

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO
ESCOLA POLITÉCNICA
MESTRADO EM ENGENHARIA
ENGENHARIA MECÂNICA DE ENERGIA DE FLUÍDOS**

HELIO GONGORA FILHO

**TURBINAS HIDRÁULICAS
PARA
PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS**

**Dissertação apresentada à
Escola Politécnica da Universidade de
São Paulo para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia.**

**CONSULTA
FD-4095**

**São Paulo
2005**

OK

Prof. Dr. Adolpho José Melfi
Reitor da Universidade de São Paulo

Prof. Dr. Vahan Agopyan
Diretor da Escola Politécnica

Prof. Dr. Ronaldo de Breyne Salvagni
Chefe do Departamento de Engenharia Mecânica

Prof. Dr. Silvio de Oliveira Junior
Coordenador do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica

HELIO GONGORA FILHO

**TURBINAS HIDRÁULICAS
PARA
PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS**

**Dissertação apresentada
à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo
para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia.**

**Área de Concentração:
Engenharia Mecânica de
Energia de Flúidos**

**Orientador:
Prof. Dr. Fábio Saltara**

**São Paulo
2005**

Aos meus pais e meu irmão por terem me incentivado e apoiado desde o princípio desta jornada.

AGRADECIMENTOS

Ao meu orientador Prof. Dr. Fábio Saltara pelo empenho e dedicação para o sucesso deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Gervásio de Castro Neto pela colaboração crítica de análise deste trabalho.

A todos que colaboraram direta ou indiretamente.

SUMÁRIO

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	xiii
LISTA DE SÍMBOLOS	xiv
RESUMO	xviii
ABSTRACT	xix
1. INTRODUÇÃO	1
2. O PAPEL DAS PCH'S NO ATUAL CONTEXTO BRASILEIRO	2
2.1. Evolução do Mercado de PCH's no Brasil	2
2.2. Situação das PCH's no Brasil	3
2.3. PROINFA - Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica	4
3. TURBINAS HIDRÁULICAS	7
3.1. Histórico	7
3.1.1. Francis	7
3.1.2. Pelton	9
3.1.3. Kaplan	11
3.2. Classificação e Definição das Turbinas Hidráulicas	13
3.3. Aplicação de Turbinas em PCH's	17
3.3.1. Turbina Francis com Caixa Espiral	17
3.3.2. Turbina Kaplan Tubular "S"	20
3.3.3. Turbina Pelton com Eixo Horizontal com 1 ou 2 Jatos	22
3.3.4. Turbinas de Aplicação Menos Expressiva	24
3.3.4.1. Turbina Straflo	24
3.3.4.2. Turbina Bulbo	25
3.3.4.3. Turbina Francis Dupla	26
3.3.4.4. Turbina Michell-Banki	27

4.	FABRICANTES DE TURBINAS	30
4.1.	Hacher Industrial	30
4.2.	Voith Siemens Hydro Power Generation	32
4.3.	HISA	34
4.4.	ALSTOM	35
4.5.	VA TECH	36
5.	CARACTERIZAÇÃO DA POTÊNCIA DISPONÍVEL	37
5.1.	Queda Hidráulica	37
5.1.1.	Altura Topográfica	37
5.1.1.1.	Altura Topográfica para Turbinas de Ação a Eixo Horizontal	38
5.1.1.2.	Altura Topográfica para Turbinas de Reação	38
5.1.2.	Altura Bruta de um Aproveitamento	38
5.1.2.1.	Definição	38
5.1.2.2.	Equação de Bernoulli	38
5.1.2.3.	Equacionamento	39
5.1.3.	Altura Disponível de um Aproveitamento	40
5.1.4.	Dimensionamento das Quedas da Turbina	41
5.2.	Perda de Carga	43
5.2.1.	Método Expedito	43
5.2.2.	Método Clássico	43
5.2.2.1.	Perda de Carga em Canais	43
5.2.2.2.	Perda de Carga Devida à Aceleração da Água na Tomada D'água	45
5.2.2.3.	Perda de Carga na Grade da Tomada d'Água	46
5.2.2.4.	Perda de Carga nas Ranhuras das Comportas	46
5.2.2.5.	Perda de Carga em Conduto sob Pressão	47
5.2.2.5.1.	Perda de Carga Distribuída	47
5.2.2.5.2.	Perda de Carga nas Curvas	49
5.2.2.5.3.	Perda de Carga em Estreitamento Suave	51
5.2.2.5.4.	Perda de Carga nas Bifurcações	52
5.2.2.6.	Perda de Carga na Válvula Borboleta	53
5.2.2.7.	Perda de Carga na Saída do Tubo de Sucção	54

5.2.2.8.	Perda de Carga em Alargamento Brusco.....	55
5.3.	Vazão.....	56
5.3.1.	Curva Chave de Jusante.....	56
5.3.2.	Curva de Permanência.....	56
5.4.	Potencial Hidráulico.....	58
6.	INFORMAÇÕES GERAIS PARA A ESCOLHA DA TURBINA.....	59
6.1.	Faixas de Aplicação das Turbinas.....	59
6.2.	Determinação da Rotação do Conjunto Turbina-Gerador.....	63
6.3.	Cálculo da Rotação Específica.....	63
6.4.	Dimensões Principais das Turbinas para PCH's.....	65
7.	ANÁLISE DE CASO.....	70
7.1.	Caso 01.....	70
7.1.1.	Caracterização do Problema.....	70
7.1.2.	Resolução.....	72
7.1.3.	Resultados.....	74
7.2.	Caso 02.....	75
7.2.1.	Caracterização do Problema.....	75
7.2.2.	Resolução.....	76
7.2.3.	Resultados.....	78
8.	CONCLUSÕES.....	79
9.	REVISÃO DA LITERATURA.....	81
	ANEXO A.....	82
	ANEXO B.....	85
	LISTA DE REFERÊNCIAS.....	90
	BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA.....	92

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1. Matriz Energética Brasileira , 2004. ^[4]	5
Figura 2.2. Matriz de Energia Elétrica Brasileira. ^[4]	5
Figura 2.3. Localização das Fontes de Energia por Estado. ^[4]	6
Figura 3.1. Caixa Espiral de Turbina Francis. ^[5]	8
Figura 3.2. Anel de Regulagem e Pás Diretrizes. ^[5]	8
Figura 3.3. Conjunto Turbina Francis e Gerador. ^[5]	9
Figura 3.4. Corte Lateral Turbina Pelton de 1 jato. ^[5]	10
Figura 3.5. Pá do Rotor de Turbina Pelton. ^[5]	10
Figura 3.6. Conjunto Turbina Pelton e Gerador. ^[5]	11
Figura 3.7. Victor Kaplan. ^[5]	11
Figura 3.8. Corte Lateral Rotor Kaplan. ^[5]	12
Figura 3.9. Rotor Kaplan. ^[5]	12
Figura 3.10. Turbina Kaplan. ^[8]	15
Figura 3.11. Turbinas Axiais. ^[8]	15
Figura 3.12. Turbina Axial. ^[8]	16
Figura 3.13. Conjunto Turbina-Gerador com 3 mancais.	17
Figura 3.14. Conjunto Turbina-Gerador com 2 mancais.	18
Figura 3.15. Palhetas Diretrizes e Bielas.	19
Figura 3.16. Rotor Francis – PCH Fumaça.	19
Figura 3.17. PCH Fumaça Equipada com Turbina Francis.	20
Figura 3.18. Conjunto Compacto Turbina Francis-Gerador. ^[8]	20
Figura 3.19. Arranjo Típico de uma Turbina Kaplan “S”. ^[23]	21
Figura 3.20. Injetor Pelton.....	22
Figura 3.21. Turbina Pelton.....	23
Figura 3.22. Rotor Pelton.	23
Figura 3.23. Turbina Pelton. ^[8]	24
Figura 3.24. Corte Longitudinal de Turbina Straflo. ^[23]	25
Figura 3.25. Turbina Bulbo com Rotor Kaplan. ^[8]	26
Figura 3.26. PCH Padre Carlos Equipada com Turbinas Francis Dupla.	26
Figura 3.27. Corte Transversal em Turbina Michell-Banki.	27

Figura 3.28. Elementos de uma Turbina Cross-Flow.	28
Figura 3.29. Usina Equipada com Turbina Cross-Flow.....	28
Figura 3.30. Passagem do Fluxo D' Água pelo Rotor.	29
Figura 4.1. Turbina Francis com Caixa Espiral da Hacher, 1976. ^[5]	30
Figura 4.2. Gráfico de Pré-Seleção da Empresa Hacher. ^[5]	31
Figura 4.3. Turbina Axial sendo Transportada. ^[5]	31
Figura 4.4. Gráfico de Pré-Seleção de Turbinas Kaplan. ^[9]	32
Figura 4.5. Gráfico de Pré-Seleção de Turbinas Pelton. ^[9]	33
Figura 4.6. Gráfico de Pré-Seleção de Turbinas Francis. ^[9]	33
Figura 4.7. Primeira Turbina de 1000 CV Fornecida pela Hisa, no Ano de 1952 para o Sr. Josué Annoni, Instalada em Abelardo Luz - SC, no Rio Chapecó. ^[10]	34
Figura 4.8. Turbina Francis com Caixa Espiral. ^[10]	35
Figura 4.9. Gráfico de Pré-Seleção da Empresa Alstom. ^[11]	35
Figura 4.10. Gráfico de Pré-Seleção da Empresa Va Tech. ^[8]	36
Figura 5.1. Aproveitamento Hidrelétrico Dotado de uma Turbina de Reação. ^[12]	37
Figura 5.2. Permanência de Queda no Tempo.	41
Figura 5.3. Diagrama de Moody.....	48
Figura 5.4. Trecho Curvo.....	50
Figura 5.5. Estreitamento Suave. ^[17]	52
Figura 5.6. Bifurcação. ^[17]	53
Figura 5.7. Coeficientes de Perda de Carga na Entrada e Saída do Reservatório. ^[18]	54
Figura 5.8. Alargamento. ^[17]	55
Figura 5.9. Valores de k_a . ^[17]	56
Figura 5.10 Curva de Permanência. ^[1]	57
Figura 6.1. Campo de Aplicação Geral das Turbinas de acordo com a Queda e a Velocidade Específica.	59
Figura 6.2. Campo de Aplicação das Turbinas Pelton, Francis e Kaplan de acordo com a Queda e a Velocidade Específica. ^(Anexo A)	62
Figura 6.3. Relação entre Queda Líquida e Rotação Específica. ^[20]	65
Figura 6.4. Rotor Francis.	66
Figura 6.5. Turbina Francis Simples de Eixo Horizontal.....	66
Figura 6.6. Turbina Kaplan S.	67

Figura 6.7 – Dimensões Principais da Turbina Kaplan S.	67
Figura 6.8. Diâmetro do Rotor para Turbina Pelton.	68
Figura 6.9. Turbina Pelton de 1 jato de Eixo Horizontal.	69
Figura 7.1. Níveis D' Água de Montante.	70
Figura 7.2. Curva de Permanência de Vazões no Tempo.	71
Figura 7.3 Ponto de Estudo.	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1. Classificação das Centrais Hidrelétricas ^[1]	1
Tabela 2.1. PCH's de Autoprodução e de Produção Independente no Brasil (1999). ^[2]	4
Tabela 2.2. Situação das PCH's, em Operação, no Brasil (1988 – Aneel). ^[2]	4
Tabela 5.1. Rugosidade das Paredes. ^[1]	45
Tabela 5.2. Rugosidade Absoluta de Revestimentos usuais em Estado de Novo, de Conduitos Forçados em Aço Soldado sem Juntas. ^[19]	48
Tabela 5.3. Viscosidade Cinemática e Dinâmica da Água em Função da Temperatura e da Pressão. ^[17]	49
Tabela 5.4. Valores de $A_1(\delta)$. ^[17]	50
Tabela 5.5. Coeficientes de k_{Re} e k_{Δ} em Função do Número de Reynolds e da Rugosidade Relativa. ^[17]	51
Tabela 5.6. Coeficiente k_{POL} em Função do Ângulo de Desvio da Virola. ^[18]	51
Tabela 5.7. Valores de k_e . ^[17]	52
Tabela 5.8. Coeficientes de Perda de Carga. ^[17]	53
Tabela 6.1. Campo de Aplicação dos Diversos Tipos de Turbinas. ^[14]	61
Tabela 6.2. Campo de Aplicação de Turbinas para PCH. (*Anexo A)	62
Tabela 6.3. Dimensões Principais da Turbina Francis Simples de Eixo Horiz. ^[16]	66
Tabela 6.4. Dimensões Principais da Turbina Kaplan S. ^[16]	68
Tabela 6.5. Dimensões Principais da Turbina Pelton de Eixo Horizontal. ^[16]	69
Tabela 7.1. Perda de Carga no Circuito Hidráulico.	72
Tabela 7.2. Tabela de Alternativas.	73
Tabela 7.3. Tabela de Dimensões - Turbina Francis.	76
Tabela 7.4. Resumo dos Cálculos.	78

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PNPCH	– Plano Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas
DNAEE	– Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica
PCH	– Pequena Central Hidrelétrica
PCH's	– Pequenas Centrais Hidrelétricas
SHPP	– Small Hydro Power Plant
PROINFA	– Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica
ANEEL	– Agência Nacional de Energia Elétrica
CCC	– Custo de Consumo de Combustível
SIN	– Sistema Interligado Nacional
ABNT	– Associação Brasileira de Normas Técnicas
NBR	– Norma Brasileira Registrada
ISO	– International Organization for Standardization
DME	– Departamento Municipal de Eletricidade

LISTA DE SÍMBOLOS

Q	Vazão d'água
H_{liq}	Queda líquida
P	Potência
D_1	Diâmetro do rotor da turbina
$H_{top A}$	Altura topográfica para turbinas de ação
$H_{top R}$	Altura topográfica para turbinas de reação
H_A	Altura Relativa no ponto A
H_D	Altura Relativa no ponto D
H_F	Altura Relativa no ponto F
Z_1	Altura Relativa no ponto 1
Z_2	Altura Relativa no ponto 2
E_A	Energia específica no ponto A
E_F	Energia específica no ponto F
E_1	Energia específica no ponto 1
E_2	Energia específica no ponto 2
V_A	Velocidade do fluido no ponto A
V_F	Velocidade do fluido no ponto F
V_1	Velocidade do fluido no ponto 1
V_2	Velocidade do fluido no ponto 2
P_A	Pressão no ponto A
P_F	Pressão no ponto F
P_1	Pressão no ponto 1
P_2	Pressão no ponto 2
g	Aceleração da gravidade
γ	Peso específico do fluido
H_{Br}	Queda Bruta
H_{Top}	Altura Topográfica
Δ_H	Perdas hidráulicas
H_{ref}	Queda de referência
h	Perda de carga

k	Coefficiente de perda de carga
V	Velocidade do escoamento
S	Declividade da linha de energia ou perda de carga unitária
C	Coefficiente calculado utilizando-se a fórmula de Ganguillet e Kutter
R_h	Raio hidráulico
L	Comprimento do canal
h_a	Perda de carga devido ao atrito
n_{CR}	Coefficiente de rugosidade do canal
V_2	Velocidade d'água na saída da tomada d'água
V_1	Velocidade d'água antes da tomada d'água
h_{accel}	Perda de carga devida a aceleração da água
k_{accel}	Coefficiente de perda de carga devida a aceleração da água
h_g	Perda de carga na grade
e_1	Espessura ou diâmetro das barras
e_2	Espaçamento entre as barras
θ_1	Inclinação da grade em relação à horizontal
k_g	Coefficiente de perda de carga da grade
b	Largura das barras
h_r	Perda de carga na ranhura da comporta
k_r	Coefficiente de perda de carga na ranhura da comporta
f	Coefficiente de resistência
L	Comprimento do conduto
D	Diâmetro interno do conduto
h_{dist}	Perda de carga distribuída
Re	Número de Reynolds
ν	Viscosidade dinâmica da água
ϵ	Rugosidade absoluta
t	Temperatura
p	Pressão
η	Viscosidade cinemática da água
h_{SC}	Perda de carga singular em curvas
k_{SC}	Coefficiente de perda de carga singular em curvas

A_1	Coeficiente que varia com o ângulo δ
B_1	Coeficiente que varia com R_0/D
K_Δ	Coeficiente que varia com a rugosidade relativa
K_{Re}	Coeficiente que varia com o número de Reynolds
K_{POL}	Coeficiente que varia com o ângulo de desvio das virolas da curva
δ	Ângulo entre o início e o final da curva
R_0	Raio central da curva
r	Raio interno da curva
D_H	Diâmetro Hidráulico
h_e	Perda de carga no estreitamento
β	Ângulo de redução
V_1	Velocidade do fluido no ponto 1
V_2	Velocidade no fluido ponto 2
d_1	Diâmetro de entrada
d_2	Diâmetro de saída
A_1	Área de entrada
A_2	Área de saída
k_e	Coeficiente de perda de carga em estreitamento
h_b	Perda de carga em bifurcações
k_b	Coeficiente de perda de carga em bifurcações
V_r	Velocidade da água na ramificação
V_p	Velocidade da água no conduto principal
α	Ângulo da Ramificação
h_{VB}	Perda de carga na válvula borboleta
k_{VB}	Coeficiente de perda de carga na válvula borboleta
h_{TS}	Perda de carga na saída do tubo de sucção
k_{TS}	Coeficiente de perda de carga na saída do tubo de sucção
h_A	Perda de carga em alargamentos
k_A	Coeficiente de perda de carga em alargamentos
V_{VOL}	Volume
T_t	Trabalho teórico
P_t	Potência teórica

n_s	Velocidade específica
n	Rotação
n_q	Velocidade específica
p	Número de pares de pólos
f	Frequência da rede
n_{qj}	Velocidade específica por jato
i	Número de jatos
h_s	Afogamento
D_{2a}	Diâmetro do rotor de turbina Francis
Z_{wmin}	Elevação do nível d'água mínimo de jusante, em relação ao nível do mar
NA	Nível d'água

RESUMO

O mercado de Pequenas Centrais Hidrelétricas (usinas entre 1 e 30 MW) vem crescendo nos últimos anos devido a vários motivos, entre os quais podemos citar os incentivos do governo no setor, como por exemplo o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica, conhecido no meio energético como PROINFA. Além deste fator, existem muitas outras vantagens que este tipo de usina tem em relação às grandes usinas, como por exemplo, os baixos investimentos, a escassez de rios para se instalar grandes usinas que necessitam de grandes reservatórios e uma menor agressão ao meio ambiente.

Com o intuito de enriquecer e atualizar a literatura existente sobre este tipo de usina, este trabalho trata das turbinas hidráulicas utilizadas em Pequenas Centrais Hidrelétricas, trazendo em seu conteúdo material transcrito da ABNT, de catálogos de fabricantes de turbinas, da indústria energética, da literatura existente, de trabalhos anteriores sobre PCH's e também de usinas já construídas e em operação.

Neste trabalho apresentamos as turbinas hidráulicas, os arranjos possíveis do conjunto turbina-gerador, assim como as faixas de uso de cada uma das turbinas que são aplicadas nos Projetos de Pequenas Centrais Hidrelétricas.

Apresentam-se também os critérios de projeto utilizados atualmente pelas empresas de engenharia atuantes no mercado para determinar os parâmetros de projeto, tais como vazão turbinada, queda líquida, perda de carga e potência dos grupos turbina-gerador, para pré-selecionar, dentre as alternativas geradas, a motorização final da usina.

Definindo-se essas características de uma Pequena Central Hidrelétrica tem-se como objetivo final do trabalho saber de um modo prático quais as alternativas existentes de motorização e suas características técnicas principais para um determinado empreendimento, e se possível indicar a mais adequada, uma vez que a definição final da motorização envolve estudos energéticos-econômicos.

