$  é a área cilíndrica de entrada do rotor.

$$\dot{V} = V_{2n} \cdot A_2 = V_{2n} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2 \quad (102)$$

As pás-guia são necessárias para garantir um bom rendimento da turbina, uma vez que encaminhando o fluido às pás do rotor com um ângulo  $\alpha_2$  adequado promove menor choque e menores perdas por mal alinhamento. Caso ocorra variação de vazão demandada para uma velocidade de rotação constante, as pás diretrizes devem ser ajustadas em um novo ângulo  $\alpha_2$ , de forma a continuar alinhando adequadamente o fluido na entrada do rotor (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).



O fluido, através da influência das pás e do giro do rotor, é encaminhado de forma a sair com uma velocidade absoluta  $V_1$ , composta pela influência da velocidade de transporte  $U_1$  ( $u_1$  na Figura 67) e da velocidade relativa  $W_1$  ( $w_1$  na Figura 67). A velocidade relativa age paralelamente ao bordo de ataque das pás do rotor, fazendo um ângulo  $\beta_2$  e  $\beta_1$  com a direção tangencial na entrada e saída, respectivamente. O valor de  $\beta_2$  é bastante importante para esse tipo de turbina (MACINTYRE, 1983).

Da mesma forma que a entrada, o vetor velocidade absoluta tem a componente tangencial  $V_{1t}$  e a normal  $V_{1n}$ , a primeira associada à análise de potência, e a segunda, à análise de vazão na saída do rotor, esta última conforme Equação 103, onde  $A_1$  é a área cilíndrica de saída do rotor.

$$\dot{V} = V_{1n} \cdot A_1 = V_{1n} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1 \quad (103)$$

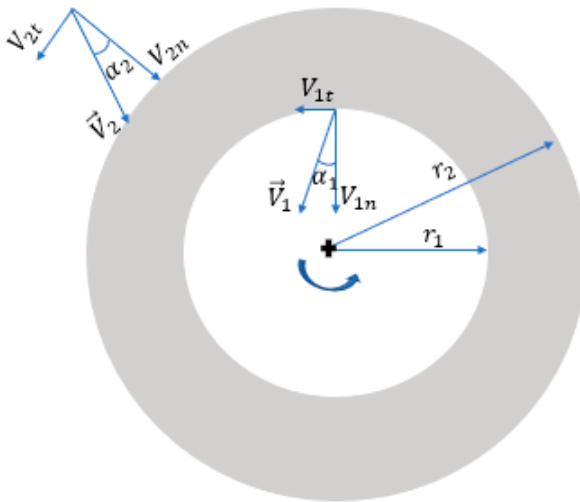
Na equação, a vazão permanece constante na entrada e saída do rotor, atendendo ao princípio da conservação de massa. Os índices utilizados nos termos acompanham o sentido de raio maior e raio menor. Assim, o índice 2 é utilizado para a entrada do rotor, em que o raio é maior, e o 1, para a saída do rotor, onde o raio é menor.

Utilizando equações trigonométricas na análise do diagrama de velocidades, é possível encontrar os termos necessários para estimar a potência de eixo obtida com determinadas características geométricas do rotor, através da Equação de Euler (Equação 92).

## EXEMPLIFICAÇÃO

Em uma instalação hidrelétrica, está sendo utilizada uma turbina Francis. A largura do rotor na seção de entrada é 0,92m e 2,62m na saída, com um raio de entrada 2,5m e de saída 1,75m. O eixo é acionado pelo rotor com uma velocidade de 120RPM. As palhetas ajustáveis direcionam o fluido a um ângulo de  $33^\circ$  em relação à direção radial na entrada, e, na saída,  $10^\circ$  da direção radial. A vazão na condição de projeto é de  $600\text{m}^3/\text{s}$ . Desprezando as perdas irreversíveis, qual a potência de eixo produzida devido ao escoamento da água na turbina com essas características? A água escoa a  $20^\circ\text{C}$  ( $\rho = 998\text{ kg/m}^3$ ). Observação: exemplo adaptado de Çengel e Cimbala (2015).

Inicialmente, vamos considerar o seguinte esquema ilustrativo:



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

Sabendo a vazão e as informações geométricas na entrada do rotor, podemos determinar a velocidade normal na entrada, conforme Equação 102.

$$\dot{V} = V_{2n} \cdot A_2 = V_{2n} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2$$

$$V_{2n} = \frac{\dot{V}}{2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot b_2}$$

$$V_{2n} = \frac{600 \text{ m}^3/\text{s}}{2 \cdot \pi \cdot 2,5\text{m} \cdot 0,92\text{m}} = 41,52 \text{ m/s}$$

Utilizando razões trigonométricas e, baseados na figura acima, podemos determinar a componente tangencial de entrada:

$$V_{2t} = V_{2n} \times \text{tag}\alpha_2 = \frac{41,52\text{m}}{\text{s}} \times \tan 33^\circ = 26,96 \text{ m/s}$$

Fazendo o mesmo para a saída, temos:

$$\dot{V} = V_{1n} \cdot A_1 = V_{1n} \cdot 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1$$

$$V_{1n} = \frac{\dot{V}}{2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot b_1} = \frac{600 \text{ m}^3/\text{s}}{2 \cdot \pi \cdot 1,75\text{m} \cdot 2,62\text{m}} = 20,83 \text{ m/s}$$

Para determinar a componente tangencial, utilizamos a trigonometria novamente, seguindo o triângulo de saída da figura.

$$V_{1t} = V_{1n} \times \text{tag}\alpha_1 = 20,83 \text{ m/s} \times \tan 10^\circ = 3,67 \text{ m/s}$$

Para calcular a velocidade de transporte, temos que:

$$U = \omega \times r$$

Porém, é necessário converter a velocidade de rotação para rad/s, resultando em 12,57rad/s. Substituindo na equação para a entrada e saída, temos:

$$U_2 = \omega \times r_2 = \frac{12,57\text{rad}}{\text{s}} \times 2,5\text{m} = 21,42 \text{ m/s}$$

$$U_1 = \omega \times r_1 = \frac{12,57\text{rad}}{\text{s}} \times 1,75\text{m} = 22 \text{ m/s}$$

Utilizando a equação de Euler, conforme Equação 92:

$$\dot{W}_{eixo} = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \dot{m}$$

$$\dot{W}_{eixo} = (U_2 V_{t2} - U_1 V_{t1}) \rho \dot{V}$$

$$\dot{W}_{eixo} = \left( 21,42 \frac{m}{s} \times 26,96 \frac{m}{s} - 22 \frac{m}{s} \times 3,67 \frac{m}{s} \right) 998 \frac{kg}{m^3} \times 600 \frac{m^3}{s}$$

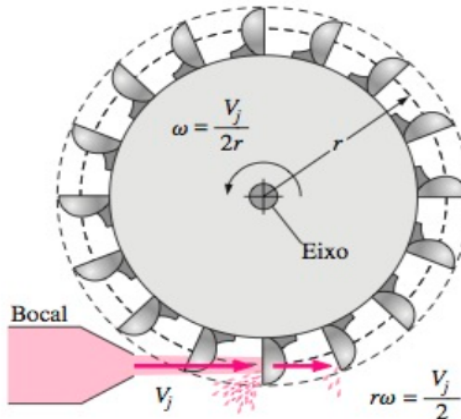
$$\dot{W}_{eixo} = 297054620,16W \cong 297,45GW$$

Assim, a potência de eixo produzida devido ao escoamento da água na turbina Francis é de aproximadamente 297,45GW.

## 5.2 Turbina Pelton

Como visto no capítulo 3, a Pelton é uma turbina de impulso ou ação, na qual há a atuação de um ou mais jatos de água em um rotor com pás em formato de concha, promovendo a rotação deste, conforme ilustrado na Figura 68.

**Figura 68** - Esquema de uma turbina Pelton



**Fonte:** Çengel e Cimbala (2015).

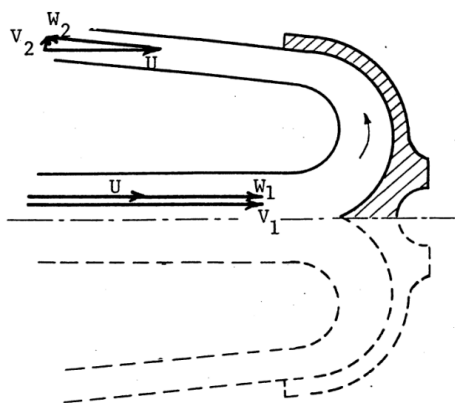
Para realizar a análise teórica do rotor desse tipo de turbina, algumas considerações e simplificações são realizadas. Na prática, o jato incide simultaneamente e sucessivamente sobre diferentes pás. Na análise teórica, é considerado que o jato atua sobre uma pá permanentemente e sem provocar choques, promovendo sua translação

(ÇENGEL; CIMBALA, 2015). Além disso, tanto o diâmetro do jato da água quanto o tamanho da pá são pequenos com relação ao raio do rotor e, assim, a análise é feita considerando os raios  $r_1$  e  $r_2$  iguais (MACINTYRE, 1983; ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

A componente tangencial da velocidade absoluta na entrada é a própria velocidade do jato que atua tangencialmente no rotor ( $V_j = V_1$ ) (ÇENGEL; CIMBALA, 2015). A componente tangencial da saída pode ser obtida aplicando equações trigonométricas. Dessa forma, é possível utilizar a Equação de Euler (Equação 92) para estimar a potência obtida, também utilizando a velocidade de transporte que será a mesma na entrada e saída ( $U_1 = U_2$ ), uma vez que  $r_1 = r_2$ .

A Figura 69 demonstra os triângulos de velocidade na entrada e saída da pá de uma turbina Pelton. Como é possível observar, apenas metade da pá é analisada. De acordo com Falcão (2011), na entrada, todas as velocidades estão na direção tangencial, uma vez que a velocidade de transporte  $U$  é sempre tangencial e a velocidade de jato  $V_j$  também, resultando que a velocidade relativa também será. Na saída, a velocidade de transporte é a mesma da entrada, na mesma direção; a velocidade relativa é tangente à saída da pá e  $V_2$  é a resultante da soma vetorial desses dois vetores (FALCÃO, 2011). No estudo dessa turbina, o índice 1 é considerado a entrada do rotor e o 2, a saída.

**Figura 69** - Triângulos de velocidade na entrada e saída da pá de uma turbina Pelton



**Fonte:** Falcão (2011).

A partir do balanço de energia demonstrado na Equação 47, aplicado à análise de uma instalação com turbina Pelton e isolando a carga da turbina, onde a seção A indica as condições de funcionamento nos condutos de alimentação do injetor e a seção B as condições no canal de descarga, resulta na Equação 104.

$$gh_{eixo} = \frac{P_A - P_B}{\rho} + \frac{V_A^2 - V_B^2}{2} + g(z_A - z_B) \quad (104)$$

Aplicando, na equação, as simplificações de acordo com o problema proposto: como o canal de descarga é aberto, lá atua a pressão atmosférica  $P_{atm}$ , assim  $P_B = P_{atm}$ ; e a carga de velocidade na superfície do canal de descarga é aproximadamente zero  $\left(\frac{V_B^2}{2} \approx 0\right)$ . Além disso, a diferença de cota  $z_A - z_B$  geralmente é desprezível diante da queda hidráulica, de forma que é possível desprezá-la. Dessa forma, obtém-se a Equação 105.

$$gh_{eixo} = \frac{P_A - P_{atm}}{\rho} + \frac{V_A^2}{2} \quad (105)$$

Fazendo um balanço de energia entre o conduto de alimentação do injetor (índice A) e a saída do injetor (índice 1), desprezando novamente a diferença de cota, a Equação 106 é obtida, em que  $V_1$  é a velocidade do jato.

$$\frac{P_{atm}}{\rho} + \frac{V_1^2}{2} = \frac{P_A}{\rho} + \frac{V_A^2}{2} - h_l \quad (106)$$

Combinando a Equação 105 com a 106, e isolando o termo  $V_1$ , que é igual à velocidade do jato  $V_j$ , e desprezando a perda de carga nos condutos  $h_l$ , consegue-se associar a queda hidráulica com a velocidade de jato pela Equação 107 (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FALCÃO, 2011).

$$V_j = (2gh_{eixo})^{1/2}\eta_j \quad (107)$$

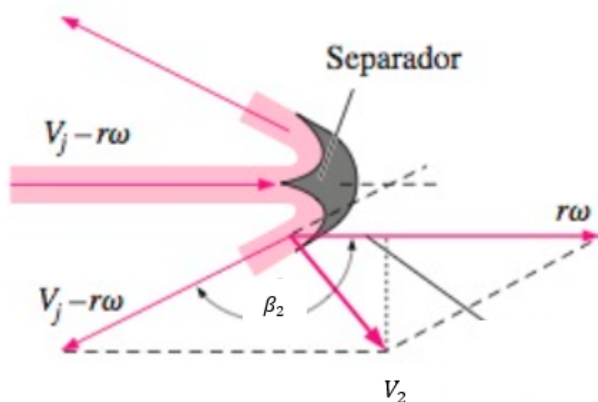
Na equação,  $\eta_j$  é o rendimento do injetor, que mostra a influência das perdas de energia por atrito no injetor. Geralmente esse termo é próximo da unidade, com valores entre 0,95 e 0,96 (FALCÃO, 2011).

A potência máxima teórica é atingida na condição de  $\beta_2$  igual a  $180^\circ$ . Porém, na prática, essa situação faria com que a água que saísse de uma pá atingisse a vizinha, reduzindo o torque gerado. A experiência prática tem mostrado que a potência máxima é atingida para um valor de  $\beta_2$  de  $160^\circ$  a  $165^\circ$ . É considerado que a água muda de direção em contato com a pá sem perder velocidade (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FALCÃO, 2011). Dessa forma, a velocidade relativa na saída  $W_2$  é conforme a Equação 108.

$$W_1 = V_1 - U_1 = V_1 - U = V_j - r\omega = W_2 \quad (108)$$

A Figura 70 ilustra essa análise ideal, em que a velocidade relativa na entrada e saída são iguais, e o ângulo  $\beta_2$  de saída. Na realidade, a velocidade relativa de saída  $W_2$  será menor que  $W_1$  devido aos efeitos de atrito na pá. Tem-se a relação  $W_2 = W_1 K_r$ , onde  $K_r$  é um coeficiente que indica os efeitos do atrito na velocidade relativa e, para turbinas de dimensão industrial, tem valor de aproximadamente 0,95 (FALCÃO, 2011).

**Figura 70** - Velocidades relativas na turbina Pelton na entrada e saída



**Fonte:** Adaptada de Çengel e Cimbala (2015).

Combinando a Equação de Euler (Equação 92) com a Equação 108 e, sabendo quem é  $V_{2t}$ , através da análise do triângulo conforme Figura 69 e Equação 109, obtém-se a Equação 110 e, reorganizando, a Equação 111.

$$V_{2t} = V_2 \cos \alpha_2 = U - W_2 \cos \beta_2 = U - W_1 K_r \cos \beta_2 = U - K_r (V_1 - U) \cos \beta_2 \quad (109)$$

$$H = \frac{(U_1 V_{t1} - U_2 V_{t2})}{g} = \frac{U(V_1 - V_{2t})}{g} = \frac{U[V_1 - (U - K_r(V_1 - U) \cos \beta_2)]}{g} \quad (110)$$

$$H = \frac{U(V_1 - U)(1 + K_r \cos \beta_2)}{g} \quad (111)$$

Dessa forma, a potência de eixo da turbina Pelton pode ser calculada com a Equação 112.

$$\dot{W}_{eixo} = \frac{\rho g \dot{V} H}{\eta} = \frac{\rho \dot{V} r \omega (V_1 - r \omega)(1 + K_r \cos \beta_2)}{\eta} \quad (112)$$

### EXEMPLIFICAÇÃO

Uma usina hidrelétrica está sendo instalada e a turbina Pelton será utilizada. O raio do rotor é de 1,8m, a velocidade de jato 100m/s e a vazão mássica de 80kg/s. As pás são de tal forma que há um ângulo da velocidade relativa na saída de 15° com a direção tangencial. A velocidade angular é de 100rad/s. Qual a potência disponível a partir do fluido para a turbina? Despreze os efeitos do atrito na velocidade relativa.

Resolvendo, temos que a velocidade do jato é igual à velocidade de entrada no rotor:

$$V_j = V_1$$

$$V_1 = 100 \text{ m/s}$$

Como o vetor  $V_1$  está na direção tangencial, ele é igual à componente tangencial da velocidade absoluta  $V_{1t}$ . Para determinar a velocidade de transporte :

$$U_1 = r_1 \cdot \omega$$

Como o raio de entrada do rotor  $r_1$  é igual ao de saída  $r_2$  e a velocidade angular também é um parâmetro constante, temos:



$$U_1 = U_2 = U$$

Assim,

$$U = r \cdot \omega$$

Convertendo a velocidade de rotação, temos  $\omega = 37,7 \text{ rad/s}$  e o raio do rotor é de 0,90 metros. Assim:

$$U = 0,9\text{m} \times \frac{100\text{rad}}{\text{s}} = 90 \text{ m/s}$$

Para determinar  $V_{2t}$  precisamos definir  $W_2$  e, desprezando os efeitos do atrito na velocidade relativa, temos:

$$W_1 = V_1 - U_1 = V_1 - U = V_j - r\omega = W_2$$

$$W_1 = 100 \text{ m/s} - 90 \text{ m/s} = 10 \text{ m/s} = W_2$$

Pelo diagrama de velocidades na saída ilustrado na Figura 69, temos:

$$U = V_{2t} + W_{2t}$$

Pela trigonometria, temos:

$$\cos\beta_2 = \frac{W_{2t}}{W_2}$$

Dessa forma,

$$W_{2t} = W_2 \times \cos\beta_2$$

$$W_{2t} = 10 \text{ m/s} \times \cos 15^\circ = 9,66 \text{ m/s}$$

Calculando a componente tangencial da velocidade absoluta na saída:

$$U = V_{2t} + W_{2t}$$

$$V_{2t} = U - W_{2t} = 90 \text{ m/s} - 9,66 \text{ m/s} = 80,34 \text{ m/s}$$

Utilizando a Equação de Euler,

$$\dot{W}_{eixo} = (U_1 V_{t1} - U_2 V_{t2}) \dot{m}$$

$$\dot{W}_{eixo} = \left( \frac{90\text{m}}{\text{s}} \times \frac{100\text{m}}{\text{s}} - \frac{90\text{m}}{\text{s}} \times \frac{80,34\text{m}}{\text{s}} \right) 80 \text{ kg/s} = 141552\text{W} \cong 141,5\text{kW}$$

Assim, a potência de eixo disponível pelo fluido é de aproximadamente 141,5kW.

Pela Equação 112, observa-se que a potência de eixo vai ser zero quando  $r\omega = 0$  (rotor não gira) ou quando  $r\omega = V_1$  (pá movendo na velocidade do jato). Entre esses dois extremos, encontra-se a velocidade ideal do rotor e ela pode ser analisada com a derivada da Equação 112 em relação  $r\omega$  como zero, e isso vai ocorrer quando  $U = r\omega = \frac{V_1}{2}$  (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FALCÃO, 2011).

De acordo com Falcão (2011), quando a pá se move com uma velocidade igual à metade da velocidade do jato, tem-se o melhor desempenho, com a maior entrega de potência de eixo. Nessa velocidade do rotor, o fluido sai da turbina na menor velocidade absoluta possível, minimizando as perdas de energia cinética na saída. Em instalações reais, o pico da eficiência ocorre para uma velocidade do rotor ligeiramente menor que a metade da velocidade de jato. Essa condição fixa a velocidade do rotor para cada velocidade de jato (ÇENGEL; CIMBALA, 2015; FALCÃO, 2011).

#### AGORA É A SUA VEZ

1 – Repita o exercício referente à aplicação da turbina Pelton em uma usina. Considere o raio do rotor 2m, a velocidade de jato 120m/s e a vazão mássica de 90kg/s. O ângulo da velocidade relativa na saída das pás é de 15° com a direção tangencial e a velocidade angular é de 107rad/s. Qual a potência disponível a partir do fluido para a turbina? Despreze os efeitos do atrito na velocidade relativa.



# **APROVEITAMENTO HIDRELÉTRICO**

*“A água é o princípio de todas as coisas.”*

*Tales de Mileto*

O capítulo anterior tratou da análise quantitativa da turbina hidráulica, equipamento fundamental na conversão de energia em usinas hidrelétricas. As usinas hidrelétricas consistem em estruturas e equipamentos utilizados em conjunto para a geração de energia elétrica a partir do aproveitamento hidráulico. Neste capítulo, as usinas hidrelétricas são vistas em um contexto mais ampliado – desde a geração e utilização de sua energia, sua construção, impactos e legislação correspondente.

## **Panorama da energia hidrelétrica mundial e brasileiro**

A conversão de energia e realização de trabalho através de recursos hídricos remontam tempos antes de Cristo e essas técnicas milenares englobavam em maior parte facilidades muito ligadas à agricultura; existem até relatos da construção de barragens que datam do II milênio a.C. O domínio dessas técnicas de aproveitamento hídrico favoreceu a construção de sociedades, pois possibilitou a sedentarização dos grupos em torno desses recursos (MOURA; MOURA; ROCHA, 2019).

Já os primeiros casos de aproveitamento elétrico proveniente do uso da água ocorreram a partir do século XIX, ainda que em pequena escala, quando, em Grand Rapids, Michigan, dezesseis lâmpadas de arco com escova foram acionadas usando uma turbina de água na Wolverine Chair Fábrica, no primeiro uso industrial de energia hidrelétrica. Desde então, esse ramo foi crescendo e, a partir do século XX, o aproveitamento tornou-se possível também em grande

escala, expandindo-se geográfica e tecnicamente (MOURA; MOURA; ROCHA, 2019).

Hoje, no mundo inteiro, a energia hidrelétrica é utilizada de forma expressiva e se constitui como uma técnica consolidada, integrando cerca de 18% da capacidade instalada de geração elétrica do planeta, dados referentes ao final de 2018. A capacidade instalada de geração elétrica no mundo foi em torno de 7 mil Gigawatts (GW) de potência, sendo, aproximadamente, 1,3 mil GW através de hidrelétrica, de acordo com dados do Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2021, extraídos da Energy Information Administration (EIA).

O Brasil encerrou esse mesmo ano ocupando a sétima posição em capacidade instalada para geração elétrica do planeta, e, ao considerarmos num recorte apenas a capacidade instalada de produção hidrelétrica, essa posição salta para segundo lugar, sendo ultrapassada apenas pela China (EPE, 2021), conforme apresentado na Tabela 1.