ABSTRACT

The market of Small Hydro Power Plant (between 1 and 30 MW) has grown in the past years due to several reasons. As an example, we can be mentioned the government incentives in this area, like PROINFA, a Program to Encourage the Use of Alternative Sources of Electric Power. Besides this, there are many other advantages that small hydro plant has related to the great plants, such as low investments, the shortage of rivers to install great plants that need great reservoirs, and smaller aggression to the environment.

Looking for enriching and updating the existent literature about this type of hydro plant, this paper is about the hydraulic turbines used in Small Hydro Power Plants, bringing material transcribed from ABNT, catalogs of turbine manufacturers, energy industry, existent literature, previous papers about SHPP and also from small hydro plants already built and operating.

This paper aims to present the hydraulic turbines, possible arrangements of the generating unit, as well as the utilization range of each of the turbines that are applied in the project of Small Hydro Plant.

This dissertation also studies criteria of project actually used by engineering companies to determine project parameters, such as turbinated flow rate, net head, head loss and power of the generating unit, selecting among the generated alternatives, the final arrangement of the power plant.

Defining those characteristics, the final objective is to easily know alternatives of turbine arrangements and their main technical characteristics, and if possible indicate the most appropriate one, once the final definition involves energy-economical studies.

1. INTRODUÇÃO

A energia elétrica tem se tornado um fator primordial no desenvolvimento econômico. Muitas pesquisas são realizadas a cada ano em busca de novas fontes energéticas e otimizações tecnológicas dos recursos já explorados. As Pequenas Centrais Hidrelétricas possuem vantagens bastante atraentes para o crescente mercado da energia elétrica por gerar energia limpa e renovável, ter custos de instalação e operação baixos e por não implicar na construção de grandes barragens e reservatórios, que resultam em usinas com um Impacto Ambiental menor.

As usinas hidrelétricas são classificadas da seguinte maneira em relação à faixa de potência e quedas:

CLASSIFICAÇÃO DAS CENTRAIS HIDRELÉTRICAS	POTÊNCIA (kW)	Queda de Projeto (mca)		
		Baixa	Média	Alta
MICRO	$P < 100$	$H_{liq} < 15$	$15 < H_{liq} < 50$	$H_{liq} > 50$
MINI	$100 < P < 1.000$	$H_{liq} < 20$	$20 < H_{liq} < 100$	$H_{liq} > 100$
PEQUENAS	$1.000 < P < 30.000$	$H_{liq} < 25$	$25 < H_{liq} < 130$	$H_{liq} > 130$

Tabela 1.1. Classificação das Centrais Hidrelétricas ^[1]

Na prática é possível a instalação de qualquer tipo de turbina em quaisquer condições de vazão e queda hidráulica existentes em campo. O que pode variar portanto é o rendimento do grupo gerador e conseqüentemente a energia disponibilizada para o consumo final. Vários tipos de turbinas foram criados para que o melhor rendimento e a maior energia fossem aproveitados dos recursos naturais existentes.

Nos capítulos seguintes serão abordados a situação das PCH's no Brasil, a classificação, definição e faixas de uso das turbinas, cálculos dimensionais preliminares, a determinação de características como vazão, queda e potência e por final 2 análises de casos serão analisados.

2. O PAPEL DAS PCH'S NO ATUAL CONTEXTO BRASILEIRO

2.1. Evolução do Mercado de PCH's no Brasil

O Plano Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas, PNPCH, foi lançado em 1983, quando ocorreu a capacitação de um corpo técnico, com o objetivo de apoiar a indústria nacional através do fornecimento de laboratórios e pessoal de apoio técnico para o desenvolvimento de produtos e equipamentos. Este programa encontrou muitas dificuldades por falta de linhas de crédito, de incentivos de mercado e também porque as tarifas eram fortemente controladas pelo governo federal, que fazia delas uma ferramenta de controle da inflação.

O Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica, DNAEE, reviu o conceito de PCH's em 1997 pela portaria DNAEE nº 136. Uma usina hidrelétrica passou a ser chamada de PCH quando envolvesse uma potência inferior a 10.000 kW, com unidades geradoras de no máximo 5.000 kW ^[2].

Esta ação não resultou em um aumento considerável de processos registrados no DNAEE de 1996 (51 processos) para 1997 (81 processos) quando comparado com o aumento ocorrido (253 processos), quando a Lei no 9648, de 1998, ampliou o limite de potência para a 30.000 KW. Além do aumento de potência as PCH's ganharam as seguintes características:

- Necessidade apenas de autorização da ANEEL, para implantação;
- Redução de no mínimo 50% nas tarifas de uso do sistema de transmissão e distribuição;
- Participação garantida nas vantagens técnicas e econômicas da operação interligada;
- Isenção de pagamento da Compensação Financeira para o uso dos recursos hidráulicos;
- Redução do limite de comercialização de energia para consumidores com carga maior ou igual a 500 KW;
- Uso dos recursos oriundos da conta Custo de Consumo de Combustível (CCC), no caso de substituição da geração de termoeletrica.

Visando atender às exigências ambientais, ainda em 1998, a resolução nº 394 definiu centrais hidrelétricas com características de PCH como sendo aquelas cuja potência

não ultrapassa 30.000KW e cuja área do reservatório não inunda uma área maior que 3 km² por ocasião da cheia máxima calculada com tempo de recorrência de 100 anos.

2.2. Situação das PCH's no Brasil

Com a criação da Agência Nacional de Energia Elétrica – ANEEL, em 1998, foi realizado e executado um programa de fiscalização de todas as centrais de geração de eletricidade de serviço público existentes no país. O serviço de fiscalização foi constituído na realização de visitas de inspeção para levantamento de dados de placa dos equipamentos, identificação de ações de repotenciação e recapacitação das unidades geradoras, e o reconhecimento das condições operacionais de geração. No período de novembro de 1999 a janeiro de 2000, foram fiscalizadas as centrais hidrelétricas de autoprodução e produção independente. A partir deste levantamento foi possível indicar o quadro da atual situação das PCH's, de serviço público, em operação no Brasil, conforme mostrado na Tabela 2.1. A Tabela 2.2. mostra com maiores detalhes a situação de 86 centrais de auto produtores* e produtores independentes** vistoriadas nesta ocasião.

*Auto Produtor de Energia Elétrica ^[21] - É a pessoa física ou jurídica ou empresas reunidas em consórcio que recebem concessão ou autorização para produzir energia elétrica destinada ao seu uso exclusivo. (Decreto n. 2.003, de 10 setembro de 1996 - Diário Oficial, de 11 set. 1996, seção 1, p.17917)

**Produtor Independente de Energia Elétrica ^[21] - Pessoa jurídica ou consórcio de empresas titular de concessão, permissão ou autorização para produzir energia elétrica destinada ao comércio de toda ou parte da energia produzida, por sua conta e risco. (Resolução Normativa ANEEL n. 109, de 26 de outubro de 2004 - Diário Oficial, de 29 out. 2004, seção 1, p. 196)

Situação	Quantidade			Potência MW		
	<10 MW	10 a 30 MW	Total	<10 MW	10 a 30 MW	Total
Serviço Público	267	41	308	667,7	783,4	1451,1
Auto Produtor	65	3	68	140,2	28,9	169,1
Produtor Independente	3	1	4	12,7	25	37,7
Total	335	45	380	820,6	837,3	1657,9

Tabela 2.1. PCH's de Autoprodução e de Produção Independente no Brasil (1999).^[2]

Tipo de Produtor	Faixa de Potência MW	Quantidade		Potência MW	
		Em Operação	Fora de Operação	Em Operação	Fora de Operação
Auto Produtor	Abaixo de 1	10	5	5,3	2,4
	1 a 10	55	8	134,9	20,5
	10 a 30	3	-	28,9	-
Produtor Independente	1 a 10	3	1	12,7	3
	10 a 30	1	-	25	-
Total Parciais		72	14	206,8	25,9
Total Geral		86		232,7	

Tabela 2.2. Situação das PCH's, em Operação, no Brasil (1988 – Aneel).^[2]

No Brasil a maioria das minicentrals hidrelétricas, com potências entre 100 KW e 1000 KW, são operados por autoprodutores para fins de consumo próprio. Nas últimas décadas, estas centrais foram relativamente importantes para os autoprodutores que as utilizaram para correções na demanda industrial. Geralmente elas estavam associadas com empreendimentos industriais do tipo de tecelagem, agroindústrias, usinas de álcool e de açúcar, de celulose e papel e irrigação entre outros.

2.3. PROINFA - Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica

De acordo com o Guia de Habilitação de Projetos de Geração de Energia Elétrica^[3], a lei nº 10.438, de 26 de abril de 2002, em seu art. 3º, instituiu o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica – PROINFA, para aumentar a participação da energia elétrica gerada a partir de unidades de produção baseadas em Biomassa, Eólica e Pequena Central Hidrelétrica no Sistema Interligado Nacional.

Um dos objetivos deste programa é diversificar a matriz energética brasileira, que pode ser visualizada abaixo.

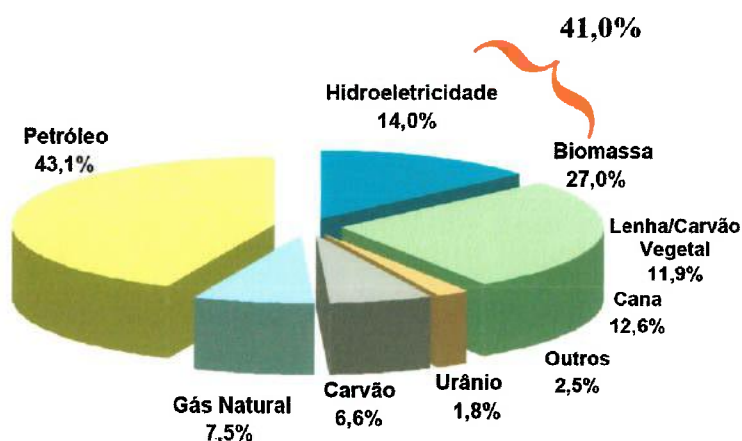


Figura 2.1. Matriz Energética Brasileira, 2004. [4]

A matriz elétrica brasileira se distribui da seguinte maneira:

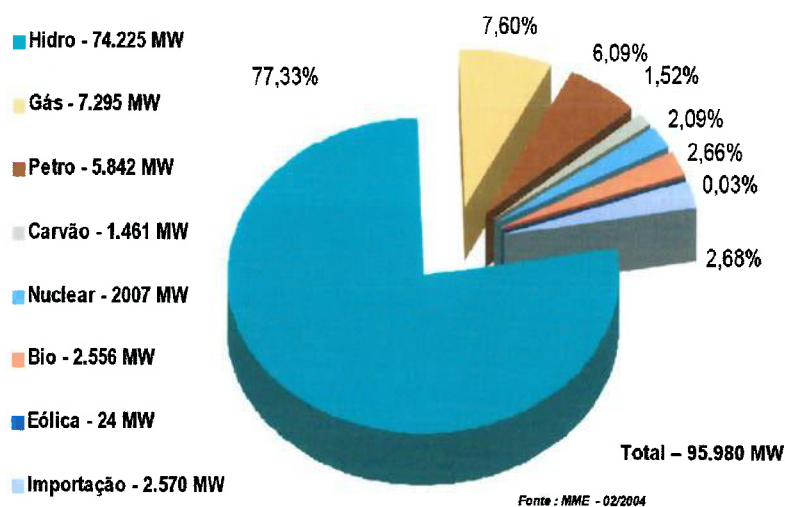


Figura 2.2. Matriz de Energia Elétrica Brasileira. [4]

Serão contratados 3300 MW de potência instalada, mediante chamada pública pela Eletrobrás, sendo que as 3 fontes habilitadas, PCH, Eólica e Biomassa, terão frações iguais de 1.100 MW para cada uma. Está previsto que a entrada em operação ocorra entre janeiro e dezembro de 2006

Localização das fontes por estado:

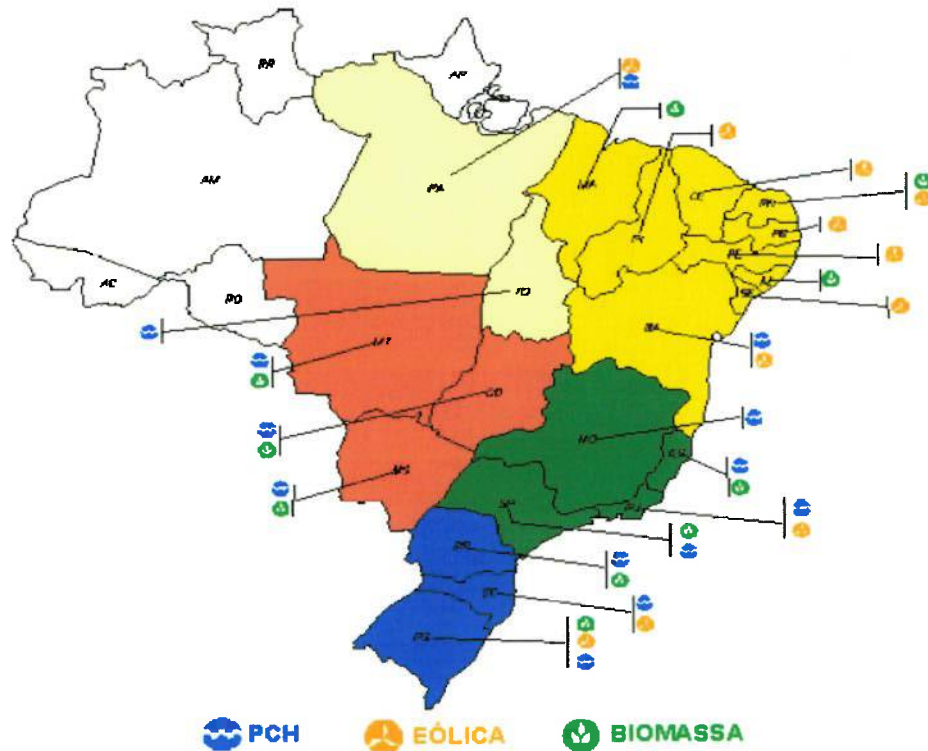


Figura 2.3. Localização das Fontes de Energia por Estado. ^[4]

O quadro atual das PCH's no Brasil conta com 487 MW em Construção, 3157 MW já autorizados a serem construídas, 2431 MW em estudo e 9794 MW inventariados. ^[4]

3. TURBINAS HIDRÁULICAS

3.1. Histórico

Provavelmente as primeiras máquinas motrizes hidráulicas relativamente eficientes foram as rodas d'água. Por volta de 100 a.C Vitruvius instalou várias rodas d'água de modelo ainda rudimentar para o acionamento de alguns dispositivos mecânicos. Esta tecnologia por muitos séculos satisfaz as exigências impostas; sendo usada em pequenas oficinas e moinhos de cereais. Extremamente simples e fáceis de construir, as rodas d'água podiam ser aplicadas em quedas de até 6 metros. Porém a baixa potência fez com que fossem cada vez menos utilizadas à medida que avançava a tecnologia da Revolução Industrial.

O século XVIII revelou grandes nomes na ciência hidráulica, que prepararam o campo para extraordinárias conquistas relacionadas às máquinas hidráulicas. Daniel Bernoulli (1700-1782) lançou os fundamentos da Hidrodinâmica. Leonard Euler (1707-1783) lançou em 1751 seus trabalhos e estudos sobre turbo-máquinas.

O termo turbina deve-se a Claude Burdin (1790-1873) que a define como “... *máquina rotativa de alta velocidade...*”

Ao se escolher o modelo de turbina a ser usado em determinado projeto, são vários os fatores que devem ser levados em consideração. Entre eles estão a vazão, a queda e o número de rotações por minuto do gerador elétrico que será acionado pela turbina. No entanto estes dados são particulares para cada projeto. Os modelos mais conhecidos de turbinas são Francis, Kaplan e Pelton, nomes estes relacionados com os modelos dos rotores utilizados.

3.1.1. Francis

O nome desta turbina hidráulica deve-se a James Bicheno Francis (1815-1892), nascido na Inglaterra e que emigrou mais tarde para os Estados Unidos, trabalhando na função de engenheiro em empresas às margens do Rio Merrimac. Desenvolveu a turbina em 1874, quando foi encarregado de estudar uma máquina para o aproveitamento energético do desnível em um rio. Seu interesse recaiu numa máquina de escoamento centrípeta, já patenteada em 1838 por Samuel Dowd (1804-

1879). No entanto foram de tanta importância as modificações de Francis sobre o projeto de Dowd, que esse tipo de turbina mereceu seu nome.

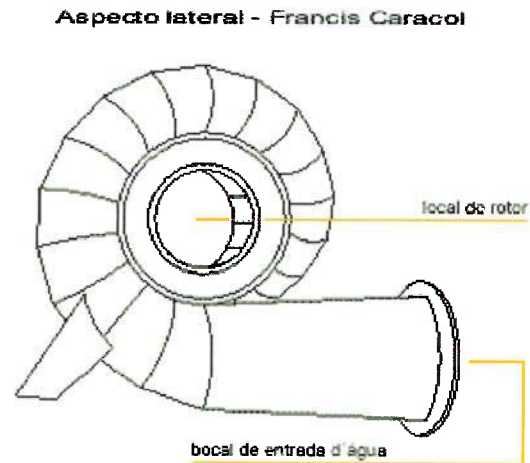


Figura 3.1. Caixa Espiral de Turbina Francis. [5]

Estas turbinas são rigorosamente centrípetas, e permitem o uso de um tubo proposto em 1843 por Jonval, para conduzir a água após a saída do rotor até o poço, que por sua semelhança com as bombas, foi chamado de tubo de sucção. Ele mantém a continuidade da massa líquida em escoamento desde a saída do rotor até o nível da água do poço, impedindo que a água caia livremente. Isso resulta no ganho não apenas da maior parte da energia cinética da água, mas também do desnível topográfico entre a saída do rotor e o nível da água do poço.

Detalhe interno do anel de regulagem e pás diretrizes.

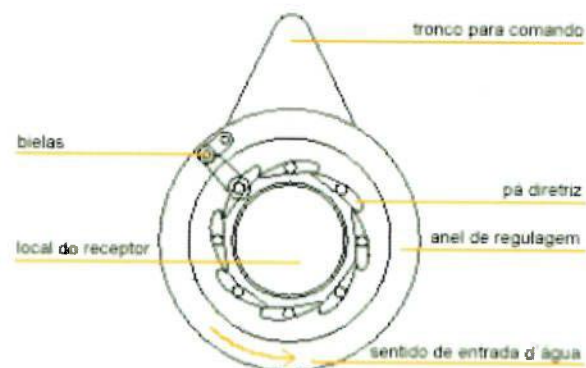


Figura 3.2. Anel de Regulagem e Pás Diretrizes. [5]

A distribuição da água sobre as pás do rotor é feita por uma série de pás distribuidoras ou pás diretrizes - externamente reguladas - as quais distribuem a água de forma simétrica simultaneamente em todas as pás do rotor.

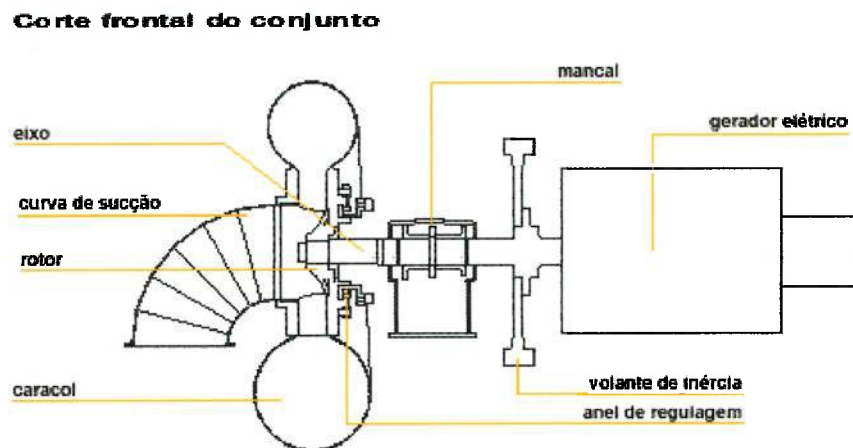


Figura 3.3. Conjunto Turbina Francis e Gerador. ^[5]

3.1.2. Pelton

Allan Lester Pelton nasceu em 5 de Setembro de 1829 em Vermilion, Ohio. Em 1850, com idade de 20 anos, foi para a Califórnia. Em 1864 tornou-se dono de um moinho em Camptonville, Yuba County. Treze anos mais tarde em 1877/78, iniciou experimentos com rodas d'água que o conduziram à invenção de um novo conceito de rodas d'água, baseadas na idéia do chamado "splitter".