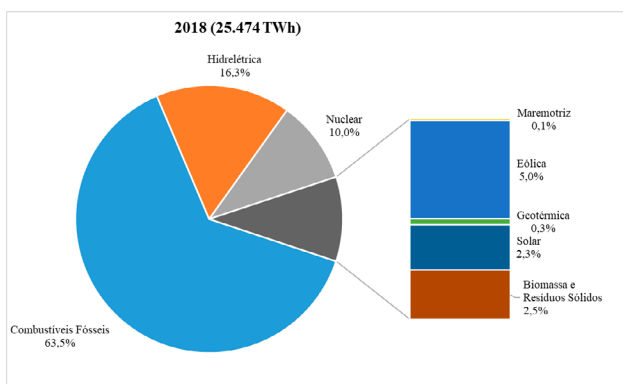
**Tabela 1** - Capacidade instalada de geração hidrelétrica no mundo - 10 maiores países em 2018 (GW)

	2015	2016	2017	2018	$\Delta\%$ (2017-2018)	Part (%) 2018
Mundo	1.204	1.242	1.268	1.288	1,6	100
China	319	332	344	352	2,5	27,3
Brasil	92	97	100	104	3,8	8,1
Estados Unidos	102	103	103	103	0,1	8,0
Canadá	79	80	81	81	0,2	6,3
Rússia	51	52	52	53	2,6	4,1
Japão	50	50	50	50	0,1	3,9
Índia	43	48	49	50	1,1	3,9
Noruega	31	32	32	33	1,9	2,5
Turquia	26	27	27	28	3,7	2,2
França	26	26	26	26	0,3	2,0
Outros	384	397	405	409	1,0	31,7

**Fonte:** Adaptada EPE(2021).

Em termos de energia elétrica efetivamente gerada, o total mundial para o ano de 2018 foi aproximadamente 25 mil Terawatts-hora de energia, sendo 16% desse total oriunda de hidrelétrica (EPE, 2021), conforme demonstra o gráfico apresentado na Figura 71. Na geração hidrelétrica, o Brasil novamente se destaca, sendo o terceiro maior produtor, antecedido pelos Estados Unidos, que ocupou a segunda posição, e o primeiro lugar pertencente a China (EPE, 2021).

**Figura 71** - Geração elétrica mundial por fonte (%)



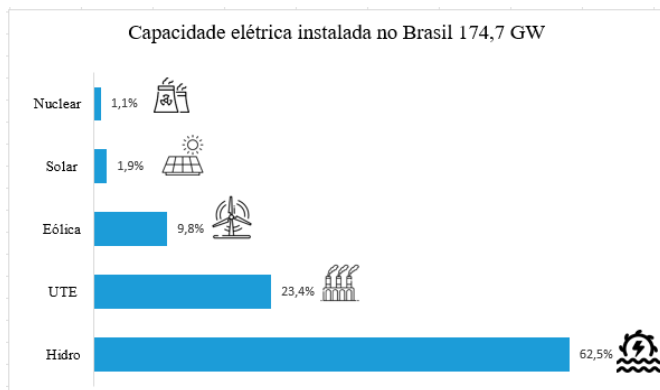
**Fonte:** Adaptada de EPE(2021).

Dando foco agora para as informações mais atualizadas, especificamente do cenário brasileiro, é possível conhecer o perfil elétrico através do Anuário Estatístico de Energia Elétrica, elaborado anualmente pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), no qual são divulgados os dados relacionados ao consumo de energia elétrica na rede de distribuição nos últimos cinco anos, com ênfase sempre no ano consolidado anterior ao respectivo Anuário, chamado ano-base, trazendo as principais informações relativas ao panorama nacional da cadeia de energia elétrica.

O Anuário de 2021, ano-base 2020, quantifica que o potencial hidrelétrico brasileiro está estimado em 174 GW de potência. A capacidade instalada de geração do Sistema Interligado Nacional (SIN) é composta, principalmente, por usinas hidrelétricas distribuídas em dezesseis bacias hidrográficas nas diferentes regiões do País – dados

coletados do Operador Nacional do Sistema (ONS). A fonte hidráulica – composta por Usinas Hidrelétricas de Energia (UHE), Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH) e Centrais Geradoras Hidráulicas (CGH) – corresponde a pouco mais de 60% dessa capacidade instalada, conforme gráfico da Figura 72.

**Figura 72** - Distribuição da capacidade elétrica instalada no Brasil em 2020



**Fonte:** Adaptada de EPE(2021).

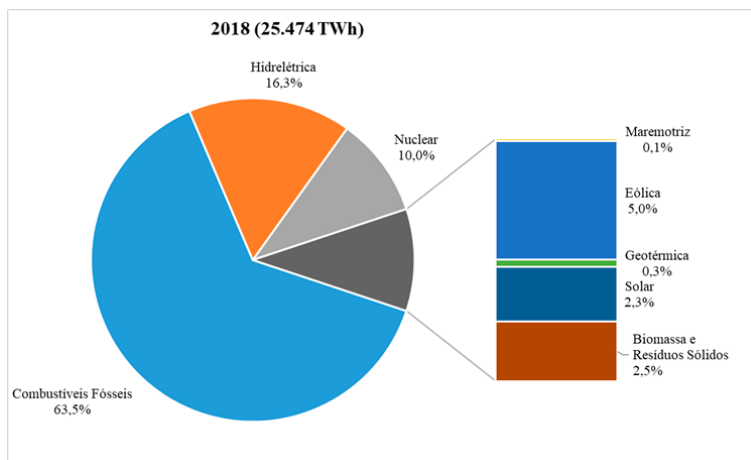
Apesar de percebermos, nos últimos anos, um grande crescimento no uso de outras fontes alternativas, como o caso das fontes solar e eólica, a matriz elétrica nacional ainda é predominantemente hidrelétrica, decorrente da grande quantidade de bacias hidrográficas presentes no território, e da expertise já adquirida nesse tipo de usina.

Essa proporção de participação da fonte na capacidade instalada é conservada também nos índices de geração, pois mais de 60%, no que diz respeito à produção elétrica, foram de fontes hidráulicas: de um total de 621 GWh produzidos em 2020, 396GWh foram formados por UHE, PCH e CGH (EPE, 2021), conforme demonstrado no gráfico da Figura 73.

Não podemos desconsiderar que os anos de 2020 e 2021 sofreram impactos na geração e no consumo de energia devido à pandemia de Covid-19, alterando os dados de consumo projetados num cenário pré-pandêmico. Devido a tal fato, os dados em níveis mundiais de consumo de geração de energia, que sofreram queda significativa,

ainda precisarão ser avaliados mais profundamente durante o ano de 2022. O crescimento projetado no IEA antes da crise era de que a demanda por energia crescesse 12% entre 2019 e 2030 – pensando na matriz energética total. O crescimento ao longo desse período agora é de 9%, no cenário mais otimista de recuperação (WORLD ENERGY OUTLOOK, 2021).

**Figura 73** - Geração de energia elétrica por fonte no Brasil em 2020



**Fonte:** Adaptada EPE(2021).

Supondo que o leitor por vezes recorrerá aos materiais atuais desses cenários citados, vale a pena trazer um esclarecimento sobre o que se deve ter em mente ao se pesquisar números e tabelas referentes ao tema energia, já que muitas pessoas confundem a matriz energética com a matriz elétrica. A matriz energética representa o conjunto de fontes de energia disponíveis para realizar diversos trabalhos, como movimentar os automóveis, preparar alimentos no fogão e gerar eletricidade, enquanto a matriz elétrica está relacionada com as fontes que são utilizadas para gerar energia elétrica (EPE, 2023). Dessa forma, podemos concluir que a matriz elétrica é parte da matriz energética.

Importante ter esclarecidos conceitos importantes como os referentes à capacidade elétrica instalada e à geração de energia elétrica. O primeiro representa o somatório das potências que todas as fontes



geradoras de eletricidade instaladas podem fornecer, considerando 100% de seu aproveitamento; o segundo termo refere-se à quantidade de energia elétrica efetivamente produzida no período analisado.

De posse desses dados e dessa visão apresentada, você está apto a procurar e compreender os dados sempre que pesquisar.

## **Sistema elétrico de potência**

Quando você utiliza algum equipamento elétrico na sua residência ou simplesmente liga a TV para assistir a sua série preferida, não costuma pensar em como foi possível que a energia estivesse disponível para o uso a qualquer hora do dia ou da noite. Esse processo se inicia com a geração de energia elétrica que pode ocorrer através de diversas fontes primárias e segue até as distribuidoras que, por sua vez, levam a energia elétrica até os consumidores.

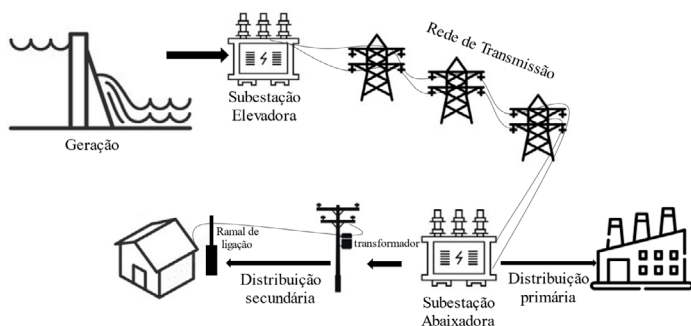
O processo acima descrito é possível devido à organização do Sistema Elétrico de Potência (SEP), que pode ser entendido como sendo o conjunto de elementos e partes constituintes desde a geração de energia até a entrega e utilização final dessa energia, composta por usinas, linhas de transmissão, subestações, alimentadores de distribuição e demais equipamentos, cujo objetivo principal é transferir a energia elétrica desde a geração até o consumo, de forma a atender as demandas dos usuários com continuidade, qualidade e economia.

Mesmo tratando-se de um sistema único e interligado, costuma-se dividir o SEP - para fins didáticos e de gestão - em: Geração; Transmissão; e Distribuição. Pode-se também encontrar classificações acrescentando entre a transmissão e distribuição uma camada chamada subtransmissão, de acordo com níveis de tensão aplicados.

Na Figura 74 abaixo, vemos uma ilustração que representa, de forma simplificada, um SEP, mostrando uma unidade de geração hidrelétrica, subestações elevadoras/abaixadoras, linhas de transmissão e de distribuição primária e secundária para tipos distintos de consumidores. Obviamente que há outras formas de geração e níveis mais complexos de detalhamento, trata-se apenas de uma represen-

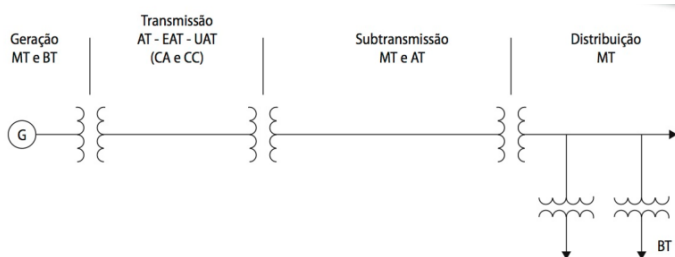
tação simplificada. Essa mesma representação pode se dar através do seu diagrama unifilar, conforme Figura 75.