O primeiro rotor que Pelton colocou em funcionamento foi usado para fazer funcionar a máquina de costura de sua esposa, Sra. W.G. Grooves em Camptonville. Este rotor protótipo ainda pode ser visto em uma espécie de museu nessa cidade. Ele fundou então a Allan Machine Shop and Foundry em Nevada City. Rotores de vários tipos e tamanhos foram feitos e testados. Pelton recebeu a primeira patente em 1880, e dentro de 15 anos seus rotores estavam sendo usados em usinas ao redor do mundo todo.

O sucesso foi tanto que a empresa mudou no ano de 1898 suas instalações para San Francisco sob o nome de Pelton Water Wheel Company. Mais tarde Pelton vendeu seus direitos para outras empresas, onde ainda permanecia como engenheiro consultor. Mais tarde se aposentou em Oakland.

O distribuidor difere-se dos outros modelos por não se tratar de uma pá, mas sim de um bico regulado por uma agulha, através do qual incide um jato de água cilíndrico sobre as pás do rotor. A quantidade de jatos varia entre um, dois, quatro e seis jatos.

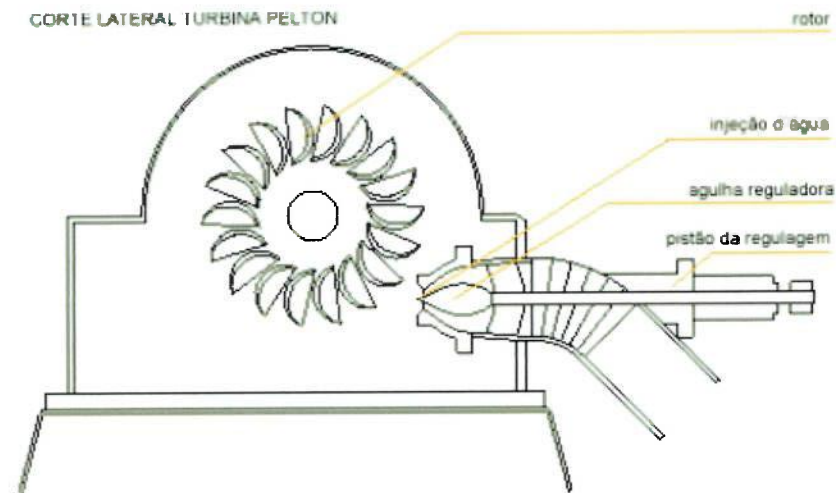


Figura 3.4. Corte Lateral Turbina Pelton de 1 jato. [5]

O rotor por sua vez, é formado por pás em formato de concha, dispostas simetricamente ao redor do disco do rotor.

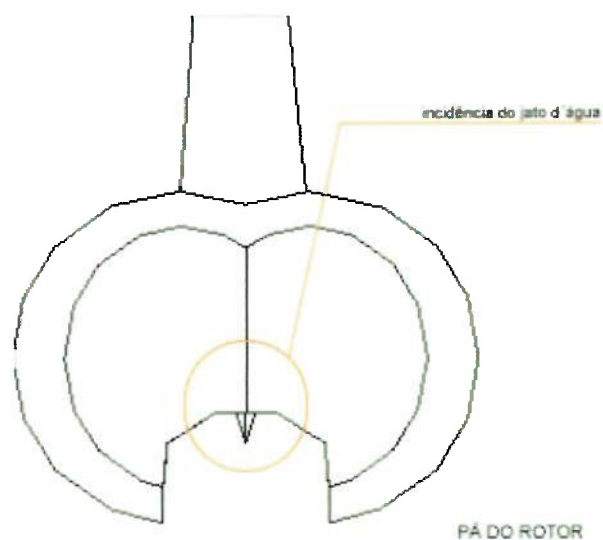


Figura 3.5. Pá do Rotor de Turbina Pelton. [5]

A turbina Pelton é o modelo menos conhecido de turbina hidráulica, se comparada às turbinas Francis e Kaplan, pois a sua aplicação fica restrita a altas quedas, com relativamente pouco volume de água.

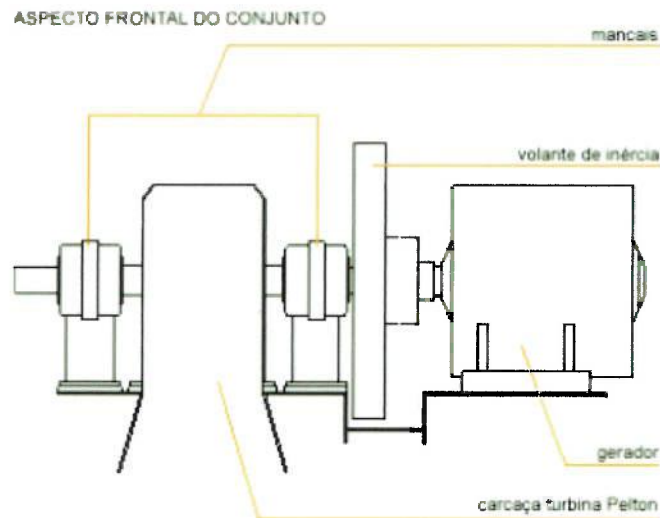


Figura 3.6. Conjunto Turbina Pelton e Gerador. [5]

3.1.3. Kaplan



Figura 3.7. Victor Kaplan. [5]

O engenheiro austríaco Victor Kaplan (1876-1934) professor da Universidade Técnica de Brno, após estudos teóricos e experimentais, desenvolveu em 1912 um tipo novo de turbina axial com rotor hélice que possuía um sistema de orientação em suas pás, possibilitando a regulagem independente do rotor. Atualmente este rotor é aplicado principalmente nas turbinas Tubulares "S".

O mecanismo que permite variar o ângulo de inclinação das pás conforme a descarga sem variação notável do rendimento fica alojado no próprio corpo do rotor. Com o

formato de uma ogiva, é controlado pelo regulador de velocidade. Este atributo permite que o rendimento da turbina possa ser mantido constante, mesmo com a variação do volume de água.

O sistema apresentado por Victor Kaplan causou sensação em 1912, mesmo que inicialmente estivesse coberto de desconfiança pelos fabricantes, que julgavam a turbina impossível de ser feita. Entretanto as vantagens do alto rendimento em quedas médias e baixas com alto volume de água, e o crescente número de unidades instaladas com sucesso fizeram com que as turbinas Kaplan se impusessem como uma grande opção para as Pequenas Centrais Hidrelétricas, e se tornassem fundamentais para o desenvolvimento da geração energética em todo o mundo.

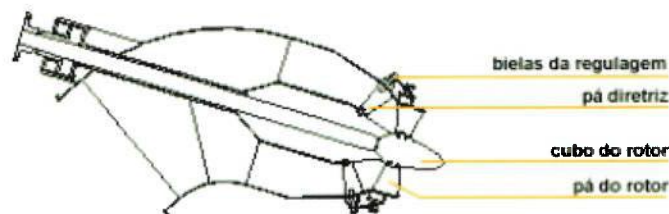


Figura 3.8. Corte Lateral Rotor Kaplan. ^[5]

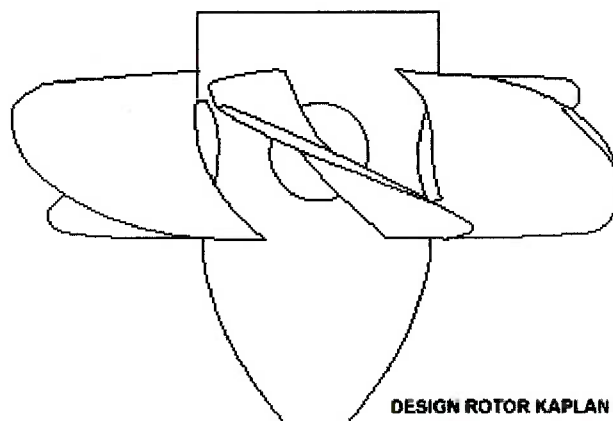


Figura 3.9. Rotor Kaplan. ^[5]

3.2. Classificação e Definição das Turbinas Hidráulicas

Quanto ao tipo de energia que é transformado em energia mecânica no rotor, as turbinas são classificadas em turbinas de ação e turbinas de reação. A Norma Brasileira NBR 6445/97 da ABNT ^[6] as classificam como sendo:

Turbina de reação: turbina em que a energia mecânica é obtida pela transformação das energias cinéticas e de pressão do fluxo d'água (Turbinas Francis e Axiais);

Turbina de ação: turbina em que a energia mecânica é obtida pela transformação da energia cinética do fluxo d'água (Turbinas Pelton e Michell-Banki).

A Norma Brasileira NBR 9969/1987 ^[7] classifica os tipos de turbinas hidráulicas e a Norma NBR 6445 ^[6] as definem como descrito abaixo:

- Turbina Bulbo

Turbina de reação, na qual o fluxo d'água penetra axialmente no distribuidor e no rotor, estando o gerador contido em bulbo, diretamente imerso no fluxo.

- Turbina Diagonal

Turbina de reação, na qual o fluxo d'água penetra radialmente ou diagonalmente no distribuidor e diagonalmente no rotor, e no qual as pás são fixas.

- Turbina de Fluxo Transversal (“Michel-Banki”)

Turbina de ação, na qual o fluxo d'água atravessa o rotor cilíndrico transversalmente com duas passagens pelas pás.

- Turbina Francis

Turbina de reação, na qual o fluxo d'água penetra radialmente no distribuidor e no rotor, no qual as pás são fixas.

- Turbina Francis Dupla

Turbina de reação na qual o fluxo d'água penetra radialmente no distribuidor e no rotor duplo, no qual as pás são fixas, e sai axialmente em sentidos opostos divergentes e com vazões iguais.

- Turbina Francis Gêmea

Turbina de reação na qual o fluxo d'água penetra radialmente em dois distribuidores e em dois rotores simples independentes nos quais as pás são fixas, e sai axialmente em sentidos opostos convergentes por um único tubo de sucção com vazão igual à soma das vazões admitida em cada um dos rotores.

- Turbina Hélice

Turbina de reação, na qual o fluxo tem direção radial no distribuidor, e aproximadamente axial na entrada do rotor, no qual as pás têm passo fixo ou ajustável fora de funcionamento.

- Turbina de Jato Inclinado

Turbina de ação, na qual o fluxo d'água incide sob a forma de jato sobre o rotor que possui pás em forma de uma única concha. A direção dos jatos é inclinada em relação ao plano do rotor.

- Turbina Pelton

Turbina de ação na qual o fluxo d'água incide sob a forma de jato sobre o rotor possuindo pás em forma de duas conchas. A direção dos jatos é paralela em relação ao plano do rotor.

- Turbina Kaplan

Turbina de reação, na qual o fluxo d'água tem direção radial no distribuidor, aproximadamente axial na entrada do rotor, analogamente à turbina hélice, porém no qual as pás têm passo regulável em funcionamento.

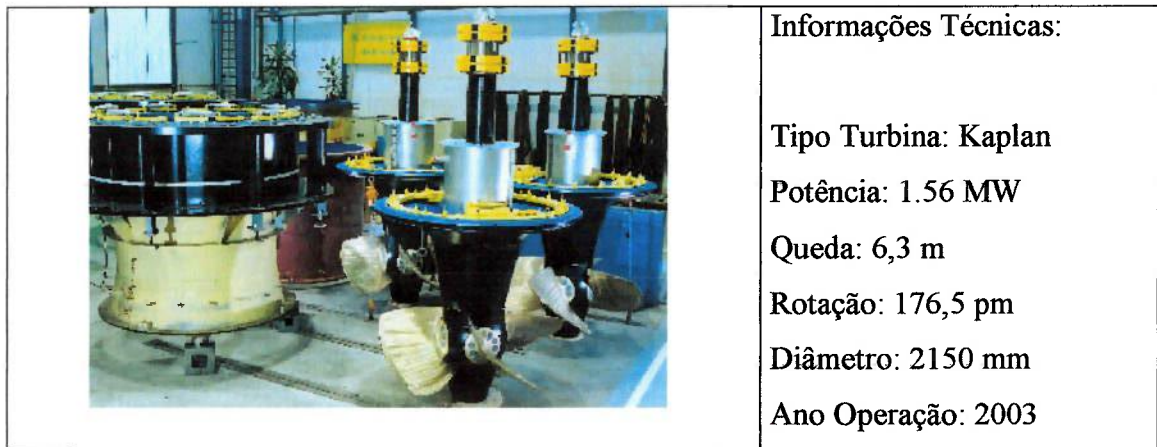


Figura 3.10. Turbina Kaplan. ^[8]

- Turbina Tubular

Turbina de reação, na qual o fluxo d'água penetra axialmente no distribuidor e no rotor, onde o gerador está localizado externamente ao fluxo d'água.

As turbinas tubulares ou axiais podem ser instaladas com o eixo na vertical, inclinado e na horizontal, sendo que esta última é chamada de turbina Kaplan S.

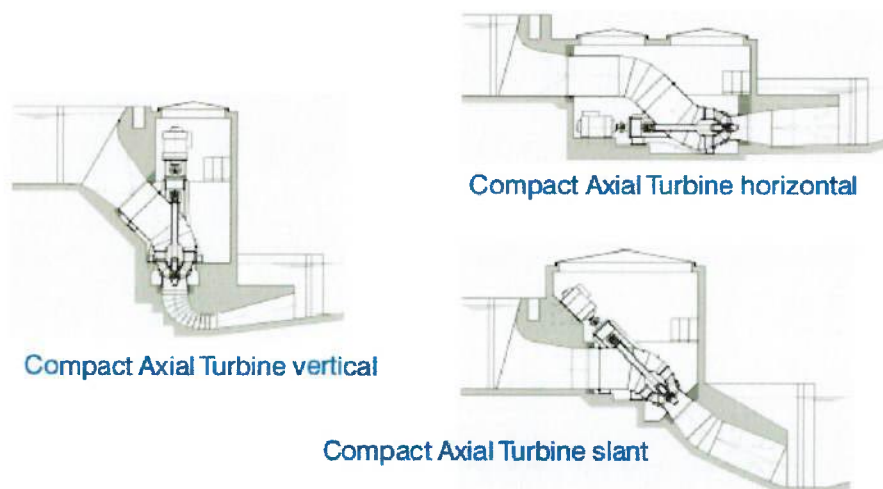


Figura 3.11. Turbinas Axiais. ^[8]

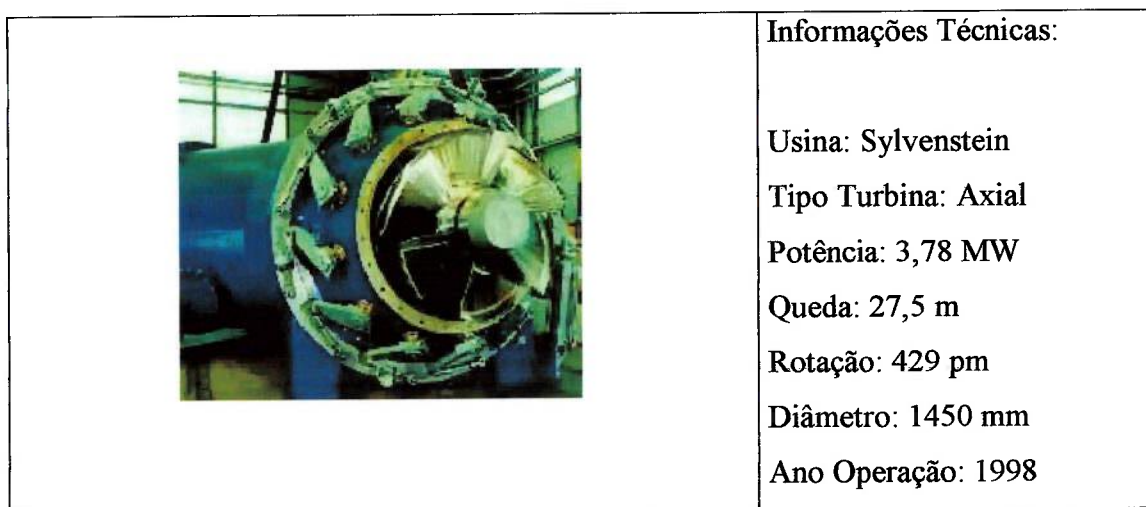


Figura 3.12. Turbina Axial. ^[8]

- Turbina Tubular com gerador periférico (“Straight-Flow”)

Turbina de reação, na qual o fluxo d’água penetra axialmente no distribuidor e no rotor, estando o rotor do gerador diretamente ligado à periferia do rotor da turbina.

3.3. Aplicação de Turbinas em PCH's

As turbinas hidráulicas utilizadas nas PCH devem ser escolhidas de modo a se obter facilidade de operação e de manutenção, dando-se grande importância à sua robustez e confiabilidade, pois a tendência é de que a usina seja operada no modo não assistido.

Dentre os vários tipos de turbinas existentes, as de maior aplicação em PCH são:

- ✓ Turbina Francis com caixa espiral;
- ✓ Turbina Kaplan Tubular "S";
- ✓ Turbina Pelton com eixo horizontal com 1 ou 2 jatos.

3.3.1. Turbina Francis com Caixa Espiral

A faixa de aplicação da turbina Francis é abrangente, possuindo ótimas características de desempenho sob cargas parciais de até 70% da carga nominal, funcionando ainda adequadamente entre 70 e 50 % da carga, embora com perda progressiva do rendimento. Não é aconselhável o funcionamento da turbina abaixo de 50% da vazão nominal, sendo nesse caso necessário consultar o fabricante, que poderá propor soluções específicas.

Para a faixa de potência e vazão considerada em PCH é aconselhável a disposição com eixo horizontal, o que facilita a instalação e a manutenção do gerador correspondente.

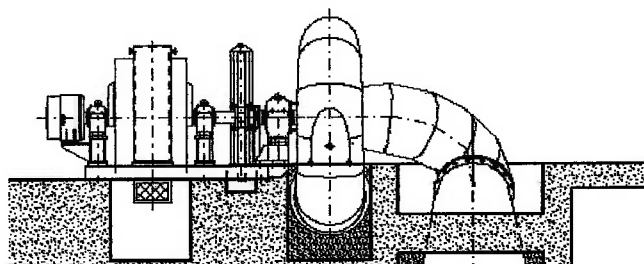


Figura 3.13. Conjunto Turbina-Gerador com 3 mancais.

A Figura 3.13 mostra um layout típico de turbina Francis com eixo horizontal e constituído por 3 mancais. Da direita para a esquerda tem-se: o tubo de sucção, caixa

espiral, mancal guia-escora da turbina, volante, mancal guia do gerador, gerador, mancal guia do gerador e excitatriz.