**Figura 74** - Ilustração simplificada de um Sistema Elétrico de Potência



**Fonte:** Autoria própria, 2023.

**Figura 75** - Representação unifilar simplificada do SEP



**Fonte:** Gebran (2014).

Para que esse processo aconteça no Brasil, um país de imensa extensão territorial, é necessária uma grande infraestrutura de transmissão e conexão possibilitando superar as distâncias e interligar todas as usinas espalhadas pelo País. Essa é a função do Sistema Interligado Nacional (SIN), uma das partes que compõem o Sistema Elétrico Brasileiro (SEB). Essa interligação é realizada e operada pelo Operador Nacional do Sistema (ONS), possibilitando a integração energética das regiões no Brasil, ou seja, a transmissão de eletricidade quando, por exemplo, há escassez desse recurso em uma região; nesse caso, a energia pode ser levada por esse sistema de um local onde há mais eletricidade para outro que tem menos, já que o consumo é variável no decorrer do dia, e a geração precisa ser constante-

mente ajustada, para garantir um atendimento à demanda, pois, ainda não é possível armazenar, de maneira viável, grandes quantidades de energia elétrica. Mesmo havendo armazenamento através de baterias, essa forma não atende a grandes demandas de forma viável.

Para locais remotos que o SIN não alcança, o suprimento elétrico pode ser formado pelos sistemas isolados que produzem, transmitem e distribuem localmente esse recurso.

O sistema de geração é formado pelo conjunto de usinas geradoras. O de produção e transmissão de energia elétrica do Brasil é um sistema hidro-termo-eólico de grande porte, com predominância de usinas hidrelétricas, complementado, em sua maioria, por termoelétricas. Nos últimos anos, a instalação de usinas eólicas, principalmente nas regiões Nordeste e Sul, apresentou um forte crescimento, aumentando a importância dessa geração para o atendimento do mercado(ONS, 2022). Diante dos parâmetros dos equipamentos de geração de energia, não é viável econômica nem tecnicamente gerar eletricidade com tensões a níveis acima de 30kV.

Para transmitir então essa energia com economia e racionalização, há necessidade de elevar a tensão. Esse aumento é realizado através de subestações elevadoras, para dezenas de milhares de volts. Essa elevação é fundamental para diminuir as perdas de energia durante sua transmissão por longas distâncias, pois, com maiores tensões para a mesma potência, temos a diminuição da corrente elétrica ( $P = V \times I$ ), fazendo com que diâmetros dos cabos sejam menores e, logo, o seu peso e custo, também; além do impacto nos condutores, essa redução significa estruturas mais leves e baratas que dão sustentação a essas extensas linhas de transmissão. Os níveis de tensão irão depender do projeto definido, baseado em diversos parâmetros técnicos, como a quantidade de energia a ser transportada e distância a ser percorrida. De acordo com dados da ANEEL (Agência Nacional de Energia Elétrica), ao final de 2020, o Brasil possuía 160.859,05 km de linhas de transmissão e 387.370,73 MVA de capacidade de transformação. No Brasil, as tensões de transmissão aplicadas estão entre os valores de 138kV até 765kV, sendo utilizados também valores entre esse intervalo, como 230kV e 500kV (CARDOSO; GOUVÊA, 2023).

Ao chegar às redes das empresas distribuidoras, a tensão da corrente elétrica diminui, mas, para atingir consumidores residenciais, ela precisa ser ainda menor. Isso acontece com o auxílio das subestações e dos transformadores instalados nos postes, que reduzem a tensão da energia de média para baixa, pois o consumo da energia elétrica residencial é, grande parte, de baixa tensão. Nas redes de distribuição, também há perdas técnicas de eletricidade que devem ser calculadas e monitoradas pelas empresas distribuidoras

Os níveis de tensão são classificados em seus valores como baixa tensão, média tensão, alta tensão, extra-alta tensão e ultra-alta tensão. Esses limites estão apresentados na Tabela 2. A faixa de tensão e os níveis usuais presentes em cada etapa do SEP no Brasil estão definidos na Tabela 3.

Tabela 2 - Classificação dos níveis de tensão

Baixa Tensão	até 1 kV
Média Tensão	de 1 a 66 kV
Alta tensão	de 69 a 230 kV
Extra-alta Tensão	de 230 a 800 kV
Ultra-alta Tensão	maiores que 800 kV

**Fonte:** Adaptada de Gebran (2014).

**Tabela 3** - Faixas de tensão no SEP.

ETAPA DO SEP		TENSÃO (kV)
Geração		2.2 a 22 (13.8)
Transmissão		138 a 1000 (138 – 230 – 500)
Subtransmissão		22 a 138 (34.5 – 69 – 138)
Distribuição	Primária	3.8 a 22 (13.8)
	Secundária	0.110 a 0.440 (0.127 – 0.220)

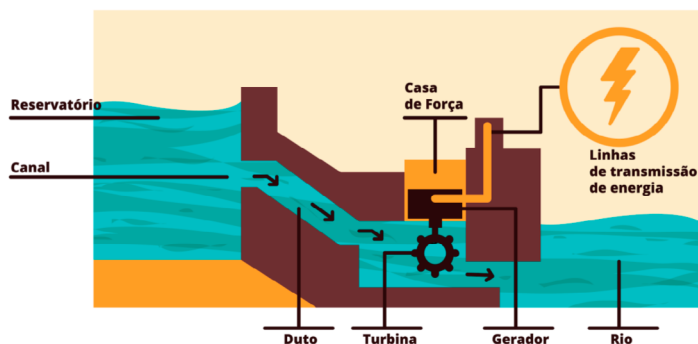
**Fonte:** Adaptada de Moura, Moura e Rocha (2019).

No Brasil, de acordo com dados de 2020 fornecidos pela ANEEL, existem 53 distribuidoras de energia elétrica, as quais alcançam 89.951.879 unidades consumidoras, com uma população estimada de 208.488.847 pessoas e elas devem seguir as orientações presentes nos Procedimentos de Distribuição de Energia Elétrica no Sistema Elétrico Nacional – PRODIST, documento da ANEEL (ANEEL, 2021).

## Partes constituintes de uma usina hidrelétrica

Uma usina hidrelétrica pode ser definida como um conjunto de obras e equipamentos que utilizam fonte hídrica para geração de energia elétrica. Definindo de uma forma geral e simplificada temos: a água é armazenada em um grande reservatório (energia potencial gravitacional), posteriormente transportada para turbinas de grande porte nas quais o fluxo e a pressão da água fazem com que as turbinas girem, acionando geradores que produzem a eletricidade (força eletromotriz). Através desse mecanismo, energia mecânica oriunda do movimento da água transforma-se em energia elétrica (Figura 76).

**Figura 76** - Geração hidrelétrica



**Fonte:** Góes (2022).

Ao se optar pela construção desse tipo de obra, é preciso considerar parâmetros econômicos, técnicos e ambientais. A vazão de um rio depende de suas condições geológicas, como largura, inclinação, tipo de solo, obstáculos e quedas, e quantidade de chuvas; quanto maiores

são os volumes de sua queda de água, por exemplo, maior é seu potencial de aproveitamento na geração de eletricidade.

Conhecimentos multidisciplinares, desde Geologia até Direito, abrangendo conceitos de Topografia, Hidrologia, Engenharia Mecânica, Elétrica, Engenharia Ambiental, Engenharia Econômica, Engenharia Civil, Ambiental e Legislação, também devem ser levados em conta. De posse dos dados, várias alternativas são configuradas, projetadas e orçadas a partir do posicionamento das componentes do empreendimento que vise à combinação ideal.

Cada projeto hidrelétrico terá suas particularidades, pois cada local possui características topográficas, geológicas, hidrológicas, e de ocupação humana específicas. Além disso, as equipes precisam trabalhar com as diferentes condições, para dimensionar um projeto funcional, econômico e ambientalmente sustentável, sendo, portanto, algo não padronizável.

Contudo, podemos dizer que há componentes típicos na montagem de uma central hidrelétrica. A intenção aqui não é esgotar a discussão, mas dar uma visão geral das partes constituintes em arranjos hidrelétricos, mesmo que essas partes não estejam presentes essencialmente em todos os projetos.

Na literatura, existem algumas formas de dividir as partes de uma usina e, neste livro, separaremos, para fins de estudo, pelos seguintes componentes:

- Reservatório;
- Barragem;
- Descarregadores de vazões excedentes;
- Circuito de adução;
- Casa de força;
- Restituição de água; e
- Equipamentos;

## Reservatório

Em aproveitamentos hidrelétricos, um reservatório constitui o volume de água represado através de uma barragem. A água que se encontra no reservatório possui uma energia potencial em comparação à água presente no canal de fuga, decorrente da diferença de altura entre os dois (Figura 77).

**Figura 77** - UHE Itaipu



**Fonte:** Oliveira (2017).

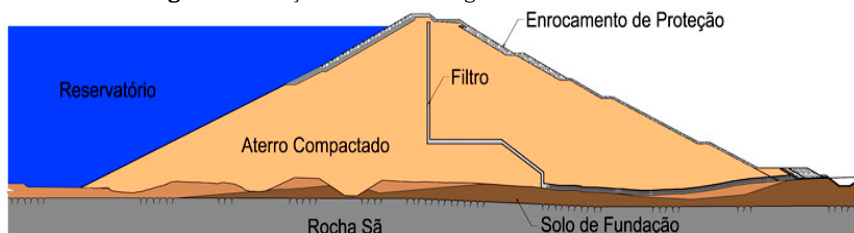
## Barragem

As barragens nada mais são que obras construídas transversalmente aos rios, sendo responsáveis por barrar o fluxo de água, de modo que possibilita o desvio, a regularização, o armazenamento das vazões no curso do rio e alimentação da tomada d'água; é também função da barragem obter o desnível necessário em locais onde não haja queda suficiente, gerando a elevação do nível d'água a montante da barragem comparado com a jusante, possibilitando a geração de energia. Caso seja construída de forma temporária, com o objetivo de desviar o rio para proteger a execução de obras permanentes no leito, é chamada ensecadeira.

Os tipos de barragem são variáveis e influenciados por condicionantes locais, pois projetar uma barragem está ligada à habilidade

de controlar o fluxo de água pelo conjunto barragem-fundação, atendendo a requisitos básicos de segurança estabelecidos em função do tipo da obra e das diversas condições de carregamento. É possível se fazer uso das condições do local para favorecer a escolha do tipo de barragem a ser construída (Figura 78), podendo utilizar as próprias estruturas e materiais existentes na construção para sustentação.

**Figura 78** - Seção de uma barragem de usina hidrelétrica



**Fonte:** Eletrobras (2021).

As barragens podem ser classificadas através de diversos critérios, contudo, os mais comuns são: tipo de material de construção e sua construção estrutural. Em relação ao material podem ser barragens de terra ou de enrocamento (Figura 79).

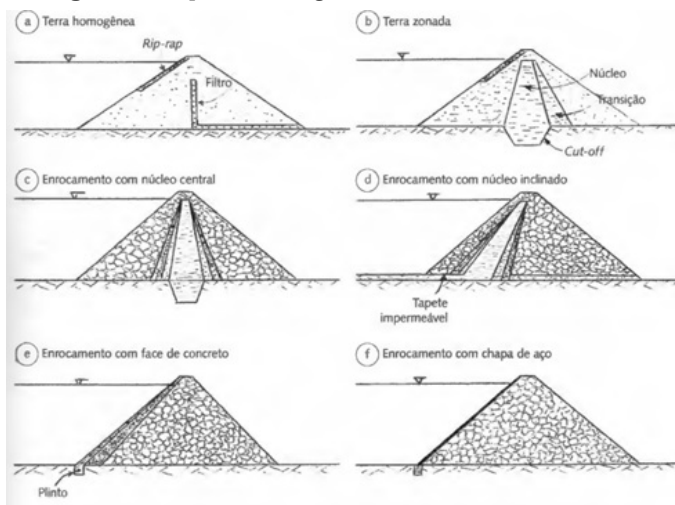
As barragens de terra podem ser de dois tipos: homogênea e zoneada. As barragens de terra homogênea são formadas por um único tipo de material, que deve apresentar certa impermeabilidade para garantir a formação de uma barreira capaz de conter a água. Já as de terra zoneada são compostas por um núcleo de material impermeável, envolto em zonas de materiais considerados mais permeáveis, mas, que protegem e suportam o núcleo. As zonas permeáveis são constituídas por areia, cascalho ou fragmentos de rocha, ou uma mistura desses materiais. Nas barragens de enrocamento, são utilizados blocos de rocha com tamanhos variáveis, alocados de maneira a se obter o maior contato possível entre as suas superfícies, e os vazios são preenchidos com um material menor; além disso, na face de montante (lado em contato com água) é adicionada uma manta de impermeabilização.

Em relação à sua estrutura, podem ser barragens de concreto tipo gravidade, que utiliza o próprio peso da estrutura para manter o equi-



líbrio estático da construção, transferindo as cargas recebidas para a sua fundação ou barragens de concreto tipo arco, onde a altura pode ser maior que a largura; necessita de vales com encostas rochosas e de alta resistência, pois as barragens estão constantemente sujeitas a esforços que devem ser suportados e transferidos às encostas, de modo a apresentar a devida segurança estrutural (PINHEIRO, 2019).

**Figura 79** - Tipos de barragens de acordo com seu material

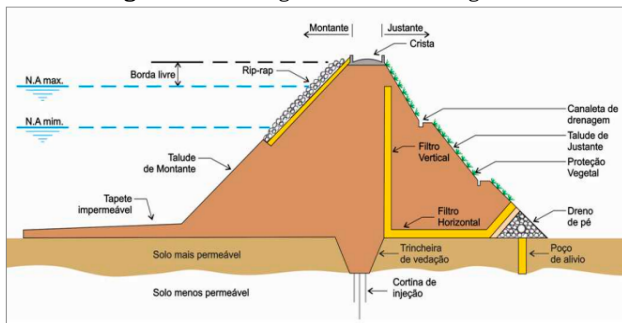


**Fonte:** Santos (2020).

Os tipos de barragens mais comumente usados são:

- Barragem de terra com seção homogênea (Figura 80);
- Barragem de enrocamento com núcleo impermeável, face de concreto, face de concreto asfáltico e núcleo asfáltico (Figura 81);
- Barragem de concreto tipo gravidade – Concreto Convencional - CCV- e Concreto Compactado a Rolo - CCR- (Figura 82 e 83);
- Barragem em arco (Figura 84);

**Figura 80 - Barragem de terra homogênea**



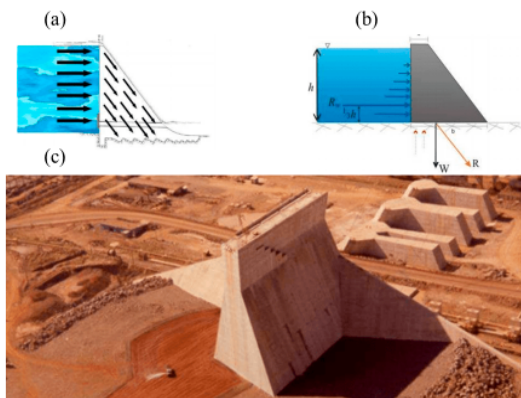
**Fonte:** Carvalho (2011).

**Figura 81 - Barragem de enrocamento com face de concreto**



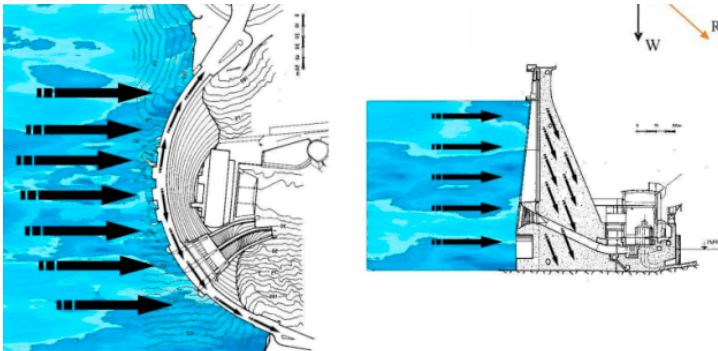
**Fonte:** Oliveira (2017).

**Figura 82 - Barragem tipo concreto – gravidade**



**Fonte:** Pinheiro (2019).

**Figura 83** - Barragem tipo concreto-arco



**Fonte:** Pinheiro (2019).

**Figura 84** - Barragem tipo concreto-arco



**Fonte:** Engwhere (2018).

### **Descarregadores de vazões excedentes**

Também chamados descarregadores de cheias, devem estar presentes na barragem para extravasar o volume que ultrapasse a capacidade de armazenamento do reservatório, evitando que o nível máximo do reservatório seja ultrapassado e haja o transbordamento inapropriado. Protege a barragem contra o galgamento, que é quando a água ultrapassa a crista da barragem. Esse fenômeno deve ser evitado, pois representa um risco para a barragem, podendo causar instabilidade e até rupturas. Outra função dos vertedouros é restituir a jusante do barramento às vazões não necessárias para a geração de energia.

O descarregador de superfície é chamado de vertedouro e o descarregador de fundo é chamado de dreno de areia. Em algumas bibliografias o termo vertedouro está vinculado aos dois tipos de descarregador de cheias, sendo classificados como vertedouro de superfície e vertedouros de fundo; aqui adotaremos o termo vertedouros para a parte superior, mas a observação é válida com fins de evitar confusões.

Os vertedouros podem ser incorporados ao corpo do barramento principal, laterais ou estruturas isoladas do barramento, posicionadas nas ombreiras (laterais do vale onde a barragem se apoia); eles podem ser do tipo soleira livre (Figura 85) ou controlados por comportas (Figura 86). Nos do tipo soleira livre, inexistem controles sobre as descargas que excedem a necessidade de gerar energia; nos controlados por comportas, a partir do acionamento delas, pode-se determinar a cota que a água do reservatório irá atingir, além de permitir a vazão que escoará para jusante do descarregador de cheias.

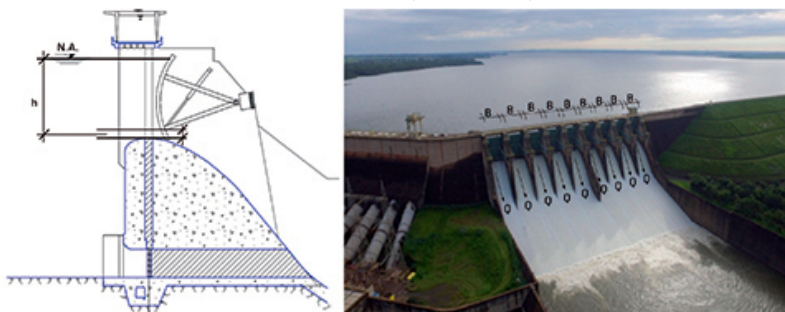
Nos projetos, podem ser utilizados vários tipos de vertedouro, dependendo do arranjo geral do aproveitamento. Um dos formatos mais utilizados para o perfil vertente é o chamado Perfil Creager, baseado no formato da parte inferior de uma lâmina d'água, vertendo livremente através de uma parede vertical delgada. É muito popular por sua eficiência.

**Figura 85** - Vertedouro de soleira livre. PCH Bocaiuva



**Fonte:** Oliveira (2017).

**Figura 86** - Seção típica de vertedouro de superfície com comportas (lado esquerdo). Vertedouro real (lado direito).



**Fonte:** Oliveira (2017).

Os drenos de areia situam-se na parte inferior da barragem, sendo o escoamento em pressão (Figura 87). A vazão é controlada por meio de comportas. Mesmo em barragens com vertedouros pode haver um ou mais descarregadores de fundo destinados a descarregar, periodicamente, o material assoreado delas. Como o nome já sugere, são formados por areia e cascalho.

**Figura 87** -Hidrelétrica Laúca - foto exibindo descarregador de fundo.



**Fonte:** OEC Engenharia (2018).

## Circuito de adução e geração

### Tomada de água

Podendo ser de superfície ou afogada, a tomada de água é a estrutura que faz a captação da água a montante e a conduz ao sistema de adução. Ela é projetada para conduzir a água do reservatório ao sistema de baixa e/ou de alta pressão e regula a vazão de entrada (Figura 88). Para impedir entrada dos detritos carregados pelo escoamento, como folhas e galhos carregados pelo curso d'água, e que possa prejudicar as turbinas, possui grades de proteção. Apresenta outros acessórios, tais como: pórticos de manobras; limpa-grades; comportas ensecadeira; comportas vagão; comportas desarenadoras; e de controle de vazão. Também existe, em geral, um sistema de vigas de vedação (comportas de emergência ou *stop-logs*), que permitem o fechamento da tomada de água, para fins de manutenção das comportas com o reservatório cheio.

Pode operar em pressão ou também com superfície livre, dependendo se for barragem reservatório ou barragem de simples captação.

**Figura 88** - PCH Toca do Tigre, com destaque a sua tomada de água.



Fonte: Oliveira (2017).

### *Canal de adução e condutos forçados*

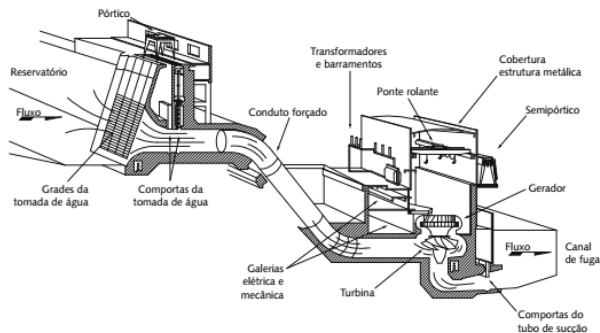
Após a tomada de água, o fluxo hídrico passa pelo canal de adução fluindo, sem perturbações, à baixa pressão, com o mínimo de perda de carga, até a câmara de carga, onde ocorre a transição da água do canal para o conduto forçado (conduto de alta pressão); portanto a câmara de carga realiza a conexão entre o trecho do circuito hídrico de baixa pressão para o trecho de alta pressão.

Os condutos forçados são fechados e o escoamento se dá a pressões crescentes de montante para jusante; estando sua parte inferior submetida à pressão máxima do aproveitamento, conduzirá o fluxo de água desde o canal de adução até a casa de força com a pressão adequada para gerar a força suficiente para acionar as turbinas e promover a geração de energia (ENERGÊS, 2020).

Além de realizar essa conexão, a câmara possui também a função de aliviar o Golpe de Ariete, que é um dos problemas mais sérios associados ao projeto de condutos forçados. É a variação em pressão, acima ou abaixo da pressão normal na tubulação, que ocorre devido a súbitas variações na vazão em uma tubulação. Em condutos longos, costuma-se utilizar também um dispositivo chamado chaminé de equilíbrio, para aliviar esse efeito.