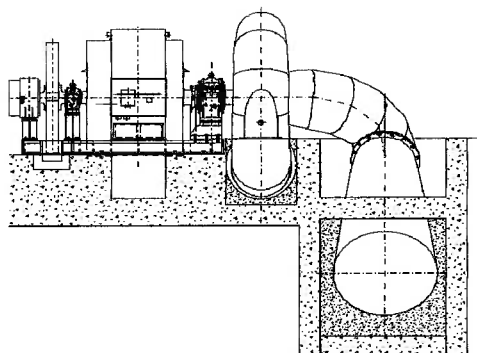


Figura 3.14. Conjunto Turbina-Gerador com 2 mancais.

A configuração apresentada na Figura 3.14 também mostra um layout de turbina Francis de eixo horizontal, mas com um mancal a menos e com o volante entre a excitatriz e o mancal guia.

Recomenda-se a escolha de uma velocidade de rotação que permita a disposição do rotor da turbina acima do nível de água de jusante. Essa implantação visa facilitar os trabalhos de inspeção e manutenção, dispensando o esvaziamento do tubo de sucção em caso de intervenção e reparo simples.

Esse tipo de turbina possui uma caixa espiral em aço ligada em seu lado montante a um conduto forçado e na periferia interna da caixa espiral, um anel rígido suporta as pás fixas do pré-distribuidor.

A variação da potência fornecida pela turbina é obtida com a abertura ou fechamento das palhetas diretrizes situadas na periferia interna do pré-distribuidor em um conjunto chamado distribuidor.

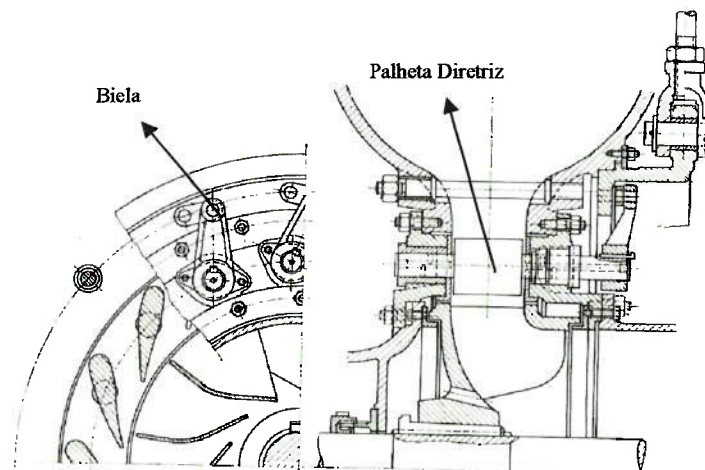


Figura 3.15. Palhetas Diretrizes e Bielas.

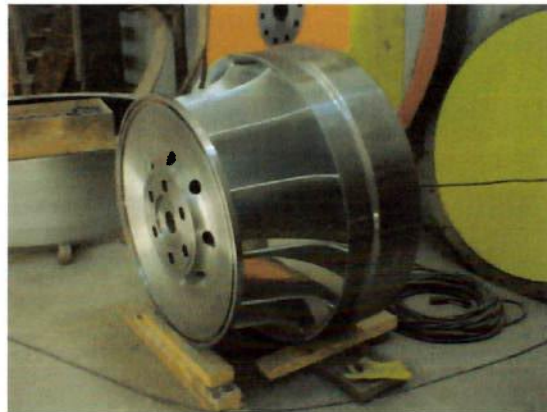


Figura 3.16. Rotor Francis – PCH Fumaça.

O rotor da turbina Francis é normalmente feito através de uma única peça fundida e usinada. Hoje em dia, é vantajoso prever o rotor em aço inoxidável fundido, pois a qualidade e a garantia de menor manutenção compensam o custo maior. A Figura 3.16 mostra um rotor monobloco.

A faixa de quedas que a turbina Francis para PCH é empregada pode variar na maioria dos casos entre 15 e 265 m, segundo a Tabela 6.2.

A velocidade de rotação mais alta conduz a turbinas de dimensões menores e geradores mais baratos. Em compensação, exige um posicionamento da linha de centro da turbina em elevação mais baixa com conseqüente aumento de escavação e de infra-estrutura da casa de força. No desenvolvimento do projeto, deve ser estudada a solução mais econômica.

As dimensões finais da turbina deverão ser determinadas pelo fabricante, de acordo com sua experiência, e deverão garantir o bom funcionamento e a durabilidade da máquina. Para uma primeira estimativa pode ser usado os valores da Tabela 6.3.



Figura 3.17. PCH Fumaça Equipada com Turbina Francis.

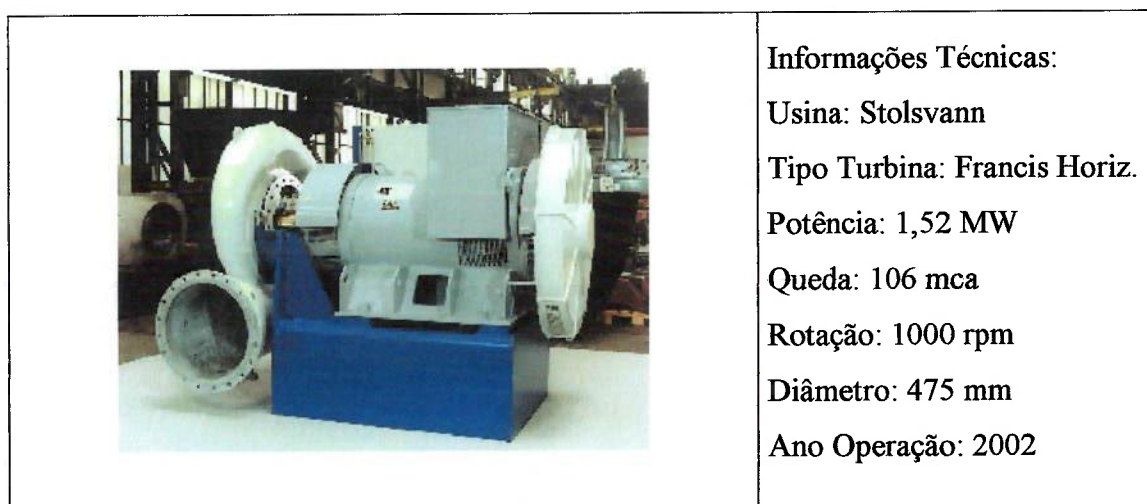


Figura 3.18. Conjunto Compacto Turbina Francis-Gerador. ^[8]

3.3.2. Turbina Kaplan Tubular “S”

Possui ótimas características de operação, mesmo a cargas parciais, desde que utilizado o rotor Kaplan de pás reguláveis. Se, adicionalmente, o distribuidor também for regulável, caracterizando uma turbina de dupla regulação, a faixa de operação irá de 100% até 20% da carga nominal. Caso o distribuidor seja fixo, o limite inferior de operação se limita a 40% da carga nominal. A utilização de rotor de pás fixas só é considerada se a variação de carga for pequena (entre 100% e 80% da carga

nominal). Deve ser feita uma comparação econômica entre o custo maior da dupla regulação e seu benefício de ganho de produção de energia elétrica, considerando a flexibilidade de operação nesse caso.

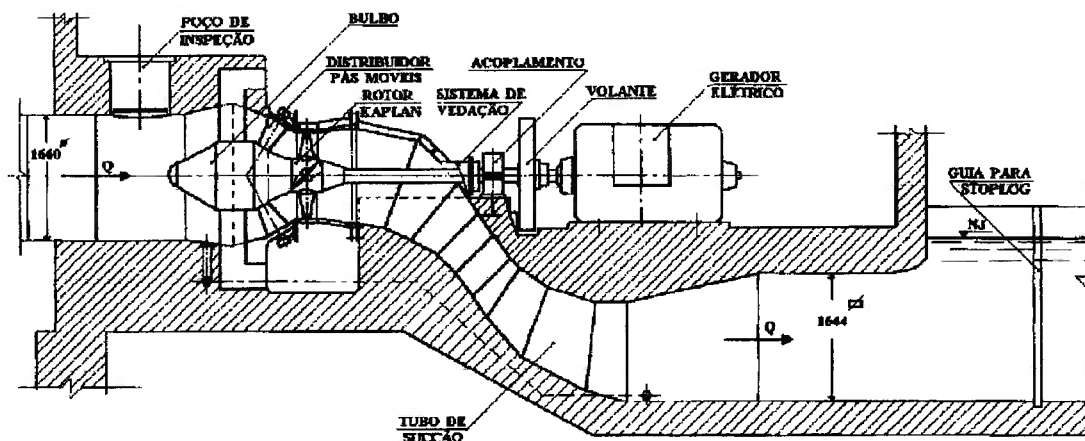


Figura 3.19. Arranjo Típico de uma Turbina Kaplan “S”. [23]

A turbina Tubular “S”, assim chamada por ter o tubo de sucção em forma de “S”, pode ser colocada na posição de eixo horizontal ou, menos freqüentemente, na posição inclinada. Possui, ligado ao rotor Kaplan, um eixo que se prolonga através da blindagem metálica, permitindo que o gerador e eventual multiplicador de velocidade se situem fora da passagem hidráulica, normalmente mais a jusante.

A extensão do eixo de ligação entre rotor e gerador, colocado diretamente no fluxo de água, é uma razão para diminuição do rendimento da unidade.

A disposição do conjunto de geração leva ao arranjo de uma casa de força com vão grande, com influência direta no peso e preço da ponte rolante.

A mesma metodologia aplicada para a escolha da velocidade de rotação para turbina Francis Espiral pode ser usada para a turbina “S”.

Em turbinas tubulares Kaplan a utilização de velocidades específicas altas faz com que, usualmente, a linha de centro do rotor esteja abaixo do nível de água de jusante.

3.3.3. Turbina Pelton com Eixo Horizontal com 1 ou 2 Jatos

Possui ótimas características de desempenho sob cargas parciais, funcionando suavemente e praticamente sem cavitação até 20% da carga nominal, e mesmo abaixo desse valor quando se utiliza um maior número de jatos.

Em geral é escolhido o arranjo com eixo horizontal, com um ou dois jatos. Para maiores vazões e/ou para conseguir velocidades de rotação maiores, o arranjo poderá ser feito com três (menos utilizado) ou quatro jatos e o eixo na disposição vertical. Assim, é aconselhável fazer uma comparação entre os custos do conjunto turbina-gerador para as diversas opções.

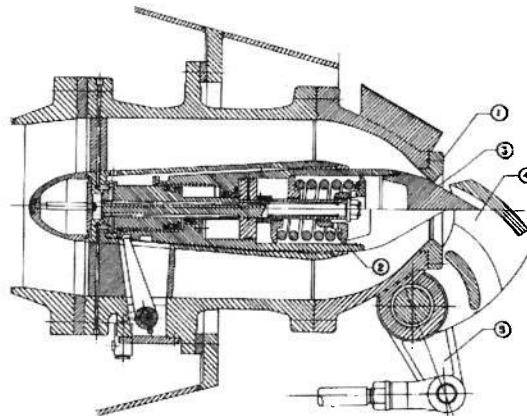


Figura 3.20. Injetor Pelton.

01. Bocal 02. Agulha 03. Ponta da agulha 04. Defletor 05. Manivela do defletor

A turbina Pelton, classificada como turbina de ação, tem por característica a transformação da energia potencial de queda em energia cinética no jato injetor, para em seguida ser convertida em energia mecânica no rotor da turbina.

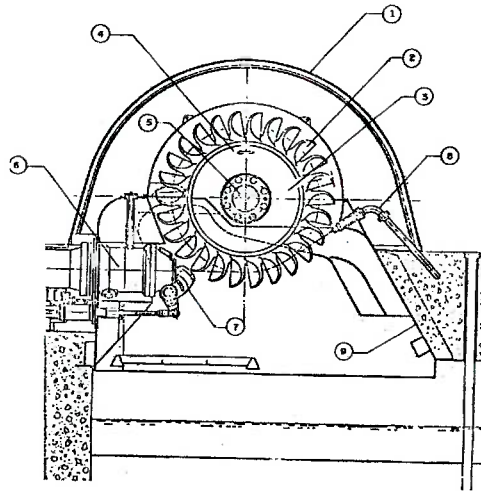


Figura 3.21. Turbina Pelton.

01. Tampa Superior 02. Pá 03. Rotor 04. Disco 05. Eixo 06. Injetor 07. Defletor
08. Freio de Jato 09. Poço de turbina

A Pelton se caracteriza por um rotor com pás ou conchas na periferia e por uma tubulação de adução alimentando um ou mais injetores. Além disso, é aconselhável utilizar um defletor de água, colocado à frente de cada jato, que poderá ser do tipo aberto/fechado ou do tipo de regulação contínua, esse último necessário em casos de rede isolada.

O rotor, peça de fundamental importância, pode ser construído a partir de uma peça única em aço inoxidável, integralmente fundida e posteriormente usinada, com as conchas dispostas em sua periferia.

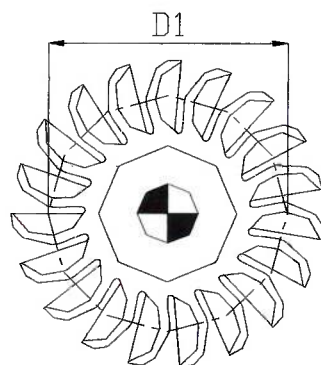


Figura 3.22. Rotor Pelton.

A elevação do ponto mais baixo do rotor deve ser aproximadamente um metro acima do nível de água máximo de jusante, de modo que suas conchas fiquem distantes do espelho d'água, evitando o efeito indesejável de frenagem.

O controle da vazão turbinada e, conseqüentemente, da potência desenvolvida, é feito por meio de uma agulha móvel disposta no interior de cada injetor e acionada por mecanismo hidráulico. Em turbinas com vários injetores, é possível parcelar a potência fornecida com a utilização de defletores de jato atuando em alguns dos injetores. Com a tendência moderna de automação das usinas, deve-se considerar a utilização de controle duplo e conjugado da vazão, ou seja, por meio de agulha e de defletor.

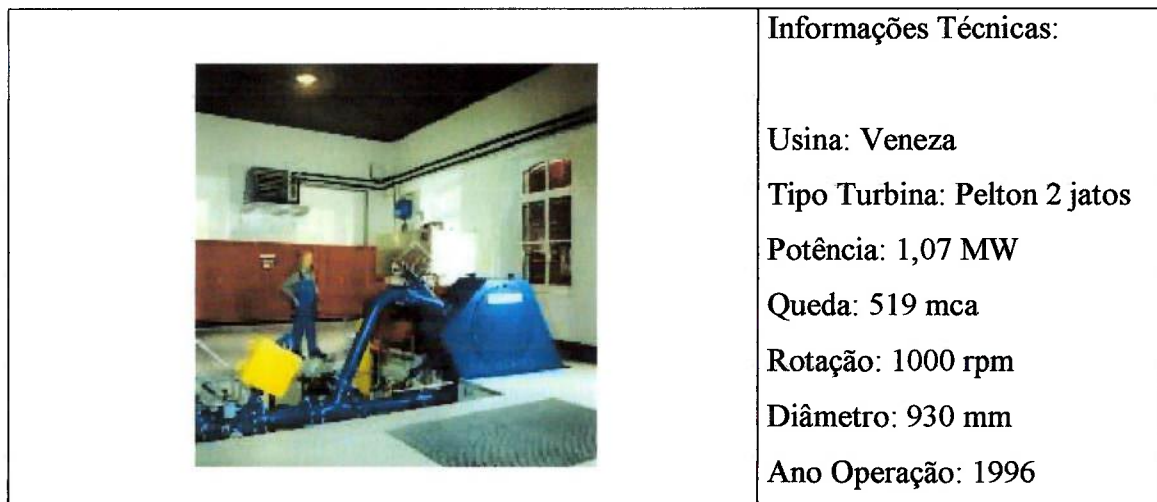


Figura 3.23. Turbina Pelton. ^[8]

3.3.4. Turbinas de Aplicação Menos Expressiva

Alguns tipos de turbinas são utilizados em pequena escala em projetos de PCH, sendo abaixo citados.

3.3.4.1. Turbina Straflo

O que caracteriza uma turbina Straflo é a fixação do anel do indutor do gerador às extremidades das pás do rotor, girando portanto simultaneamente com o eixo da própria turbina. Por essa razão é também denominada turbina geradora de anel ou periférica. A primeira e principal vantagem desse tipo de turbina de baixa queda é

não haver necessidade de colocar o gerador no interior de um bulbo, o que cria problemas de limitação das dimensões do gerador elétrico e de resfriamento. Essas características ainda não permitiram o seu uso intensivo.

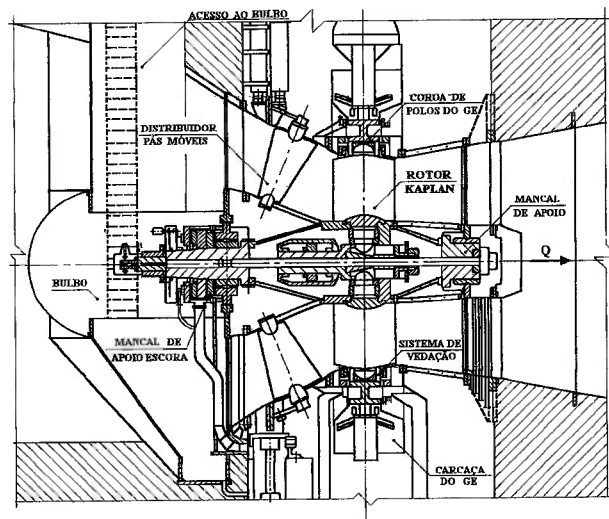


Figura 3.24. Corte Longitudinal de Turbina Straflo. [23]

$$Q = 113,4 \text{ m}^3/\text{s} ; H_{liq} = 10,3 \text{ mca} ; P = 10.420 \text{ kW} ; D_1 = 3,7 \text{ m}$$

3.3.4.2. Turbina Bulbo

O que caracteriza uma turbina do tipo bulbo é a colocação do gerador elétrico numa caixa com o formato de pêra ou de bulbo, o que dá o nome à turbina. O eixo da hélice de pás fixas ou móveis, conforme o tipo, aciona diretamente o alternador colocado no interior do bulbo. O bulbo do rotor pode ser instalado a montante ou jusante do rotor e no meio da corrente líquida.

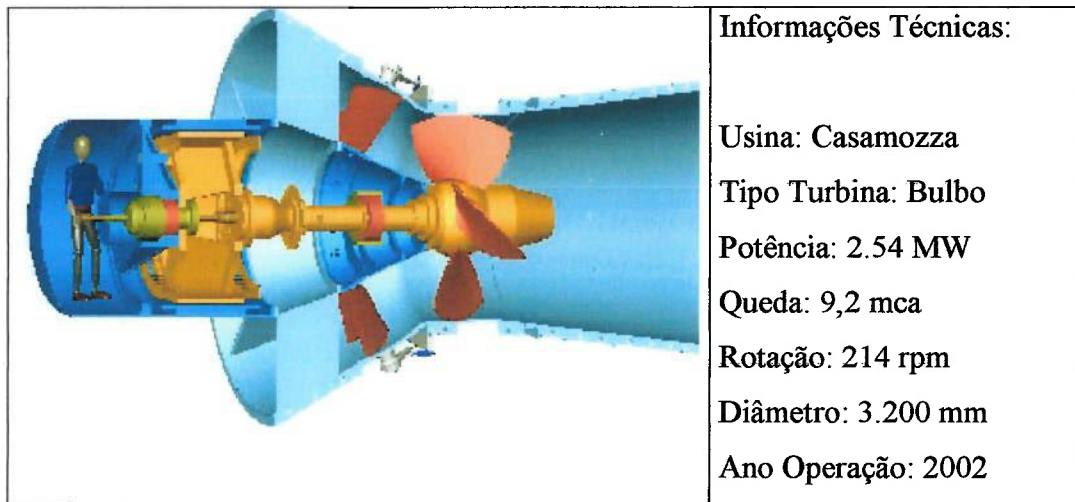


Figura 3.25. Turbina Bulbo com Rotor Kaplan. ^[8]

3.3.4.3. Turbina Francis Dupla

A Francis Dupla tem por característica o rotor duplo, ou seja, uma peça com uma única coroa, duas cintas e dois conjuntos de pás, dividindo a vazão afluente em duas partes. Conseqüentemente, são necessários dois tubos de sucção separados.

Nesse caso, o eixo se estende até um único gerador que poderá ter uma velocidade síncrona maior, já que a turbina é dimensionada considerando a metade da vazão para cada banda do rotor, o que conduz a uma velocidade de rotação maior, mantida a mesma velocidade específica.

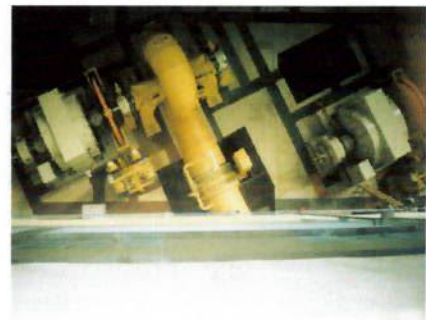


Figura 3.26. PCH Padre Carlos Equipada com Turbinas Francis Dupla.

A Figura 3.26 mostra a PCH Padre Carlos (ex-PCH Rolador) de potência total de 7,2 MW e constituída de 3 turbinas Francis dupla, localizada em Poços de Caldas e de

propriedade da DME Energética Ltda., sendo uma usina de produção independente.^[22]

3.3.4.4. Turbina Michell-Banki

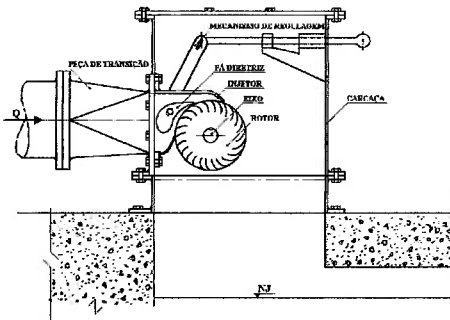


Figura 3.27. Corte Transversal em Turbina Michell-Banki.

As turbinas Cross-Flow, ou de Fluxo Transversal, são uma versão moderna da turbina de Banki. Ela foi inventada por um engenheiro australiano (AGM Michell) e patenteada por ele em 1903, sendo que o professor húngaro Donat Banki refinou sua construção posteriormente.

A faixa de aplicação destas turbinas atendem as seguintes características:

- Faixa de fluxo entre 20 l/s até 12.000 l/s;
- Faixa de queda entre 10 e 200 mca;
- Potência máxima de 2 MW.
- Rendimentos de no máximo 85%

Estas turbinas podem ser fabricadas com a admissão de d'água na vertical ou horizontal, mas normalmente a entrada d'água está na horizontal.

Como mostrada na Figura 3.28, esta turbina é composta principalmente de:

1. Tampa superior;
2. Parede lateral e mancal;
3. Tampa lateral;
4. Tubo de sucção;

5. Rotor;
6. Injetor;
7. Pá Diretriz;
8. Cilindro Hidráulico do Contrapeso;
9. Porta de Inspeção.

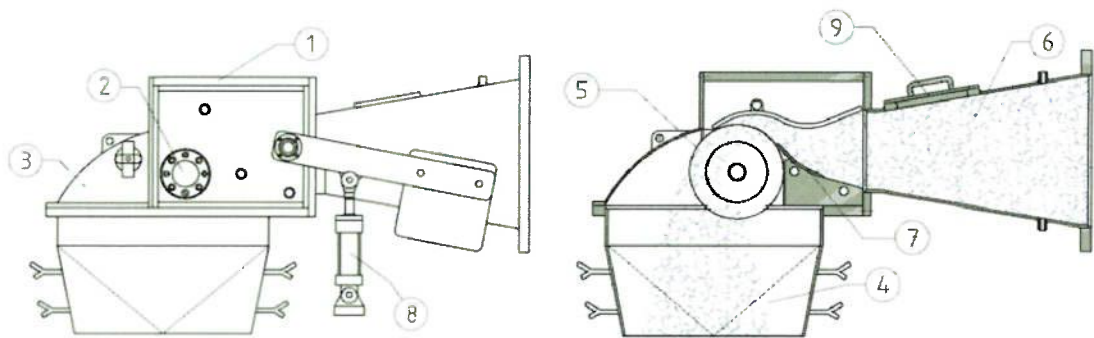


Figura 3.28. Elementos de uma Turbina Cross-Flow.



Figura 3.29. Usina Equipada com Turbina Cross-Flow.

Um largo jato de água retangular é usado para impulsionar o rotor através de duas passagens pelo rotor, uma na entrada e outra na saída. Um impulso angular é dado no rotor em ambas as passagens.

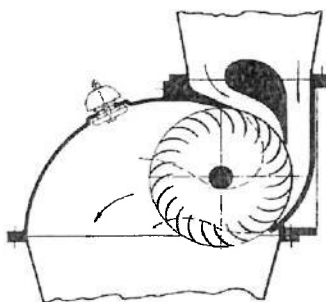


Figura 3.30. Passagem do Fluxo D' Água pelo Rotor.

4. FABRICANTES DE TURBINAS

4.1. Hacher Industrial

Segundo o site da Hacher ^[5], em 1934, no município de Erechim, Rio Grande do Sul, Carlos Emílio Hacker, filho de imigrantes alemães, desligou-se da agricultura e concentrou-se principalmente na fabricação de pequenas rodas d'água para moinhos de trigo e geração de luz elétrica, para as quais na época havia uma ampla demanda de mercado entre as pequenas propriedades rurais. Com espírito criativo e empreendedor, juntamente com seu irmão caçula, Siegfried Reinoldo Hacker, estabeleceu-se no mercado. Por anos trabalharam juntos na fabricação e conserto de implementos agrícolas, máquinas para madeireiras, rodas d'água e pequenas turbinas hidráulicas.



Figura 4.1. Turbina Francis com Caixa Espiral da Hacher, 1976. ^[5]

Formou-se então a Hacker Industrial Ltda, que a partir da década de 80 ingressou no mercado nacional, competindo no mercado de implantação de Pequenas Centrais Hidrelétricas oferecendo equipamentos da mais alta tecnologia através de parcerias com centros tecnológicos europeus, para todas as regiões do Brasil e Mercosul.

Através de projetos especiais e estudos, em parceria com centros europeus de pesquisa, a empresa tem garantido rendimentos de até 92% para as turbinas tipo Francis e 93 % em turbinas do tipo Tubular “S”.

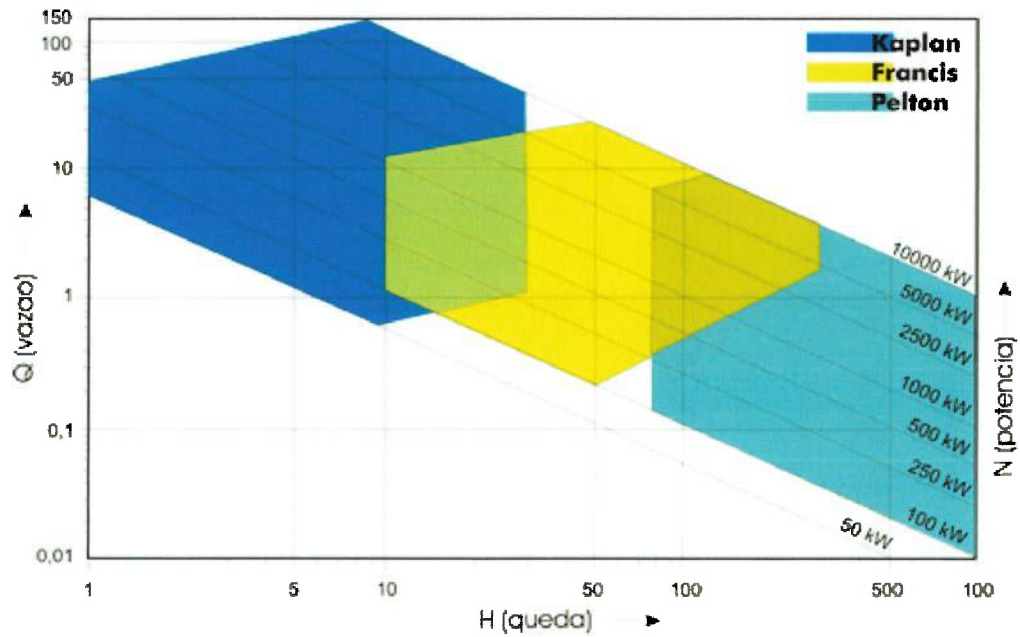


Figura 4.2. Gráfico de Pré-Seleção da Empresa Hacher. [5]

Abaixo pode ser vista uma turbina axial fabricada pela Hacker de 3,4 MW, 11,5 mca de queda, 34 m³/s de vazão e 300 rpm. Esta turbina foi instalada na PCH Cotovelo do Jacuí.



Figura 4.3. Turbina Axial sendo Transportada. [5]

4.2. Voith Siemens Hydro Power Generation

Com mais de 24.000 empregados, 130 anos de existência e um faturamento de 3 bilhões de Euros ^[9], a Voith é uma das companhias líderes do mundo em tecnologia de papel, transmissão de energia, máquinas hidráulicas e serviços industriais. Existem 5 divisões do grupo Voith: Voith Paper, Voith Fabrics, Voith Turbo, Voith Siemens Hydro Power Generation and Voith Serviços Industriais. Dentre as turbinas fabricadas pela Voith Siemens pode-se encontrar as do tipo Francis, Pelton, Kaplan, Bulbo e Turbinas-Bomba.

A parte da empresa que trabalha com hidrelétricas é a Voith Siemens Hydro Power Generation, que é uma “Joint Venture” entre a Voith e a Siemens, em todo o mundo, no campo de equipamentos hidrelétricos

Abaixo ábacos orientativos de seleção de turbinas fornecido no site da Voith Siemens. ^[9]

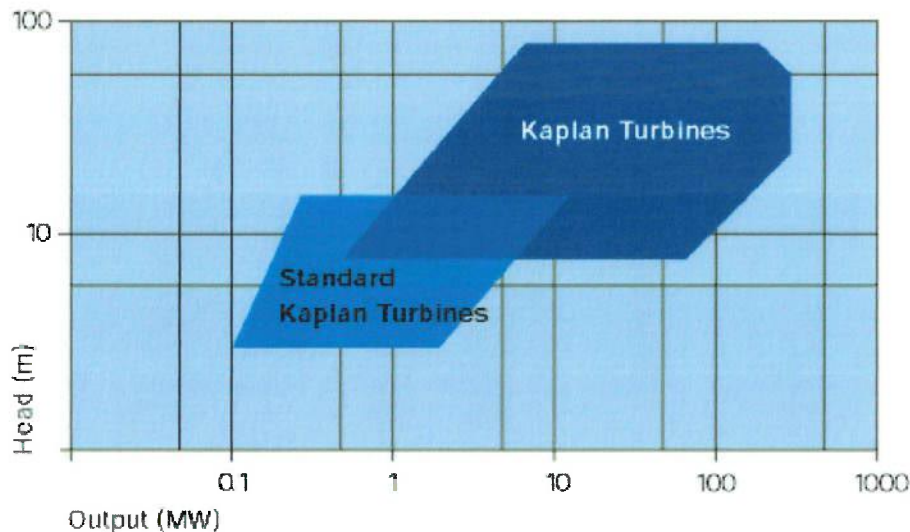


Figura 4.4. Gráfico de Pré-Seleção de Turbinas Kaplan. ^[9]

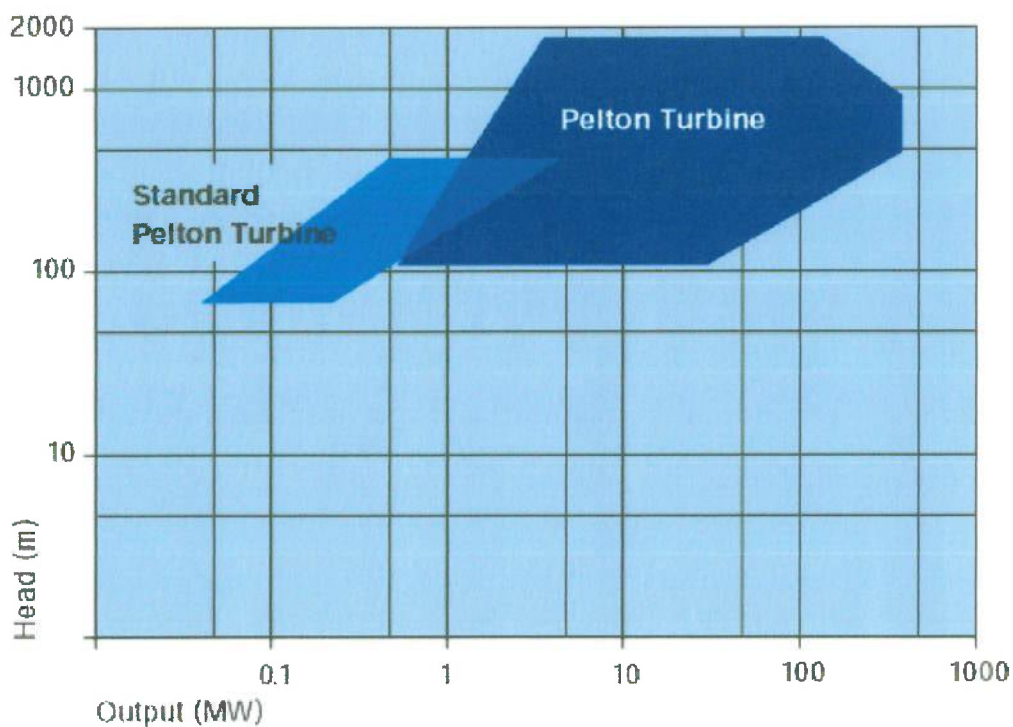


Figura 4.5. Gráfico de Pré-Seleção de Turbinas Pelton. [9]

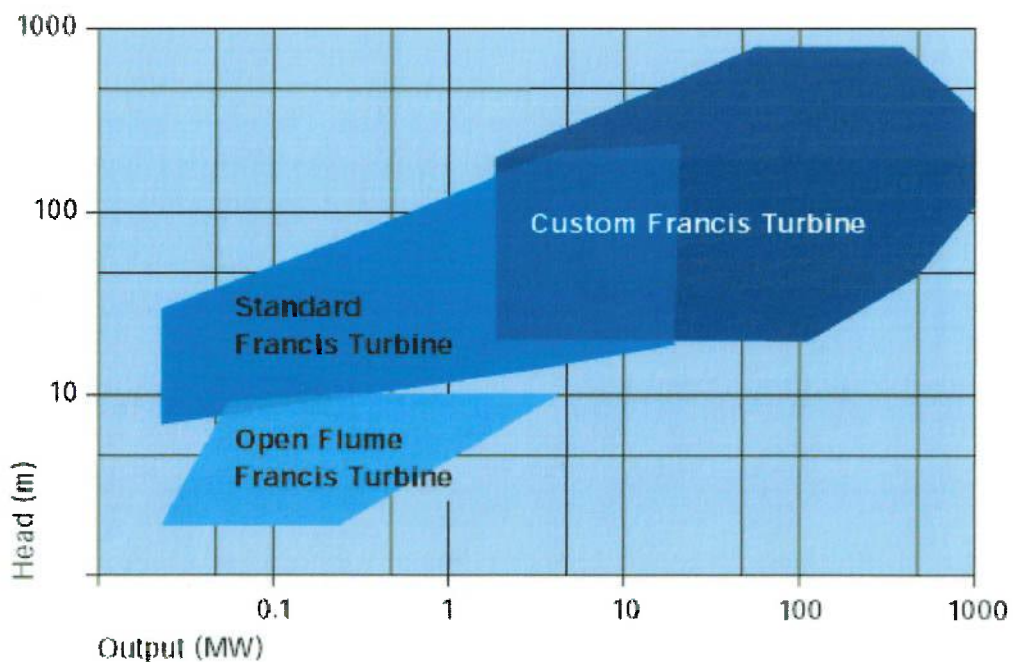


Figura 4.6. Gráfico de Pré-Seleção de Turbinas Francis. [9]

4.3. HISA

Segundo o site da Hisa ^[10], as primeiras turbinas da Lindner foram fabricadas em 1939. Naquela época elas foram construídas nas dependências da Francisco Lindner S.A., uma fábrica estabelecida em Joaçaba, na região Meio-Oeste do Estado de Santa Catarina, idealizada para a produção de máquinas agrícolas e equipamentos para a indústria em geral. Desta maneira, os imigrantes austríacos Francisco e Rudolf Lindner continuaram a tradição de sua terra natal, onde a natureza favorece a geração de energia por meio de usinas hidrelétricas. No dia 1 de Julho de 1950, a divisão de turbinas hidráulicas foi separada da fábrica da Francisco Lindner e foi fundada uma nova empresa, a Hidráulica Industrial Ltda., com o propósito de satisfazer a crescente demanda em quantidade e qualidade de equipamentos para as usinas hidrelétricas da região. Os irmãos Rudolf e Francisco foram os fundadores, sendo o primeiro o gerente geral e o outro o principal acionista da nova empresa. As vendas de turbinas começaram a se espalhar por todo o país, bem como de outros acessórios para as usinas como válvulas borboleta, reguladores de velocidade e comportas, os quais foram integrados à linha de produtos da empresa.

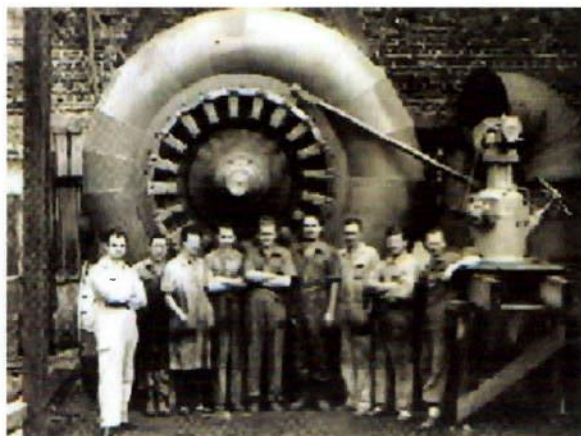


Figura 4.7. Primeira Turbina de 1000 CV Fornecida pela Hisa, no Ano de 1952 para o Sr. Josué Annoni, Instalada em Abelardo Luz - SC, no Rio Chapecó. ^[10]

A HISA está localizada na cidade de Joaçaba, região Meio-Oeste do Estado de Santa Catarina e conta atualmente com 100 funcionários. Dispõe de instalações próprias, em terrenos com 220.000 m². O sistema de qualidade está implantado observando as normas da série ISO 9000, baseando-se na ISO 9001.

A Hisa equipou a PCH Pinhal com 2 turbinas Francis de rotor simples com uma potência de 3.610 kW e 257,14 rpm. Pela foto abaixo se pode notar que o conduto chega na caixa espiral pela parte superior.



Figura 4.8. Turbina Francis com Caixa Espiral.^[10]

4.4. ALSTOM

A Alstom desenvolveu uma solução padronizada e compacta para atender o mercado das Pequenas Centrais Hidrelétricas, o MINI-AGUA. Este produto é composto da turbina, do gerador e do sistema de controle. Ele engloba potências de 300 kW até 30 MW por unidade, dependendo da faixa de queda que pode variar de 2 até 1000 mca.