Portanto, todo o circuito de adução e geração, desde a captação da água a montante na tomada de água, fazendo com que o fluxo, ao escoar, atravesse as turbinas para movimentá-las e elas, por sua vez, movimentam os geradores. A Figura 89 representa esse percurso.

**Figura 89** - Ilustração de um circuito de adução/geração



**Fonte:** Magela (2015).

## Canal de fuga

Projetado e construído com a função de conduzir e restituir a água que passa pelas turbinas – que foi captada desde o reservatório até a geração de energia elétrica – garantindo seu retorno ao leito natural do rio.

Deve estar o mais próximo dos leitos dos rios para que as escavações previstas sejam o mínimo necessário, já que, nesse ponto, a energia é mínima, pois se pressupõe que o máximo foi retirado para a produção de eletricidade.

Sendo assim o Canal de fuga (Figura 90) conclui o circuito hidráulico da usina hidrelétrica.

**Figura 90** - Canais de fuga da UHE Itaipu



**Fonte:** Adaptada de Itaipu(2023).

## Casa de força

Também conhecida como casa de máquinas, possui o objetivo de abrigar, proteger, operar e manter os geradores e demais equipamentos auxiliares para a conversão da energia elétrica (Figura 91).

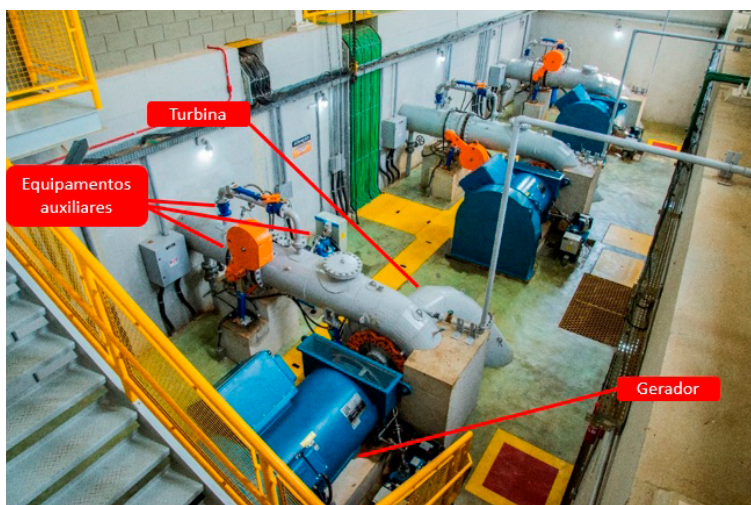
O tamanho da casa de força de cada central hidrelétrica depende, portanto, do número e dos tipos de unidades geradoras. Além de acomodar os equipamentos, também deve haver espaço suficiente para sua montagem ou eventual desmontagem, sua operação e manutenção. Po-



de-se abrigar também outras áreas, como almoxarifado, e permitir as condições de acomodação a usuários permanentes e/ou temporários.

Os arranjos típicos podem ser: i) a céu aberto com superestruturas que suportem o teto e as vigas para os trilhos das pontes rolantes (tipo fechado); ii) sem superestruturas e com guindaste-pórtico em lugar das pontes rolantes (tipo semiaberto); iii) subterrâneo, em caverna ou aterrada.

**Figura 91** - Unidades geradoras na casa de força



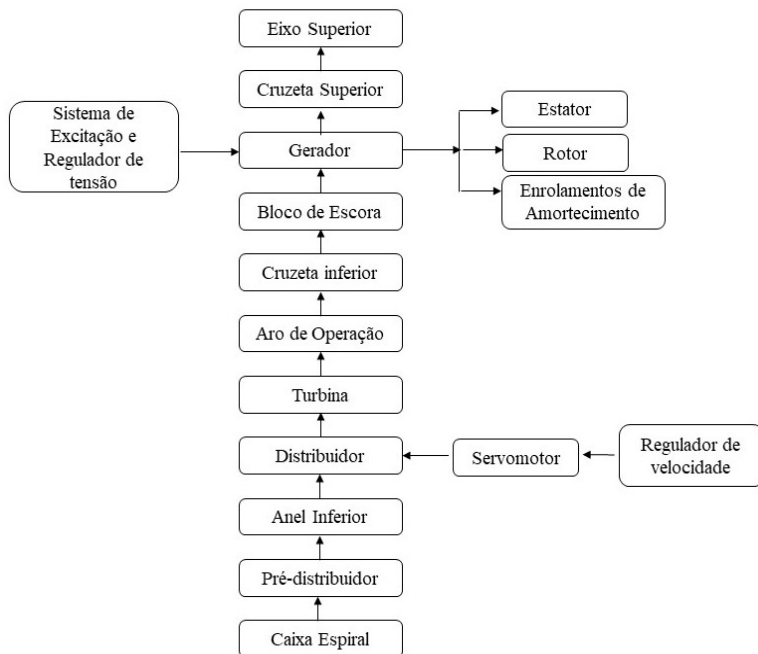
**Fonte:** WEG (2021).

## Equipamentos

Além de todas as partes constituintes citadas, há diversos equipamentos elétricos, mecânicos e de segurança integrando os sistemas em uma central hidrelétrica.

No que se refere aos equipamentos presentes na casa de máquinas e vinculados ao processo de conversão, seja para distribuir a água na turbina (caixa espiral), seja no controle da velocidade de giro do sistema, podemos elencar os equipamentos em ordem ascendente, numa visão geral, conforme Figura 92.

**Figura 92** - Ordem ascendente de equipamentos em uma central hidroelétrica



**Fonte:** Adaptada de Moura, Moura e Rocha(2019).

Dentre os equipamentos exibidos acima, merecem destaque as turbinas e geradores, que podem ser considerados como o coração de todo esse processo de conversão de energia, objetivo final da construção hidrelétrica.

Um gerador é um equipamento que converte energia mecânica em energia elétrica através do fenômeno da indução magnética. É constituído por duas partes principais: estator (parte fixa) e rotor (parte móvel).

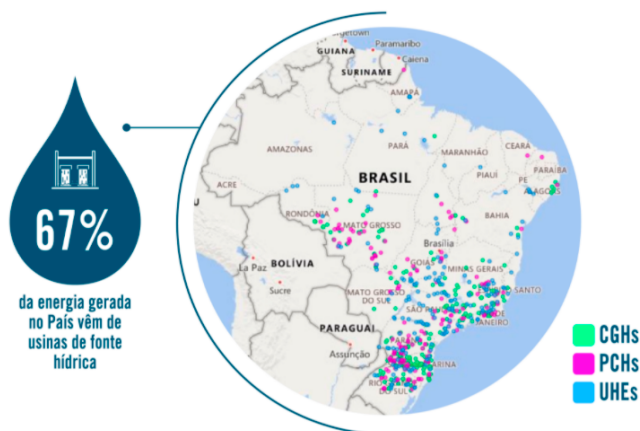
A energia mecânica da turbina hidráulica é utilizada para fazer girar o rotor, eixo no qual estão as espiras, e que gira na presença do campo magnético produzido pelo estator, fazendo com que a intensidade de um campo magnético, produzido por um ímã permanente que atravessa um conjunto de enrolamentos, varie no tempo, o que, pela Lei da indução de Faraday, demonstra que a variação de campo magnético leva a indução de tensões em seus terminais e que, através

de um circuito conectado em seus terminais, permite a circulação de correntes elétricas.

## Principais usinas hidrelétricas brasileiras

Temos em operação no País 739 centrais geradoras hidrelétricas, 425 pequenas centrais hidrelétricas e 219 usinas hidrelétricas, responsáveis por 109,3 gigawatts (GW) de capacidade instalada em operação, de acordo com dados da ANEEL de março de 2021, distribuídas pelo país, conforme representado na Figura 93.

**Figura 93** - Dados da distribuição das fontes hidráulicas no Brasil



**Fonte:** ANEEL (2021).

De acordo com os dados da Agência Nacional de Águas e Saneamento Básico (ANA), no Brasil, existem 12 regiões hidrográficas. Em sete delas, prevalece o nome de seus rios principais: Amazonas; Tocantins-Araguaia; São Francisco; Parnaíba; Paraná; Paraguai; e Uruguai. As outras são agrupamentos de vários cursos d'água, não havendo um rio principal como eixo e, por isso, são chamadas de bacias agrupadas: do Atlântico Sul; do Atlântico Sudeste; do Atlântico Leste; do Atlântico Nordeste Oriental; e do Atlântico Nordeste Ocidental (MAGELA, 2015).

O Brasil possui uma das mais amplas, densas, diversificadas e extensas redes fluviais de todo o mundo. Aproximadamente 13% de

toda a água doce do planeta está em território brasileiro. O Brasil possui o terceiro maior potencial hidrelétrico do mundo, depois da China e da Rússia (MAGELA, 2015).

Dentre as quedas naturais de água e que foram aproveitadas para implantação de usinas hidrelétricas, merecem destaque as de Urubupungá (rio Paraná), Pirapora, Sobradinho, Itaparica e Paulo Afonso (rio São Francisco). As cataratas do rio Iguaçu estão entre aquelas preservadas por seu valor cênico, ambiental e turístico (MAGELA, 2015).

As principais usinas hidrelétricas do Brasil em relação à produção de eletricidade são:

- Usina Hidrelétrica de Itaipu Binacional: localizada no estado do Paraná, foi construída no Rio Paraná e tem capacidade instalada de 14.000 MW. É a segunda usina hidrelétrica do mundo em capacidade instalada, só perde para Usina 3 gargantas, na China (Figura 94).
- Hidrelétrica de Belo Monte: localizada no estado do Pará, foi construída no Rio Xingu e tem capacidade instalada de 11.233 MW (Figura 95).
- Usina Hidrelétrica de Tucuruí: localizada no estado do Pará, foi construída no Rio Tocantins e tem capacidade instalada de 8.370 MW (Figura 96).

**Figura 94** - Usina de Itaipu



Fonte: Câmara dos deputados (2020).

**Figura 95 - UHE Belo Monte**



**Fonte:** IBAMA (2022).

**Figura 96 - Usina de Tucuruí**



**Fonte:** Clube de Engenharia (2017).

## **Legislação Ambiental**

A geração hidroelétrica é considerada uma fonte renovável de geração elétrica, já que o ciclo da água pode ser considerado algo inesgotável. Essa fonte é considerada limpa, já que resulta em emissões desprezíveis quando comparada com fontes que se utilizam de com-

bustíveis fósseis. É uma fonte com tecnologia conhecida e capacidade de geração elevada, predominante no Brasil e que possui flexibilidade em atender horários e demandas variáveis.

Entretanto, se por um lado a energia hidrelétrica possui diversas vantagens e se apresenta como uma fonte bastante consolidada no território nacional, por outro, sua construção causa impactos ambientais altamente significativos e muitas vezes irreversíveis, tais como, i) perda de biodiversidade e a extinção de espécies pelo alagamento de áreas com vegetação nativa e florestadas; ii) destruição de habitats da fauna local; e iii) a perda de área agricultável; e impactos sociais como i) o remanejamento de grandes populações; e ii) a interferência em áreas indígenas ou com populações tradicionais ribeirinhas.