Na figura abaixo temos as faixas de aplicação das turbinas Mini-Aqua:

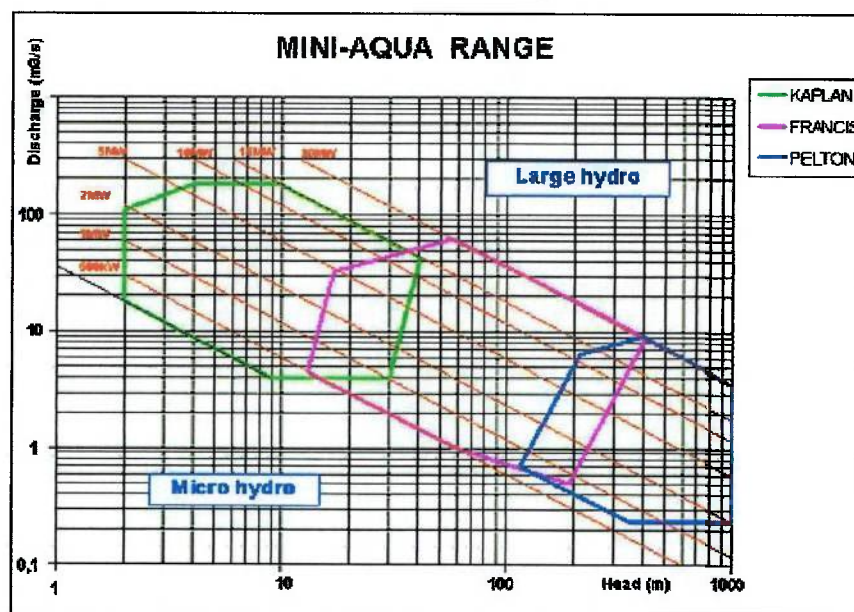


Figura 4.9. Gráfico de Pré-Seleção da Empresa Alstom.^[11]

4.5. VA TECH

A Va Tech desenvolveu um projeto modular voltado para PCH, que compreende as turbinas Axiais, Francis e Pelton com uma variação de queda que atende deste 1 até 1000 mca. O projeto modular combina as vantagens de se ter os componentes standard e a flexibilidade do projeto voltado para cada caso, resultando em uma boa performance do conjunto, na confiabilidade de operação, no curto prazo de entrega e em um menor custo total de investimento.

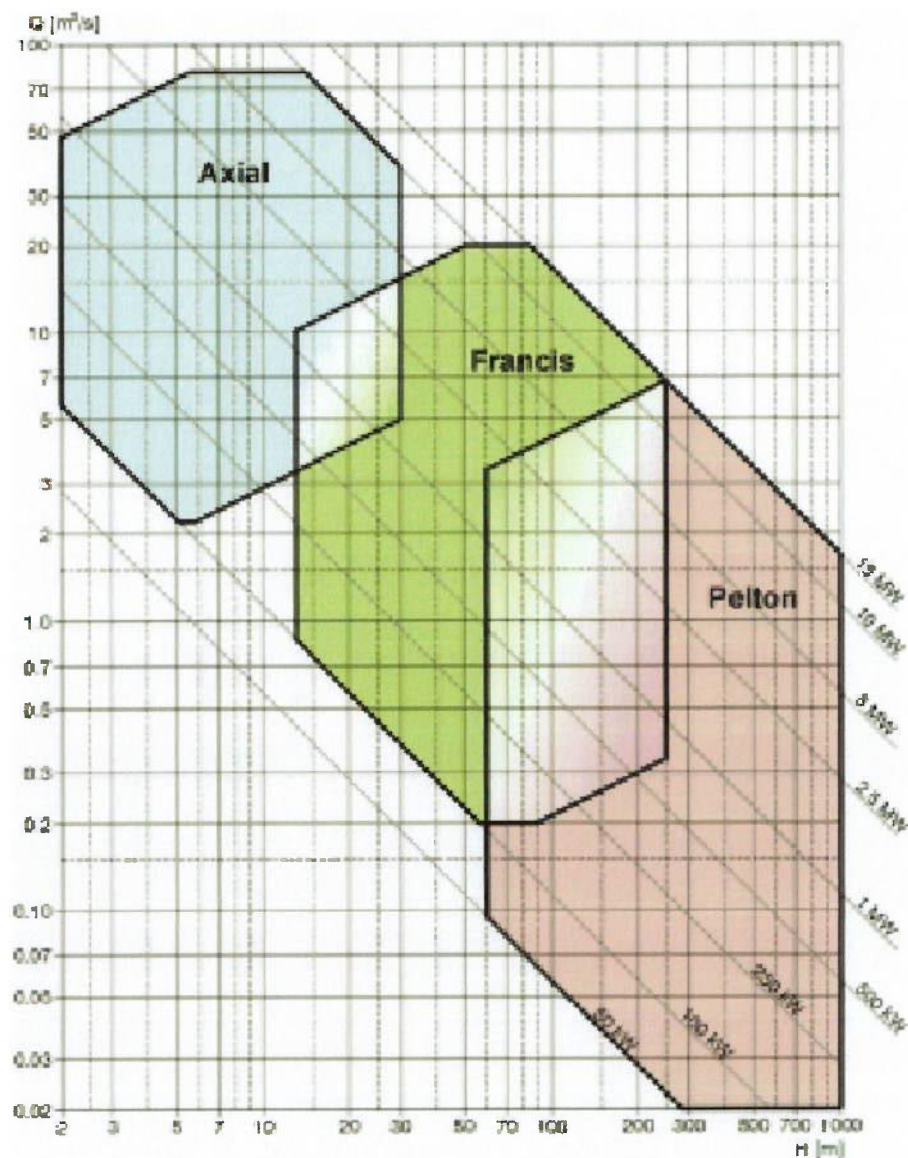


Figura 4.10. Gráfico de Pré-Seleção da Empresa Va Tech. [8]

5. CARACTERIZAÇÃO DA POTÊNCIA DISPONÍVEL

5.1. Queda Hidráulica

5.1.1. Altura Topográfica

Conforme o tipo de turbina e de sua forma de operar, o rotor da turbina pode receber somente energia cinética do fluido convertendo-a em energia mecânica-motriz, como é o caso das turbinas Pelton, ou pode ter o rotor recebendo energia cinética e energia de pressão, como é o caso das turbinas Francis. Por este motivo e outros se deve estudar a queda hidráulica, levando-se em conta o tipo de turbina. As turbinas Pelton, pela sua forma de receber energia no rotor e de converter essa energia, são denominadas turbinas de ação. As turbinas Francis e Axiais (Kaplan e Hélice), por exemplo, são turbinas de reação.^[12]

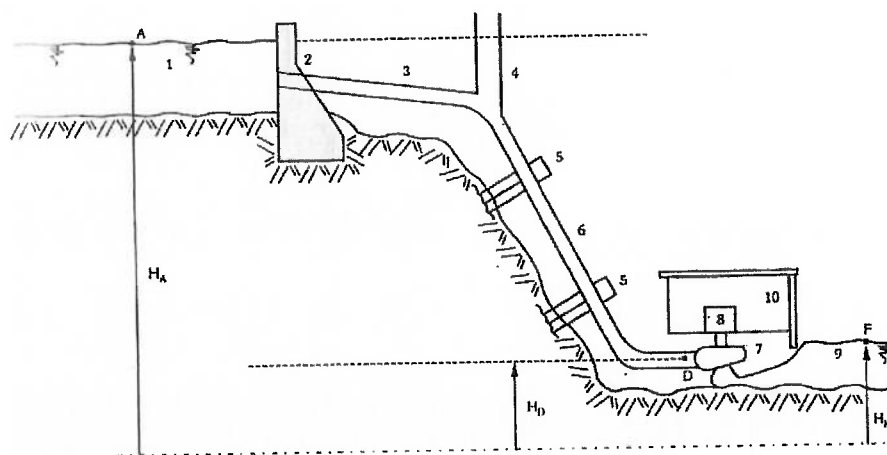


Figura 5.1. Aproveitamento Hidrelétrico Dotado de uma Turbina de Reação.^[12]

1:Reservatório Superior. 2:Barragem. 3:Tubulação de Pressão. 4:Chaminé de Equilíbrio. 5:Blocos de Ancoragem. 6:tubulação Forçada. 7:Tubulação de Reação. 8:Gerador. 9:Canal de Fuga. 10:Casa de Máquinas.

5.1.1.1. Altura Topográfica para Turbinas de Ação a Eixo Horizontal

“É o desnível existente entre um ponto A, parado ou dotado de movimento aleatório, e o colocado no reservatório superior, e um ponto D colocado à saída do injetor de uma turbina de ação.” [12]

$$H_{TOP A} = H_A - H_D \quad \text{Eq. 5.1}$$

5.1.1.2. Altura Topográfica para Turbinas de Reação

“É o desnível existente entre um ponto A, parado ou dotado de movimento aleatório, e o colocado no reservatório superior, e um ponto F colocado no canal de fuga.” [12]

$$H_{TOP R} = H_A - H_F \quad \text{Eq. 5.2}$$

5.1.2. Altura Bruta de um Aproveitamento

5.1.2.1. Definição

Examinada do ponto de vista energético, “Altura Bruta de um aproveitamento corresponde à altura topográfica de um reservatório hipotético.” [12]

5.1.2.2. Equação de Bernoulli

“A energia específica de velocidade associada à energia específica de pressão e à energia específica potencial formam a energia específica do fluido, num referido ponto 1” [12]. Na forma de uma equação, tal afirmação tem por expressão:

$$E_1 = \frac{v_1^2}{2 \cdot g} + \frac{P_1}{\gamma} + Z_1 \quad \text{Eq. 5.3}$$

Para o ponto 2 colocado na mesma linha de corrente, a afirmação acima tem por expressão:

$$E_2 = \frac{V_2^2}{2.g} + \frac{P_2}{\gamma} + Z_2 \quad \text{Eq. 5.4}$$

em que E é a energia específica total do fluido num referido ponto, P é a pressão exercida sobre ele, g é a aceleração da gravidade e Z é a altura relativa do referido ponto. Analisando qualquer termo da Equação de Bernoulli, constata-se que o referido tem dimensão de comprimento. Assim, a dimensão da energia específica num ponto é “metro”, no sistema MKS – Giorgi.

Essa equação, que leva seu nome, foi proposta por Daniel Bernoulli, pesquisador suíço, que viveu entre 1700 e 1782.

5.1.2.3. Equacionamento

Na figura 5.1, encontram-se os pontos A e F. O ponto A é genérico colocado no reservatório superior de um aproveitamento hidrelétrico e dotado de movimento aleatório. Portanto, sua velocidade média é nula. O ponto F está colocado no canal de fuga do referido aproveitamento e sua velocidade V_F é diferente de zero.

Se E_A é a energia específica do fluido no ponto A, a partir da Equação de Bernoulli aplicada a esse ponto, pode-se escrever:

$$E_A = \frac{V_A^2}{2.g} + \frac{P_A}{\gamma} + H_A \quad \text{Eq. 5.5}$$

Para o ponto F colocado no canal de fuga, pode-se escrever:

$$E_F = \frac{V_F^2}{2.g} + \frac{P_F}{\gamma} + H_F \quad \text{Eq. 5.6}$$

A altura bruta ou queda bruta será a diferença de energia entre os níveis do reservatório e o canal de fuga:

$$H_{Br} = E_A - E_F \quad \text{Eq. 5.7}$$

$$H_{Br} = \left[\frac{V_A^2}{2.g} - \frac{V_F^2}{2.g} \right] + \left[\frac{P_A}{\gamma} - \frac{P_F}{\gamma} \right] + [H_A - H_F] \quad \text{Eq. 5.8}$$

Se as cotas dos pontos A e F não forem muito diferentes, poder-se-á escrever:

$$P_A \cong P_F \quad \text{Eq. 5.9}$$

Se o ponto A, na superfície do reservatório superior, estiver parado ou em movimento aleatório, ter-se-á:

$$V_A = 0 \quad \text{Eq. 5.10}$$

Das três últimas equações, temos:

$$H_{Br} = [H_A - H_F] - \left[\frac{V_F^2}{2.g} \right] \quad \text{Eq. 5.11}$$

Observando a figura inicial, constata-se que:

$$H_{TOP_R} = H_A - H_F \quad \text{Eq. 5.12}$$

que levadas à equação de H_{Br} , resulta:

$$H_{Br} = [H_{TOP_R}] - \left[\frac{V_F^2}{2.g} \right] \quad \text{Eq. 5.13}$$

que é a equação da altura bruta para um aproveitamento hidrelétrico de reação. Para um aproveitamento hidrelétrico de ação, escreve-se:

$$H_{Br} = [H_A - H_D] - \left[\frac{V_F^2}{2.g} \right] \quad \text{Eq. 5.14}$$

Como:

$$H_{TOP_A} = H_A - H_D \quad \text{Eq. 5.15}$$

Resulta:

$$H_{Br} = [H_{TOP}] - \left[\frac{V_F^2}{2.g} \right] \quad \text{Eq. 5.16} \quad [12]$$

5.1.3. Altura disponível de um aproveitamento

A altura disponível de um aproveitamento, também chamada de queda líquida, é a altura topográfica menos as perdas hidráulicas, isto é,

$$H_{liq} = H_{Top} - \Delta H \quad \text{Eq. 5.17}$$

5.1.4. Dimensionamento das Quedas da Turbina

Conhecendo-se a elevação máxima normal do reservatório, isto é o nível d'água máximo normal de montante, e o deplecionamento ótimo do reservatório, são realizadas simulações da operação da usina, visando obter os valores característicos de quedas que são usados no dimensionamento das turbinas. Durante o período de vazões altas, quando existe água em abundância no sistema, a alta eficiência da turbina não é fundamental. Entretanto, em períodos hidrológicos desfavoráveis, a eficiência se torna importante, pois, nessa situação, a água deve ser valorizada ao máximo.

A queda líquida disponível em uma usina hidrelétrica depende dos níveis d'água a montante e a jusante da usina, ou seja, do nível do reservatório e do nível do canal de fuga. Essa queda varia com a operação da usina. Para o projeto das turbinas de uma usina hidrelétrica, quatro parâmetros básicos são determinados: queda de referência, de projeto, máxima e mínima. ^[1]

Entende-se por queda de referência, a queda líquida para a qual a turbina, com abertura total do distribuidor, fornece a potência máxima do gerador. A queda de referência é dimensionada para a permanência de 95% do tempo na curva de distribuição de quedas da usina, em simulação para todo o histórico de vazões. Este critério considera que, em 95% do tempo, a turbina deve ser capaz de fornecer a potência nominal do gerador Figura 5.2.

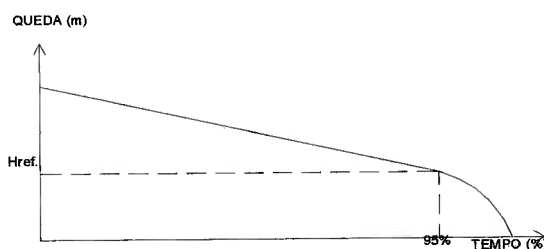


Figura 5.2. Permanência de Queda no Tempo.

A queda de referência é também chamada de queda líquida nominal. Através dela, se faz o chamado "Casamento Turbina-Gerador", pois, para quedas abaixo dela, a turbina limita a potência máxima da usina e para quedas acima a potência fica limitada pelo gerador.

Por queda de projeto entende-se ser aquela para a qual o rendimento da turbina é máximo. A queda de projeto é dimensionada como a queda mais frequente, ou seja, a moda da distribuição de quedas da usina, obtida da simulação da operação desta para o histórico de vazões naturais conhecido.

As quedas de referência e de projeto devem ser determinadas considerando o sistema de referência de médio prazo - planejamento de 15 anos.

A queda máxima operativa é aquela obtida pela diferença entre o nível máximo normal de operação do reservatório e o nível do canal de fuga com uma unidade operando a plena carga, sem vertimento, subtraídas as perdas hidráulicas do circuito de geração.

Por queda mínima operativa entende-se a menor queda entre a obtida pela diferença entre o nível mínimo de montante e o nível do canal de fuga (sem vertimento, com todas as unidades operando com abertura total do distribuidor e subtraídas as perdas hidráulicas do circuito de geração), e a obtida pela diferença entre o nível máximo do reservatório e o nível do canal de fuga para a cheia de projeto do vertedouro menos as perdas hidráulicas do circuito de geração, admitindo todas as unidades operando a plena carga.

As quedas máximas e mínimas operativas devem ser determinadas tanto para a época de entrada em operação da usina como para o horizonte de médio prazo, valendo sempre a pior condição.

5.2. Perda de Carga

5.2.1. Método Expedito

Para os casos em que casa de força diste até 80 m da tomada d'água, pode ser adotado como valor da perda de carga o correspondente a 3% da altura bruta. Nos casos em que esta distância esteja compreendida entre 80 m e 320 m deve-se adotar 4% e para os casos entre 320 m e 800 m este valor deve ser de 5 % da altura bruta.^[13]

5.2.2. Método Clássico

As perdas de carga são estimadas por uma equação do tipo especificado a seguir, o qual é o produto de uma constante, diferente para cada caso particular, pela energia cinética do escoamento.

$$h = k \frac{V^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.18}$$

Onde:

- h perda de carga em algum ponto do circuito hidráulico de adução [mca];
- V Velocidade do escoamento [m/s];
- g Aceleração da gravidade [m/s²];
- k Coeficiente de perda de carga, que varia para cada caso como se verá a seguir.

5.2.2.1. Perda de Carga em Canais

Para os canais de seção uniforme com escoamento em superfície livre, sem curvas acentuadas (em cotovelo), deve ser computada somente a perda de carga devido ao

atrito. Essa perda pode ser calculada utilizando-se a fórmula de Chézy, como exposto a seguir:

$$S = \frac{V^2}{C^2 R_h} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.19}$$

Onde:

- S Declividade da linha de energia ou perda de carga unitária [m/km];
- C Coeficiente calculado utilizando-se a fórmula de Ganguillet e Kutter, como exposto mais adiante;
- R_h Raio hidráulico, que é igual à relação entre a área molhada e o perímetro molhado do canal [m].

Para canais de seção e declividade uniformes, o valor numérico da perda de carga unitária devido ao atrito é praticamente igual à declividade do fundo do canal.

$$h_a = L.S \quad [1] \quad \text{Eq. 5.20}$$

Onde:

- L Comprimento do canal [km];
- h_a Perda de carga devido ao atrito [m].

O coeficiente C é dado por:

$$C = \frac{23 + \frac{0,00155}{S} + \frac{1}{n}}{1 + \frac{n}{\sqrt{R_h}} \left(23 + \frac{0,00155}{S} \right)} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.21}$$

Onde:

n_{CR} Coeficiente de rugosidade do canal, apresentado a seguir:

Natureza das Paredes	n_{CR}
Cimento liso	0,010
Argamassa de cimento	0,011
Pedras e tijolos rejuntados	0,013
Tijolos rugosos	0,015
Alvenaria ordinária	0,017
Canais com pedregulhos finos	0,020
Canais com pedras e vegetação	0,030
Canais em mau estado conservação	0,035

Tabela 5.1. Rugosidade das Paredes. ^[1]

5.2.2.2. Perda de Carga Devida à Aceleração da Água na Tomada D'água

A perda por aceleração depende da forma da tomada d'água e é expressa pela fórmula:

$$h_{\text{acel}} = k_{\text{acel}} \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.22}$$

Nesta equação, temos que:

V_2 Velocidade d'água na saída da tomada d'água [m/s];

V_1 Velocidade d'água antes da tomada d'água [m/s];

h_{acel} Perda de carga devida a aceleração da água [mca];

k_{acel} Coeficiente de perda de carga. Este coeficiente pode variar entre 0,01 para uma forma hidrodinâmica bem afunilada e arredondada, e 0,1 para transição brusca.

Nas tomadas bem projetadas, essa perda não assume valores grandes. Se, por exemplo, a água entra na tomada diretamente de um reservatório grande, a velocidade V_1 pode ser considerada zero.