Portanto, ainda há muitas discussões e existem diferentes visões acerca das vantagens e desvantagens, e o objetivo desse tópico não é realizar essa análise, tampouco classificar essa fonte como melhor ou pior opção; para isso, seria necessária uma análise aprofundada e fugiria do escopo desse livro. O objetivo desse tópico é mostrar, de forma geral, alguns passos que são necessários, a exemplo de uma legislação ambiental norteadora que possibilite licença para a construção desse tipo de empreendimento.

De forma geral, o licenciamento ambiental brasileiro é caracterizado pela existência de três fases: **licença prévia**, quando se discute a viabilidade ambiental do empreendimento, a partir de i) uma avaliação de impactos ambientais (AIA); ii) uma apresentação do estudo de impacto ambiental (EIA); e iii) um relatório de impacto ambiental (RIMA); **licença de instalação**, quando é autorizado o início das obras; e **licença de operação**, quando se autoriza o funcionamento da atividade.

De acordo com a Resolução Conama nº 237/97 (CONAMA, 1997), o órgão ambiental deve “atestar a viabilidade ambiental” do empreendimento para emitir a Licença Prévia (LP). Esta fase é considerada crucial para o processo, já que, na Licença Prévia, são estabelecidas as principais condições para a execução da atividade e os requisitos básicos a serem detalhados e atendidos.

De acordo com o ART. 225, da Constituição Federal (BRASIL, 1988, [s/p]),

“Todos têm direito ao meio ambiente ecologicamente equilibrado, bem de uso comum do povo e essencial à sadia qualidade de vida, impondo-se ao Poder Público e à coletividade o dever de defendê-lo e preservá-lo para as presentes e futuras gerações.”

Do ponto de vista de legislação ambiental para os recursos hídricos, algumas leis e resoluções ambientais relevantes precisam ser conhecidas e estudadas, como as apresentadas na Tabela 4 a seguir. Podemos citar ainda a necessidade de análise nas leis que versam sobre a proteção da fauna (Lei nº. 5.197) e das florestas (Lei nº. 4.771).

**Tabela 4** - Legislações importantes em análises ambientais para recursos hídricos.

<b>Dispositivo legal</b>	<b>Determinações importantes</b>
<b>Política Nacional do Meio Ambiente – Lei nº. 6.938/1981</b>	Obrigatoriedade dos estudos e respectivos relatórios de Impacto Ambiental (EIA/RIMA)
<b>Recursos Hídricos – Lei nº. 9.433 de 08/01/1997</b>	Institui a Política Nacional de Recursos Hídricos e cria o Sistema Nacional de Recursos Hídricos. Define a água como recurso natural limitado, dotado de valor econômico, que pode ter usos múltiplos (consumo humano, produção de energia, transporte, lançamento de esgotos). A lei prevê também a criação do Sistema Nacional de Informação sobre Recursos Hídricos
<b>Resolução CONAMA nº. 01, de 23/01/1986</b>	Dispõe sobre critérios básicos e diretrizes gerais para a avaliação de impacto ambiental – Esta avaliação é submetida à aprovação do órgão ambiental competente para aprovação do Estudo de Impacto Ambiental (EIA) e do Relatório de Impacto Ambiental (RIMA).
<b>Resolução CONAMA nº. 237, de 19/12/1997</b>	Dispõe sobre a revisão e complementação dos procedimentos e critérios utilizados para o licenciamento ambiental estabelecidos na Política Nacional do Meio Ambiente. Definiu as competências da União, dos estados e municípios e determinou que o licenciamento deverá ser realizado em único nível de competência.

**Fonte:** Autoria própria, 2023

É necessária também a interlocução com diversos órgãos responsáveis pela fauna, flora e ocupação social preexistente na área escolhida para a construção. Alguns órgãos importantes envolvidos nesse processo estão apresentados na Tabela 5 a seguir.

**Tabela 5** - Órgãos relacionados ao licenciamento ambiental para hidrelétricas.

<b>Instituição envolvida</b>	<b>Função</b>
<b>Fundação Nacional do Índio FUNAI</b>	Avaliação dos impactos provocados por atividade ou empreendimento em terras indígenas, bem como apreciação da adequação das propostas de medidas de controle e de mitigação decorrentes desses impactos.
<b>Fundação Cultural Palmares</b>	Avaliação dos impactos provocados pela atividade ou pelo empreendimento em terra quilombola, bem como apreciação da adequação das propostas de medidas de controle e de mitigação decorrentes desses impactos.
<b>Instituto do Patrimônio Histórico e Artístico Nacional IPHAN</b>	Avaliação acerca da existência de bens acautelados identificados na área de influência direta da atividade ou empreendimento, bem como apreciação da adequação das propostas apresentadas para o resgate.
<b>Ministério da Saúde</b>	Avaliação e recomendação acerca dos impactos sobre os fatores de risco para a ocorrência de casos de malária, no caso de atividade ou empreendimento localizado em áreas endêmicas de malária.
<b>ICMBIO – Instituto Chico Mendes de Conservação da Biodiversidade</b>	Avalia os impactos das atividades em Unidades Federais de Conservação.

**Fonte:** Adaptada de Andrade (2017).

A Empresa de Pesquisa Energética (EPE) desenvolve Estudos de Inventário Hidrelétrico de bacias hidrográficas, Avaliações Ambientais Integradas (AAI), Estudos de Inventário do Potencial Hidrelétrico de bacias hidrográficas, Estudos de Viabilidade Técnica e Econômica (EVTE) e Estudos de Impacto Ambiental (EIA) de empreendimentos hidrelétricos. Todos consideram fatores econômicos, ambientais e sociais, exigindo constante interação com comunidades, agentes reguladores, empresas privadas, entidades civis e órgãos ambientais (EPE.gov).

É fundamental que a atividade de planejamento, construção e operação de usinas hidrelétricas seja realizada no âmbito de um

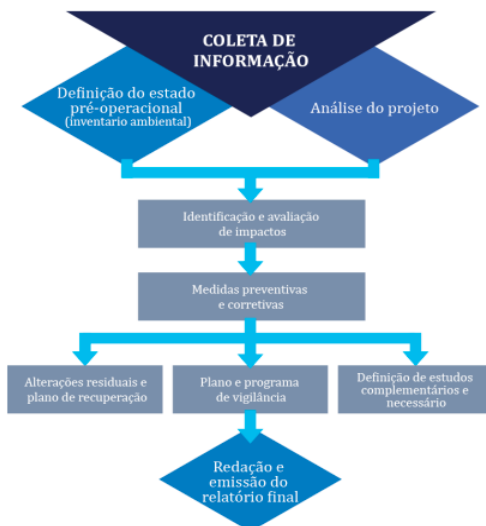


amplo e robusto processo de avaliação de impactos ambientais (AIA), realizada no domínio da elaboração dos Planos Nacionais de Energia - PNEs, dos Planos Decenais de Energia – PDEEs, dos Inventários Hidrelétricos de Bacias Hidrográficas e da Análise Ambiental Integrada de Bacias Hidrográficas – AAIs. Esses estudos são elaborados sob a responsabilidade da Empresa de Pesquisa Energética (EPE) e do Ministério de Minas e Energia (MME).

Na fase de projeto, a AIA é realizada principalmente por meio do instrumento de licenciamento ambiental de atividades potencialmente poluidoras, estabelecido na Lei Federal nº 6938/1981 e considerado o principal instrumento de gestão ambiental do País (BANCO MUNDIAL, 2008).

Na confecção do EIA, são feitas análises com o objetivo de compreender a relação entre o projeto e o impacto a ser causado no ambiente, e essa avaliação não se limita à fase de construção, deve abranger as outras fases, de exploração e abandono, e ainda trazem propostas para mitigação dos impactos em todas as fases. Os passos para se montar um EIA estão representados no fluxograma da Figura 97.

**Figura 97-** Esquema de um estudo para análise ambiental



**Fonte:** Carreas (2013).

Portanto, foi possível perceber que é necessário mapear todas as ações em todas as fases de desenvolvimento da usina hidrelétrica que se pretende construir, para que seja possível executar as etapas buscando o desenvolvimento local e econômico de forma sustentável, com os menores danos possíveis ao meio ambiente e às pessoas.

### **AGORA É A SUA VEZ**

1 - Vimos que, além das escolhas técnicas, há vários fatores que devem ser estudados e levados em conta na escolha da instalação de uma hidrelétrica. Diante disso, escolha uma usina hidrelétrica no Brasil e pesquise suas características construtivas, por exemplo: volume de represa; capacidade de geração; tipo de comportas; turbinas; quais os impactos ambientais mapeados e as medidas tomadas. Tente encontrar informações como o EIA/RIMA, se disponíveis.



## **REFERÊNCIAS**

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA (ANEEL). **Carga e geração e histórico da Operação/ONS**. Dados de: 18/03/2021. SIGA/ANEEL Disponível em <https://www.facebook.com/aneelgovbr/photos/a.1543270105977616/2556627931308490/?type=3Co>. Acesso em: 09 ago. 2023.

ANDRADE, André de Lima. **A viabilidade ambiental de usinas hidrelétricas e a aplicação da avaliação ambiental estratégica no Brasil**. 2017. 202 f. Tese (Doutorado em Planejamento Energético COPPE) - Pós-graduação em Planejamento Energético COPPE, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro: 2017.

BANCO MUNDIAL. **Licenciamento ambiental de empreendimentos hidrelétricos no Brasil: uma contribuição para o debate**. Washington: Banco Mundial, 2008.

BANSAL, R. K. **A textbook of fluid mechanics and hydraulic machines**. New Delhi: Laxmi Publications, 2010.

BOCK, Maiquel. **Tipos de turbinas hidráulicas: conheça os principais modelos**. [Ijuí]: Hidroenergia, 2018. Disponível em: <https://www.hidroenergia.com.br/blog/tipos-turbinas-hidraulicas>. Acesso em: 13 abr. 2021.

BRASIL. **Constituição da República Federativa do Brasil de 1988**. Brasília: Senado Federal, 2016. Disponível em: [https://www.planalto.gov.br/ccivil\\_03/constituicao/constituicao.htm](https://www.planalto.gov.br/ccivil_03/constituicao/constituicao.htm). Acesso em: 10 ago. 2023.

BREKKE, Hermod. State of the art in turbine design. In: **Proceedings of the Congress -International Association for Hydraulic Research**. Beijing, 2001. p. 544-551. Disponível em: <https://www.iahr.org/library/infor?pid=23529>. Acesso em: 08 ago. 2023.

BRUNETTI, Franco. **Mecânica dos fluidos**. 2. ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2008.

CAMARA DOS DEPUTADOS. **Sancionada lei que compensa hidrelétricas prejudicadas por estiagem**. Disponível em <https://www.camara.leg.br/noticias/691130-sancionada-lei-que-compensa-hidretricas-prejudicadas-por-estiagem>. Acesso em: 09 ago. 2023.

CARDOSO, J. R. GOUVÊA, M. R. **Apostila do curso Eletrotécnica Geral – Sistemas elétricos** - EPUSP. Disponível em: <<https://sistemas.eel.usp.br/docentes/arquivos/5840834/59/SistemaEletrico1.pdf>>. Acesso em: 15 de setembro de 2023.

CARREAS, N. Programa de capacitação em energias renováveis. **Pequenas Centrais Hidrelétricas**. [s.l.] /ONU, 2013.

CARVALHO, David de. **Principais elementos**. 2011. Disponível em: [https://professor.pucgoias.edu.br/SiteDocente/admin/arquivosUpload/15030/material/barragem\\_terra\\_1.pdf](https://professor.pucgoias.edu.br/SiteDocente/admin/arquivosUpload/15030/material/barragem_terra_1.pdf). Acesso em 10 ago. 2023.

ÇENGEL, Yunus A.; CIMBALA, John M. **Mecânica dos fluidos: fundamentos e aplicações**. 3. ed. Porto Alegre: Amgh Editora, 2015.

CLUBE DE ENGENHARIA. **Projeto de vertedouros: conhecer a área é fundamental**. 2017. Disponível em: <https://portalclubedeengenharia.org.br/2017/08/07/projeto-de-vertedouros-conhecer-a-area-e-fundamental/>. Acesso em: 15 set. 2021.

CÓRDOVA, Roberto. **Breve historia de las turbinas hidráulicas**. El Salvador: [Universidad Centroamericana José Simeón Cañas], 1999. Disponível em: <http://www.uca.edu.sv/deptos/ccnn/dlc/pdf/turbinas.pdf>. Acesso em: 08 de agosto de 2023.

ELETROBRAS. **Barragem de hidrelétrica**. 2021. Disponível em: <https://eletrobras.com/pt/Paginas/Barragem-de-Hidreletrica.aspx>. Acesso em: 20 abr. 2021.

EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (EPE). **Anuário Estatístico de Energia Elétrica 2021** - ano base 2010. 2021. Disponível em: [https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-160/topico-168/Anu%C3%A1rio\\_2021.pdf](https://www.epe.gov.br/sites-pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/PublicacoesArquivos/publicacao-160/topico-168/Anu%C3%A1rio_2021.pdf). Acesso em: 08 ago. 2023.

\_\_\_\_\_. **Matriz energética e elétrica**. 2023. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/abcdenergia/matriz-energetica-e-eletrica>>. Acesso em: 15 de setembro de 2023.

ENERGÊS. **Saiba tudo sobre usinas hidrelétricas**. 2020. Disponível em: <<https://energes.com.br/saiba-tudo-sobre-usinas-hidreletricas/>>. Acesso em: 15 de setembro de 2023.

ENGWHERE. **As maiores barragens do Brasil**. 2018. Disponível em: <https://www.engwhere.com.br/as-maiores-barragens-do-brasil/>. Acesso em: 08 ago. 2023.

FÁBRICA DO PROJETO. **Turbina de fluxo MichellBanki** Disponível em: <https://www.fabricadoprojeto.com.br/2016/06/projeto-solicitado-3-de-june-de-2016-turbina-de-fluxo-michell-banki/>. Acesso em: 15 maio 2021.

FALCÃO, António F. O. **Turbomáquinas**. Portugal: Instituto Superior Técnico, 2011.

\_\_\_\_\_. **Mecânica dos fluidos II**. Portugal: Instituto Superior Técnico, 2004.

FOMITCHEV-ZAMILOV, Max I. **Cavitation-induced fusion: proof of concept**. 19. ed. Albuquerque: Natural Philosophy Alliance Proceedings, 2012.

FOX, Robert W.; McDONALD, Alan T.; PRITCHARD, Philip J. **Introdução à mecânica dos fluidos**. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

GEBRAN. Amaury Pessoa. **Manutenção e operação de equipamentos de subestações**. Porto Alegre: Bookman, 2014.

GÓES, Fransueli Bahr da Silva de. O uso da água na geração de energia elétrica. In.: **Nova Escola**, 2022. Disponível em: <https://novaescola.org.br/planos-de-aula/fundamental/5ano/iências/o-uso-da-agua-na-geracao-de-energia-eletrica/2380>. Acesso em: 08 ago. 2023.

HALLIDAY, David. RESNICK, Robert. **Fundamentos de física: mecânica**. 10. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2016. v. 1.

HENN, Eal. **Máquinas de fluido**. 2. ed. Santa Maria: Editora UFSM, 2006.

HUSAIN, Zueb; ABDULLAH, MohdZulkifly; ALIMUDDIN, Zainal. **Basic fluid mechanics and hydraulic machines**. Hyderabad: BS publications, 2008.

IBAMA. **ibama firma acordo com a Usina Belo Monte**. 2021. Disponível em <https://www.gov.br/ibama/pt-br/assuntos/noticias/2021/ibama-firma-acordo-com-a-usina-belo-monte>. Acesso em: 09 ago. 2023.

ITAIPU. **Unidades geradoras**. Disponível em: [https://www.itaipu.gov.br/en/node/104?foto=software\\_livre\\_telecentros.jpg](https://www.itaipu.gov.br/en/node/104?foto=software_livre_telecentros.jpg). Acesso em: 01 abr. 2021.

JAHOBR. **Turbina Bulbo**. Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=53495543>. Acesso em: 20 jul 2021c.

\_\_\_\_\_. **De olho no cinquentenário Itaipu completa 49 anos nesta quarta-feira 17.** 2023. Disponível em: <https://www.itaipu.gov.br/sala-de-imprensa/noticia/de-olho-no-cinquentenario-itaipu-completa-49-anos-nesta-quarta-feira-17>. Acesso em: 09 ago. 2023.

\_\_\_\_\_. **Turbina Deriaz.** Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=97619853>. Acesso em: 20 jul. 2021b.

\_\_\_\_\_. **Turbina Hélice.** Disponível em: [https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Propeller\\_Turbine\\_2.svg](https://commons.wikimedia.org/wiki/File:Propeller_Turbine_2.svg). Acesso em: 20 jul. 2021a.

\_\_\_\_\_. **Turbina Ossberger.** Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=53458084>. Acesso em: 20 jul. 2021d.

\_\_\_\_\_. **Turbina Straflo.** Disponível em: <https://commons.wikimedia.org/w/index.php?curid=53495544>. Acesso em: 20 jul. 2021e.

LABTIME UFG. **Geração hidrelétrica e fontes alternativas.** Disponível em: [http://www.labtime.ufg.br/modulos/aneel/mod3\\_uni2\\_sl6.html](http://www.labtime.ufg.br/modulos/aneel/mod3_uni2_sl6.html). Acesso em: 03 abr. 2021.

LESICS. **Kaplan Turbine Working and Design.** Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=Op03UTgpnDU>. Acesso em: 16 abr. 2021.

LIMA, Gabriela Marcomini. **Fontes alternativas de energia.** Londrina: Educacional S.A., 2017.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Bombas e instalações de bombeamento.** 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2008.

MACINTYRE, Archibald Joseph. **Máquinas motrizes hidráulicas.** Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983.

MATAIX, Claudio. **Turbomáquinas hidráulicas: turbinas, bombas, ventiladores.** Madrid: Icai, 1975.

MOLINA JÚNIOR, W. F.; ROMANELLI, T. L. **Recursos energéticos e ambiente.** Curitiba: Intersaberes, 2015.

MORAN, Michael J. *et al.* **Princípios de termodinâmica para Engenharia.** 8. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2018.

MOURA, Ailson P. de; MOURA, Adriano Aron F. de; ROCHA, Ednardo P. da. **Engenharia de sistemas de potência: geração hidroelétrica e eolioelétrica.** Fortaleza: UFC, 2019.

MUNSON, Bruce R.; YOUNG, Donald F.; OKIISHI, Theodore H. **Fundamentos da mecânica dos fluidos.** São Paulo: Blucher, 2004.

NECHLEBA, M. **Hydraulic turbines-their**: design and equipment. Prague:Artia, 1957

**OECE Engenharia**. Disponível em <https://www.oec-ng.com/api/sites/default/files/2018-09/lauca.jpg>. Acesso em: 20 abr. 2021.

OLIVEIRA, Bruno Alexandre de. **Conhecendo os componentes de uma hidrelétrica**. São Paulo: Oficina de textos, 2017.

OPERADOR NACIONAL DO SISTEMA ELÉTRICO (ONS). **Relatório anual**. 2022. Disponível em: <https://www.ons.org.br/Paginas/Noticias/20230323-ONS-lan%C3%A7a-o-Relat%C3%B3rio-Anual-2022.aspx>. Acesso em: 10 ago. 2023.

OSSBERGER. **Genialmente sencillo, genialmente eficiente**. Disponível em: <https://ossberger.de/es/tecnologia-hidraulica/turbina-ossbergerr-de-flujo-cruzado/>. Acesso em: 07 maio 2021.

PEREIRA, Geraldo Magela. **Projeto de usinas hidrelétricas**: passo a passo. São Paulo: Oficina de textos, 2015.

PINHEIRO, Igor. **Barragens**.Inovacil, 2019. Disponível em <https://www.inovacivil.com.br/barragens/>. Acesso em: 08 ago. 2023.

PXLSEALS. **Turbina Kaplan**. Disponível em:<<https://www.pxlseals.com/br/turbina-kaplan>>. Acesso em: 09 abr. 2021.

SANTOS, Michele. **Você sabe quais são os tipos de barragens?**[s.l.] Igeológico, 2020. Disponível em <https://igeologico.com.br/voce-sabe-quais-sao-os-tipos-de-barragens/>. Acesso em: 08 ago. 2023.

TOLMASQUIM, Mauricio Tiomno. **Energia renovável**: hidráulica, biomassa, eólica, solar, oceânica. Rio de Janeiro: EPE, 2016.

VIOLLET, Pierre-Louis. From the water wheel to turbines and hydroelectricity. **Technological evolution and revolutions**. ComptesRendusMécanique, v. 345, n. 8, p. 570-580, 2017.

WEG. **Permissão de uso de imagens** – sem fins lucrativos. Mensagem recebida por: ihsalves@uesc.br. Em 15 dez. 2021.

WHITE, Frank M. **Mecânica dos fluidos**. 6. ed. Porto Alegre: Editora Bookman, 2011.

WORLD ENERGY OUTLOOK. **Reports**. 2021. Disponível em: <https://www.iea.org/reports/world-energy-outlook-2021>. Acesso em: 10 ago. 2023.



## AUTORAS



### **Ingrid Heloisa da Silva Alves**

Atua como professora há sete anos. Desde 2022, é professora EBTT no Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará (IFCE), Campus Acaraú. É bacharela em Ciência e Tecnologia e em Engenharia Mecânica, com mestrado em Engenharia Elétrica, títulos obtidos na Universidade Federal Rural do Semi-Árido (UFERSA). Atualmente, é pós-graduada em Engenharia de Segurança do Trabalho na UNOPAR. Desenvolve pesquisas em tecnologias sustentáveis voltadas para a área de energia e termofluidos.



### **Jéssica Bárbara da Silva Soares**

É técnica de operação na empresa Petróleo Brasileiro SA desde 2010, atualmente trabalhando embarcada na plataforma da Bacia de Santos, que integra a área do pré-sal. É graduada em Engenharia de Energia pela Universidade Federal Rural do Semi-Árido (UFERSA), licenciada em Matemática pelo Centro Universitário Leonardo da Vinci (UNIASSELVI) e técnica em eletrotécnica pelo Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Norte (IFRN). Atualmente, é aluna do mestrado em Engenharia Elétrica na UFERSA, na linha de pesquisa Sistemas de Controle e Automação.



Este livro foi composto em fonte IBM Plex Serif, impresso no formato 15 x 21 cm em Off set 75g/m<sup>2</sup>, com 184 páginas e em e-book formato pdf. Novembro de 2023.





ISBN 978-658479227-2



9

786584

792272