5.2.2.3. Perda de Carga na Grade da Tomada d'Água

A perda de carga na grade da tomada d'água pode ser estimada utilizando-se a fórmula de Kirschmer, e a qual é a mais usada.

$$h_g = k_g \left(\frac{e_1}{e_2} \right)^{4/3} \text{sen } \theta_1 \frac{V_g^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.23}$$

Onde:

- h_g Perda de carga na grade [mca];
- e_1 Espessura ou diâmetro das barras;
- e_2 Espaçamento entre as barras;
- θ_1 Inclinação da grade em relação à horizontal [°];
- V_g Velocidade junto à grade, calculada para projeção da abertura sobre um plano vertical, sem descontar as barras da grade [m/s];
- k_g Coeficiente de perda de carga da grade ($k_g = 2,42$ para barras retangulares e $k_g = 1,16$ para barras com os cantos arredondados);
- b Largura das barras.

5.2.2.4. Perda de Carga nas Ranhuras das Comportas

Na literatura especializada, encontram-se poucas informações sobre as perdas de carga nos nichos das comportas. Não se tem conhecimento de publicações sobre medições dessas perdas. Geralmente, calcula-se a perda por nicho com a fórmula:

$$h_r = k_r \frac{V^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.24}$$

h_r Perda de carga na ranhura da comporta;

k_r Coeficiente de perda de carga na ranhura da comporta ($k_r = 0,02$). [18]

5.2.2.5. Perda de Carga em Conduto sob Pressão

A perda de carga em conduto sob pressão consiste no somatório das perdas distribuídas e singulares. As perdas singulares do conduto é a soma das perdas nas curvas, em reduções cônicas e em bifurcações.

5.2.2.5.1. Perda de Carga Distribuída

A perda de carga distribuída no conduto é calculada utilizando-se a seguinte fórmula:

$$h_{dist} = f \frac{L V^2}{D 2g} \quad [18] \quad \text{Eq. 5.25}$$

Onde:

h_{dist} Perda de carga distribuída [mca];

f Coeficiente de resistência;

L Comprimento do conduto [m];

D Diâmetro interno do conduto [m];

V Velocidade da água [m/s].

O coeficiente de resistência é determinado a partir do diagrama de Moody, Figura 5.3, que relaciona este coeficiente com o número de Reynolds. O número de Reynolds é calculado a partir da seguinte fórmula:

$$Re = \frac{v \cdot D}{\nu} \quad [18] \quad \text{Eq. 5.26}$$

Onde:

Re Número de Reynolds;

V Velocidade da água [m/s];

ν Viscosidade da água [m²/s].

A rugosidade relativa (ϵ/D) é um outro dado de entrada neste gráfico, onde:

ϵ Rugosidade absoluta [mm].

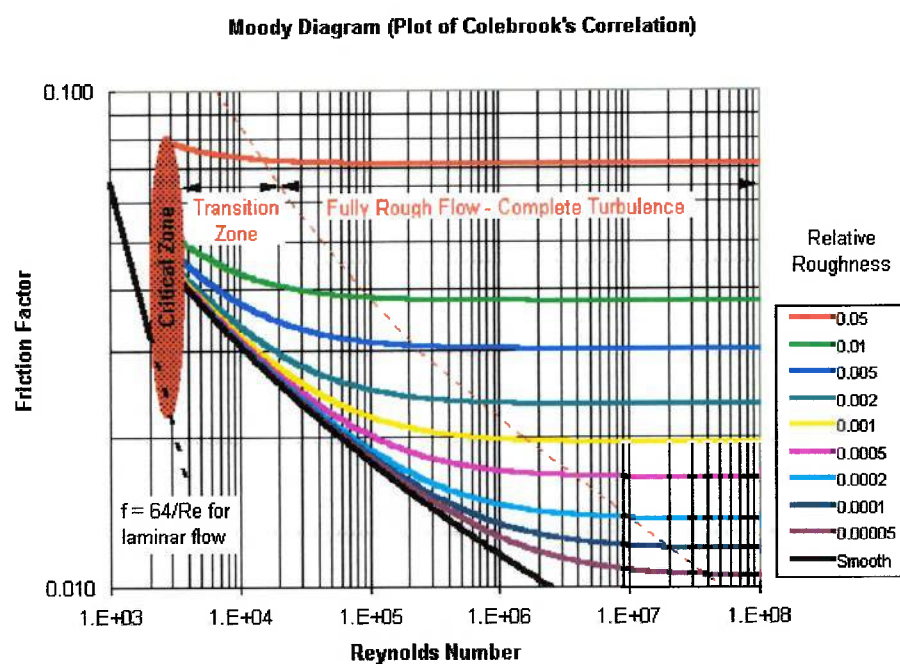


Figura 5.3. Diagrama de Moody.

Tipos de revestimentos em Conduitos Forçados em aço soldado sem juntas	ϵ (mm)
Tubos novos sem revestimento	0,100 a 0,150
Metalização zinco	0,100 a 0,150
Pintura betuminosa aplicada a frio	0,030 a 0,050
Esmalte betuminoso aplicado a quente, sem alisamento	0,030 a 0,040
Esmalte betuminoso aplicado a quente, alisado a pincel	0,025 a 0,040
Esmalte betuminoso aplicado a quente, alisado a chama	0,015 a 0,030
Pintura vinílica	0,001 a 0,002
Pintura poliuretana	0,001 a 0,002

Tabela 5.2. Rugosidade Absoluta de Revestimentos usuais em Estado de Novo, de Conduitos Forçados em Aço Soldado sem Juntas. ^[19]

t (°C)	p (kgp/cm ²)	$\eta \cdot 10^6$ (kgp.s/m ²)	$\nu \cdot 10^6$ (m ² /s)
0	1,00	182,3	1,792
10	1,00	133,1	1,306
20	1,00	102,4	1,006
30	1,00	81,7	0,805
40	1,00	66,6	0,659
50	1,00	56,0	0,556
60	1,00	47,9	0,478
70	1,00	41,4	0,415
80	1,00	36,2	0,365
90	1,00	32,1	0,326
100	1,03	28,8	0,295

Tabela 5.3. Viscosidade Cinemática e Dinâmica da Água em Função da Temperatura e da Pressão. ^[17]

5.2.2.5.2. Perda de Carga nas Curvas

A perda de carga nas curvas é a soma da perda de carga distribuída e da singular. A perda de carga distribuída é calculada do mesmo modo descrito no item 5.2.2.5.1. A perda de carga singular é calculada conforme metodologia a seguir:

$$h_{sc} = k_{sc} \frac{V^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.27}$$

Onde:

h_{sc} Perda de carga singular em curvas [mca];

k_{sc} Coeficiente de perda de carga singular em curvas, calculado conforme fórmula a seguir:

$$k_{sc} = A_1 B_1 k_{\Delta} k_{Re} k_{POL} \quad [17] \text{ e } [18] \quad \text{Eq. 5.28}$$

onde,

A_1 Coeficiente que varia com o ângulo δ , conforme Tabela 5.4;

B_1 Coeficiente que varia com R_o/D , conforme Eq. 5.12;

K_Δ Coeficiente que varia com a rugosidade relativa, conforme Tabela 5.5;

K_{Re} Coeficiente que varia com o número de Reynolds, conforme Tabela 5.5;

K_{POL} Coeficiente que varia com o ângulo de desvio das virolas da curva, conforme Tabela 5.6;

δ Ângulo entre o início e o final da curva [$^\circ$];

R_o Raio central da curva [m];

R Raio interno da curva [m];

D Diâmetro do conduto [m].

A fórmula acima se aplica quando $R_o/D > 1,5$, para outros valores consultar referência.^[17]

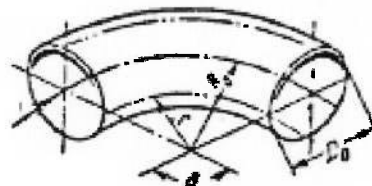


Figura 5.4. Trecho Curvo.

δ°	$< 70^\circ$	90°	$> 100^\circ$
A_1	$0,9 \sin \delta^\circ$	1,0	$0,7 + 0,35 \frac{\delta^\circ}{90^\circ}$

Tabela 5.4. Valores de $A_1(\delta)$.^[17]

$$B_1 = \frac{0,21}{\sqrt{\frac{R_o}{D_H}}} \quad [17] \quad \text{Eq. 5.29}$$

Onde,

D_H Diâmetro hidráulico, que para este caso é o diâmetro da tubulação [m].

ϵ / D	Re					
	$3 \cdot 10^3 - 4 \cdot 10^4$		$4 \cdot 10^4 - 2 \cdot 10^5$		$> 2 \cdot 10^5$	
	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ	k_{Re}	k_Δ
0	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	1,0	1,0	$1 + \frac{1,0}{\Delta^2} \epsilon$
0 - 0,001	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	$1 + \Delta^2 \cdot 10^6$	1,0	$1 + \Delta^2 \cdot 10^6$
> 0,001	$64 \lambda_{Re}$	1,0	$64 \lambda_{Re}$	$\approx 2,0$	1,0	$\approx 2,0$

Tabela 5.5. Coeficientes de k_{Re} e k_Δ em Função do Número de Reynolds e da Rugosidade Relativa. [17]

Aumento de k_{POL} em %			
Ângulo da curva	90°	60°	45°
Ângulo de desvio da virola 10° a 15°	8	5	2
Ângulo de desvio da virola 15° a 22°30'	20	8	3

Tabela 5.6. Coeficiente k_{POL} em Função do Ângulo de Desvio da Virola. [18]

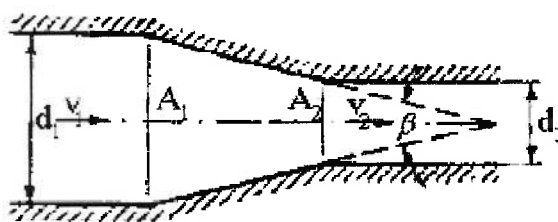
5.2.2.5.3. Perda de Carga em Estreitamento Suave

A perda de carga em estreitamento é calculada utilizando-se a seguinte expressão:

$$h_e = k_e \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad [17] \quad \text{Eq. 5.30}$$

Onde:

- h_e Perda de carga em estreitamento [mca];
- V Velocidade na secção considerada [m/s];
- k_e Coeficiente de perda de carga em estreitamento.

Figura 5.5. Estreitamento Suave. ^[17]

$\beta \cong 15^\circ$	$k_e = 0,09$
$15^\circ < \beta < 40^\circ$	$k_e = 0,04$
$40^\circ < \beta < 60^\circ$	$k_e = 0,06$

Tabela 5.7. Valores de k_e . ^[17]

5.2.2.5.4. Perda de Carga nas Bifurcações

A perda de carga nas bifurcações é calculada utilizando-se a expressão:

$$h_b = k_b \frac{V^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.31}$$

Onde:

- h_b Perda de carga em bifurcação [mca];
- k_b Coeficiente de perda de carga em bifurcações;
- V_r Velocidade da água na ramificação [m/s];
- V_p Velocidade da água no conduto principal [m/s];
- α Ângulo da ramificação [°].

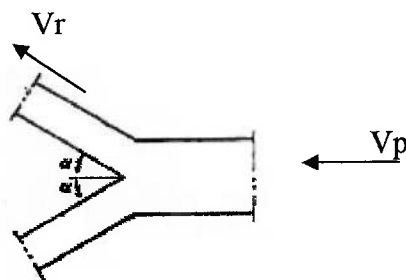


Figura 5.6. Bifurcação. [17]

Vr / Vp	α (°)				
	15	30	45	60	90
0,0	---	---	---	---	---
0,1	0,81	0,84	0,87	0,90	1,00
0,2	0,65	0,69	0,74	0,82	1,00
0,3	0,51	0,56	0,63	0,79	1,00
0,4	0,38	0,44	0,54	0,66	1,00
0,5	0,28	0,34	0,45	0,59	1,00
0,6	0,19	0,26	0,38	0,53	1,00
0,8	0,06	0,16	0,28	0,43	1,00
1,00	0,03	0,11	0,23	0,36	1,00
1,2	0,06	0,13	0,22	0,32	1,00
1,4	0,13	0,23	0,28	0,31	1,00
1,6	0,35	0,37	0,38	0,33	1,00
1,8	0,63	0,60	0,53	0,37	1,00
2,0	0,98	0,89	0,73	0,44	1,00

Tabela 5.8. Coeficientes de Perda de Carga. [17]

5.2.2.6. Perda de Carga na Válvula Borboleta

A perda de carga na Válvula Borboleta é calculada utilizando-se a expressão:

$$h_{VB} = k_{VB} \frac{V^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.32}$$

Onde:

h_r Perda de carga na válvula borboleta [mca];

- V Velocidade da água na válvula borboleta [m/s];
 k_{VB} Coeficiente de perda de carga na válvula borboleta, que varia entre 0,17 a 0,25 para válvulas borboleta entre 900 até 2400 mm de diâmetro.

5.2.2.7. Perda de Carga na Saída do Tubo de Sucção

A perda de carga na Saída do Tubo de Sucção é calculada utilizando-se a expressão:

$$h_{TS} = k_{TS} \frac{V^2}{2g} \quad [1] \quad \text{Eq. 5.33}$$

Onde:

- h_{TS} Perda de carga na saída do tubo de sucção [mca];
 V Velocidade da água na saída do tubo de sucção [m/s];
 k_{TS} Coeficiente de perda na saída do tubo de sucção, que varia conforme a Figura 5.7 a seguir.

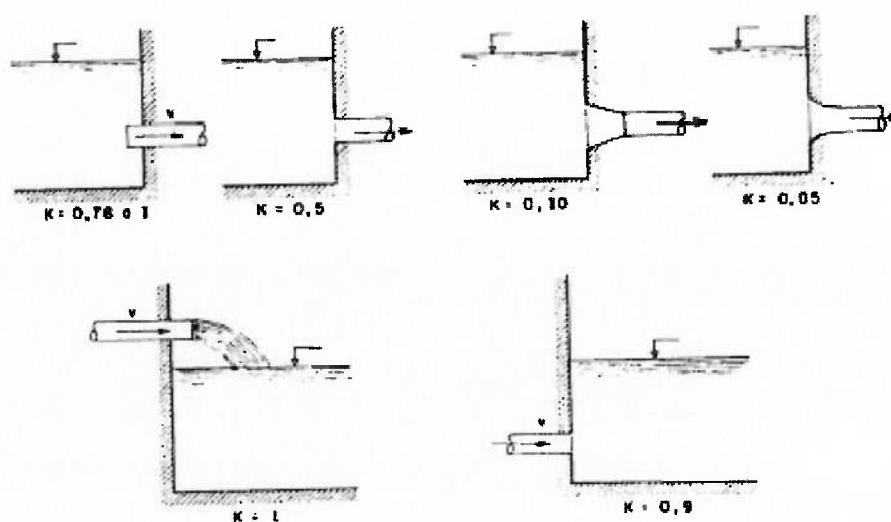


Figura 5.7. Coeficientes de Perda de Carga na Entrada e Saída do Reservatório. ^[18]

5.2.2.8. Perda de Carga em Alargamento Brusco

A perda de carga em Alargamentos é calculada utilizando-se a seguinte expressão:

$$h_A = k_A \frac{V_2^2 - V_1^2}{2g} \quad [17] \quad \text{Eq. 5.34}$$

Onde:

- h_a Perda de carga em alargamentos [mca];
- V Velocidade na secção considerada [m/s];
- k_A Coeficiente de perda de carga em alargamentos.

Para alargamentos bruscos o k_A é dado conforme a formula abaixo:

$$k_A = \left(1 - \frac{A_1}{A_2}\right)^2 \quad [17] \quad \text{Eq. 5.35}$$

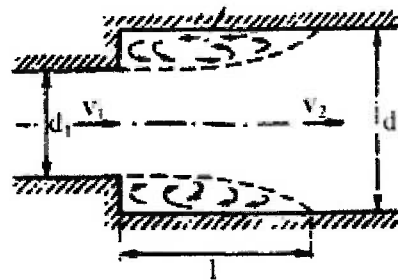


Figura 5.8. Alargamento. [17]

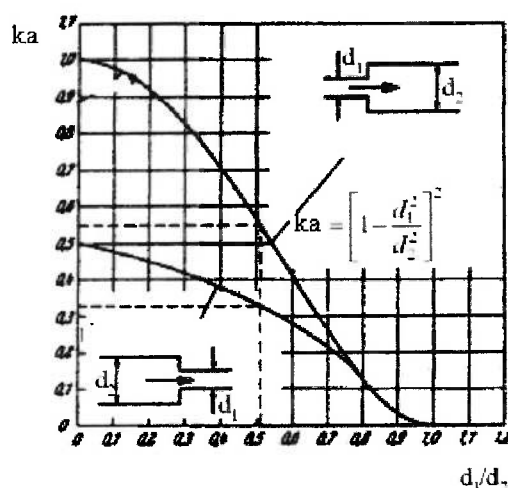


Figura 5.9. Valores de k_a .^[17]

5.3. Vazão

5.3.1. Curva Chave de Jusante

A relação que existe entre a descarga medida e a leitura simultânea de régua é uma função que envolve características geométricas e hidráulicas da seção de medições e do trecho do curso d'água considerado. Desta forma, a curva-chave é uma representação gráfica desta relação, elaborada a partir dos resultados das medições hidrométricas e apoiada na análise dos parâmetros do escoamento.

Aos pares de valores leitura e vazão, ajustam-se uma curva que deve ser monotonamente crescente, sem singularidades e com concavidade voltada para cima. Ela poderá ainda apresentar pontos de inflexão no caso de ocorrer uma mudança de controle ou uma mudança súbita na seção transversal.

5.3.2. Curva de Permanência

Esta curva é aplicada em usinas a fio d'água, característica de uma Pequena Central Hidrelétrica, e baseia-se na análise do comportamento do rio ao longo do(s) ano(s) hidrológico(s), no sentido de determinar as curvas de permanência ou duração (comportamento) ao longo do ano dos vários parâmetros de interesse, tais como vazão, nível d'água na barragem, altura de queda para turbinas e outras.

A curva de permanência relaciona a vazão ou nível d'água de um rio com a sua probabilidade de ocorrerem valores iguais ou superiores. Ela pode ser estabelecida com base em valores diários, semanais ou mensais para todo o período da série histórica disponível, ou ainda, se necessário, para cada mês do ano.

Essas curvas permitirão a identificação de valores característicos de níveis ou vazões associados a diferentes probabilidades de permanência no tempo, importantes para estudos de enchimento de reservatórios, operação da usina e, em alguns casos, para o estudo do desvio do rio e estudos energéticos, dentre outros.

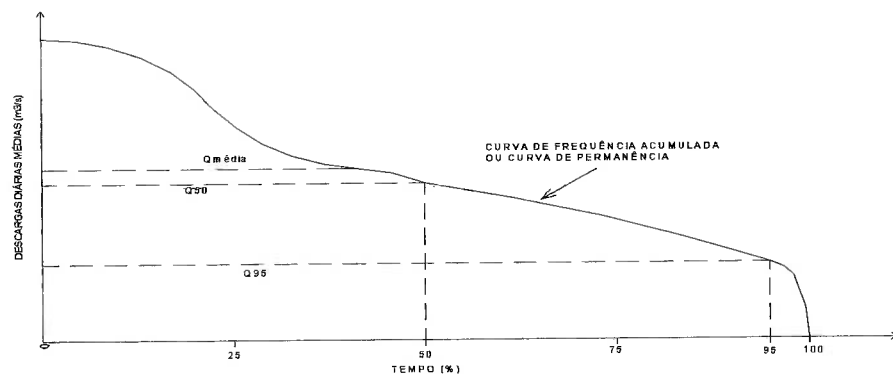


Figura 5.10 Curva de Permanência. [1]

Teoricamente apenas a potência com 100% de probabilidade de ocorrência pode ser considerada garantida, ou, na linguagem técnica da área, firme. Considera-se, porém, potência firme como sendo aquela com 95 % de probabilidade.^[15]

O procedimento para determinação da curva de permanência deverá ser o empírico, que preconiza o estabelecimento de intervalos de classe de vazões ou níveis d'água. Esses intervalos podem ser definidos de acordo com a magnitude das vazões ou níveis d'água, procurando ter uma quantidade razoável de valores que caiam em cada intervalo.

5.4. Potencial Hidráulico

O termo potencial hidráulico significa a energia cinética ou potencial da água dos rios e lagos que se concentra nos aproveitamentos hidrelétricos e é transformada em energia mecânica e, finalmente, em energia elétrica.

Um determinado volume d'água caindo de uma certa altura produz o trabalho teórico de

$$T_t = \gamma * V * H_{liq} \quad \text{Eq. 5.36}$$

- T_t Trabalho [J];
 V Volume d'água [m³];
 H_{liq} Queda [mca];
 γ Peso específico da água [N/m³].

A potência teórica é de

$$P_t = \gamma * Q * H_{liq} \quad \text{Eq. 5.37}$$

Onde:

- P_t Potência teórica [W];
 Q Descarga d'água [m³/s].

Sendo η o fator de rendimento da turbina e H_{liq} a queda líquida, que é a queda bruta menos perdas nos órgãos de adução, então a potência no eixo da turbina será:

$$P_e = Q * H_{liq} * \eta * \gamma \quad \text{Eq. 5.38}$$

- P Potência [W];
 η Rendimento [%].

Para cálculos preliminares pode adotar-se o fator de rendimento da turbina igual a 0,91.

6. INFORMAÇÕES GERAIS PARA A ESCOLHA DA TURBINA

6.1. Faixas de Aplicação das Turbinas

Teoricamente não é impossível construir turbinas de um tipo qualquer para todas as velocidades específicas, porém a prática do projeto e os resultados obtidos com as turbinas instaladas têm mostrado que cada um dos tipos examinados só pode ser empregado com bom rendimento para valores de velocidade específica compreendidos entre determinados limites, o que significa dizer que, de um certo modo, essa grandeza especifica o tipo de turbina a ser usada numa instalação caracterizada pelos valores de vazão, queda líquida e rotação.

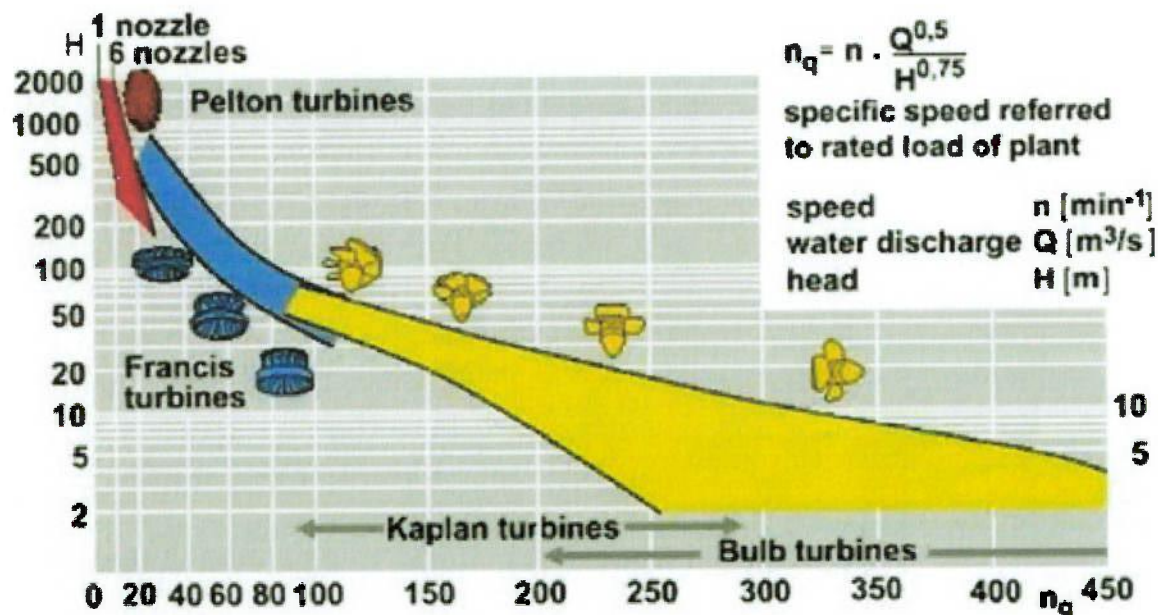


Figura 6.1. Campo de Aplicação Geral das Turbinas de acordo com a Queda e a Velocidade Específica.

A prática mostrou ainda que, de acordo com Archibald ^[14], para valores dados da queda e da potência, os custos da turbina e da instalação diminuem quando a velocidade específica aumenta. Este fato ocorre dentro de certos limites porque:

a) Valores altos da velocidade específica normalmente reduzem as dimensões da turbina até um certo limite. Com uma velocidade específica alta, a velocidade da

água na entrada do tubo de sucção é elevada também e este fato dificulta a recuperação de sua energia cinética, e em alguns casos, poderia até ocorrer uma baixa tão expressiva de pressão neste órgão, que levaria a cavitação;

b) Grandes quedas topográficas juntamente com grandes velocidades específicas resultam em eixos do conjunto turbina-gerador com grandes rotações, isto é, grandes esforços no dimensionamento do conjunto;

c) Quedas e velocidades específicas baixas resultam em baixas rotações no eixo do conjunto turbina-gerador, resultando em custos elevados do gerador.

Quando se está selecionando uma turbina para um determinado projeto, as características que são conhecidas são a vazão, a queda e o número de rotações da turbina. A potência pode ser estimada, adotando um valor preliminar do rendimento η . Com estas informações, a velocidade específica pode ser facilmente calculada com a fórmula abaixo:

$$n_s = \frac{n \cdot \sqrt{P}}{\sqrt[4]{H_{liq}^5}} \quad \text{Eq. 6.1}$$

Onde,

n_s Velocidade específica;

n Rotação [rpm];

P Potência [kW];

H_{liq} Queda líquida [m].

Os autores alemães preferem utilizar a função característica n_q que dispensa estimar previamente o rendimento, conforme fórmula abaixo:

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_{liq}^3}} \quad \text{Eq. 6.2}$$

Onde,

n_q Velocidade específica;

n Rotação [rpm];

Q Vazão [m^3/s];

H_{liq} Queda líquida [m].

O valor obtido por estas fórmulas apontará para o tipo mais convencional de turbina a ser utilizada em um dado projeto. Os valores de n_q e n_s foram tabelados, de maneira que entrando com um desses valores fosse possível identificar qual tipo de turbina é o mais indicado para uma determinada aplicação. A tabela foi baseada em projetos reais e conseqüentemente engloba turbinas com bons rendimentos, dimensões reduzidas e economia em relação a outras alternativas.

Tipos de Turbinas		n_s	n_q	H_{liq} (mca)
Pelton	1 jato	18	5,3	800
	1 jato	18 - 25	5,3 - 7,4	800 - 400
	1 jato	26 - 35	7,7 - 10,4	400 - 100
	2 jatos	26 - 35	7,7 - 10,4	800 - 400
	2 jatos	36 - 50	10,7 - 14,9	400 - 100
	4 jatos	40 - 50	11,9 - 14,9	400 - 100
	4 jatos	51 - 71	15,1 - 21,0	500 - 200
Francis	6 jatos	72 - 90	21,4 - 26,8	400 - 100
	muito lenta	55 - 70	16,4 - 20,8	600 - 200
	lenta	71 - 120	21,1 - 35,7	200 - 100
	normal	121 - 200	36,0 - 59,5	100 - 70
	rápida	201 - 300	59,8 - 89,2	70 - 25
	extra-rápida	301 - 450	89,6 - 133,9	25 - 15
Propeller	8 pás	250 - 320	74,4 - 95,2	70 - 50
Kaplan	7 pás	321 - 430	95,5 - 128	50 - 40
Bulbo	6 pás	431 - 530	128,3 - 157,7	40 - 30
Tubulares	5 pás	534 - 620	158,0 - 184,5	30 - 20
Straflo	4 pás	624 em diante	185 em diante	30

Tabela 6.1. Campo de Aplicação dos Diversos Tipos de Turbinas. ^[14]

Os dados da Tabela 6.1 englobam turbinas de todas faixas de potências, isto é, além da faixa para PCH. Para PCH's são apresentados os valores da Tabela 6.2, que foi elaborada a partir de turbinas já construídas e em operação. Estas PCH's podem ser visualizadas mais detalhadamente no Anexo A.

Tipo Turbina		N_s		N_q		H (mca)		N^o Referências*
		min.	max.	min.	max.	min.	max.	
Pelton	1 jato	16	41	5	12	155	1026	19
	2 jatos	24	52	7	15	103	557	47
Francis		96	390	28	106	18	264	75
Kaplan S		530	940	153	278	5	22	37

Tabela 6.2. Campo de Aplicação de Turbinas para PCH. (*Anexo A)

Existem faixas de valores que se sobrepõem, causando dúvidas quanto ao uso de um tipo de turbina. Estas dúvidas podem ser sanadas analisando outras características peculiares a cada instalação, como por exemplo, o afogamento da turbina, o custo geral do empreendimento, o prazo de entrega, o rendimento, etc.

Na Figura 6.2, pode-se visualizar melhor os campos de aplicação de cada tipo de turbina, conforme lista do Anexo A.

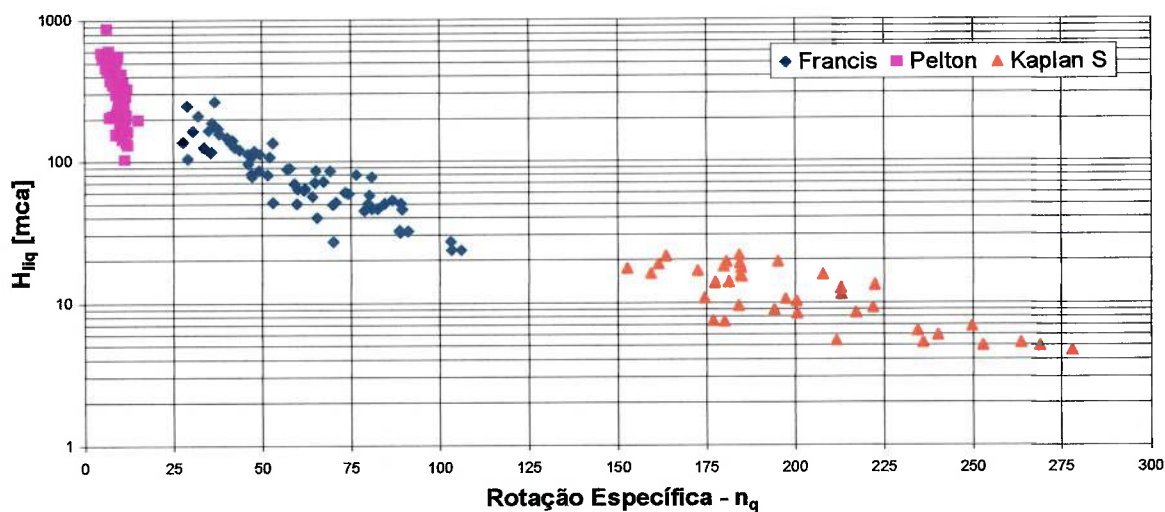


Figura 6.2. Campo de Aplicação das Turbinas Pelton, Francis e Kaplan de acordo com a Queda e a Velocidade Específica. (Anexo A)

6.2. Determinação da Rotação do Conjunto Turbina-Gerador

Geralmente o número real de rotações das turbinas é igual ao dos geradores que elas acionam, quando isto não acontece é necessário o uso de um redutor/multiplicador no conjunto turbina-gerador.

O número de rotações dos geradores dependem das seguintes variáveis por causa da sua forma construtiva.

Em eletrotécnica se demonstra que:

$$n = \frac{60 \cdot f}{p} \quad \text{Eq. 6.3}$$

Sendo que:

- p Número de pares de pólos;
- n Rotação [rpm];
- f Frequência da rede [Hz].

Se a turbina não utilizar o multiplicador/redutor para alterar a velocidade de rotação, a velocidade a ser adotada no grupo turbina-gerador deve estar dentre as síncronas. Não se pode esquecer que quando temos velocidades elevadas, o número de pólos do gerador é menor, conseqüentemente o custo do gerador é mais econômico sob este aspecto.^[14]

De um modo geral, as turbinas de potências mais altas tem sua rotação reduzida, de forma que os problemas de estabilidade mecânica e os esforços nos mancais são amenizados.

6.3. Cálculo da Rotação Específica

Quando as variáveis n , Q , H_{liq} e P não são todas conhecidas e é necessária uma estimativa dos valores de n_q e n_s , devem-se utilizar as fórmulas empíricas aqui apresentadas. Elas foram definidas com base em experiências anteriores, isto é, a partir de turbinas já construídas.

A literatura existente lista algumas fórmulas empíricas para o cálculo de n_s e n_q .^[14]

Para turbinas Francis e H_{liq} em metros, tem-se:

$$n_s = \frac{2300}{\sqrt{H_{liq}}} \quad \text{Eq. 6.4}$$

Para turbinas Kaplan, tem-se:

$$n_s = \frac{3100}{\sqrt{H_{liq}}} \quad \text{Eq. 6.5}$$

Este tipo de fórmula revelou-se interessante durante muitos anos no cálculo da rotação específica, mas com o número crescente de unidades produzidas pode ser substituída por fórmulas empíricas baseadas em um número maior de máquinas em operação, e que refletem melhor a evolução tecnológica. Essas fórmulas baseiam-se em levantamentos de máquinas com potência unitária maiores que 5 MW e potências totais maiores que 10 MW. [20]

Para turbina Francis:

$$n_q = 1303,7 \cdot H_{liq}^{-0,654} \quad \text{Eq. 6.6}$$

Para turbina Kaplan:

$$n_q = 791,7 \cdot H_{liq}^{-0,486} \quad \text{Eq. 6.7}$$

Para turbina Pelton:

$$n_{qj} = 196,2 \cdot H_{liq}^{-0,5} \quad \text{Eq. 6.8}$$

A Eq. 6.8, para turbinas tipo Pelton, utiliza a rotação específica para um jato, independentemente do número de jatos da turbina, para este caso a rotação específica é calculada conforme a equação a seguir:

$$n_{qj} = \frac{n \sqrt{\frac{Q}{i}}}{\sqrt[4]{H_{liq}^3}} \quad \text{Eq. 6.9}$$

n_{qj} Velocidade específica por jato;

i Número de jatos.

As Eqs. 6.6, 6.7 e 6.8 foram obtidas a partir das curvas traçadas na Figura 6.3, cujos dados de origem são de fabricantes de turbinas.

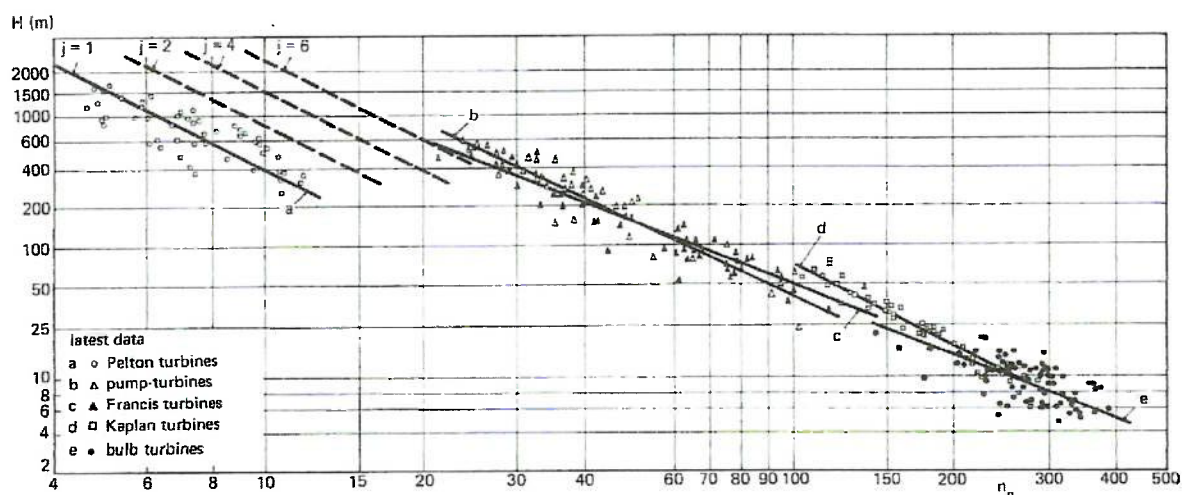


Figura 6.3. Relação entre Queda Líquida e Rotação Específica. [20]

6.4. Dimensões Principais das Turbinas para PCH's

As dimensões principais para turbinas do tipo Francis podem ser determinadas em função do diâmetro máximo de saída do rotor (D_{2a}) fornecido pela expressão:

$$D_{2a} = (24,8 + 0,685 \cdot n_q) \cdot \frac{H_{liq}^{0,5}}{n} \quad \text{Eq. 6.10} \quad [16]$$

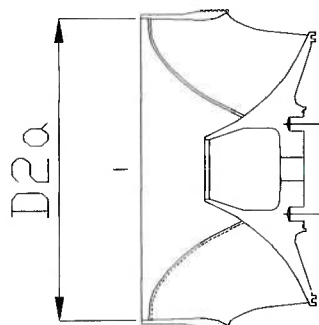


Figura 6.4. Rotor Francis.

As demais dimensões podem ser estimadas com base na Tabela 6.3.

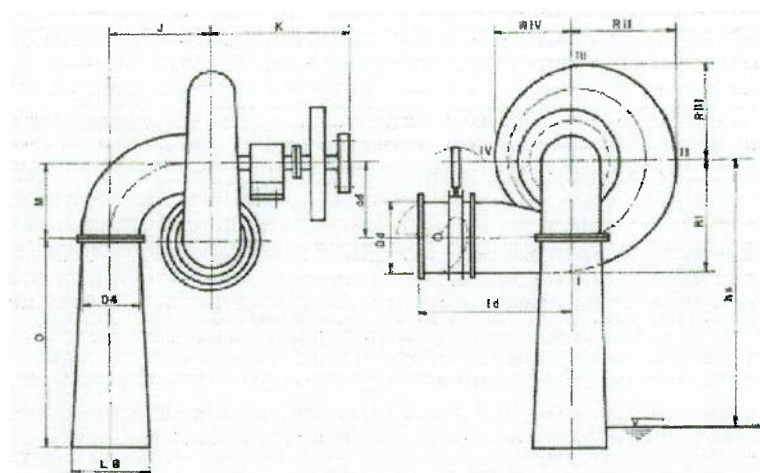


Figura 6.5. Turbina Francis Simples de Eixo Horizontal.

D2a	RIV	RII	RIII	Dd	D4	ld	ad	J	RI	K	L	M	O
1,00	1,80	2,10	2,00	1,30	1,05	3,20	2,00	2,00	2,20	3,80	1,07	1,50	6,00

Tabela 6.3. Dimensões Principais da Turbina Francis Simples de Eixo Horiz. [16]

A altura geométrica de sucção pode ser determinada preliminarmente pela seguinte equação:

$$h_s = 10 - 0,002 \cdot Z_{w_{\min}}^{0,92} - (0,0245 \cdot e^{0,025 \cdot n_q}) \cdot H_{liq} \quad [16] \quad \text{Eq. 6.11}$$

Onde:

h_s Afogamento [mca];

Z_{wmin} Elevação do nível d'água mínimo de jusante [m].

As dimensões principais para turbinas do tipo Kaplan S podem ser determinadas em função da câmara do rotor (D_1) fornecido pela expressão:

$$D_1 = (84,6 + 0,322 \cdot n_q) \cdot \frac{H_{liq}^{0,5}}{n} \quad [16] \quad \text{Eq. 6.12}$$

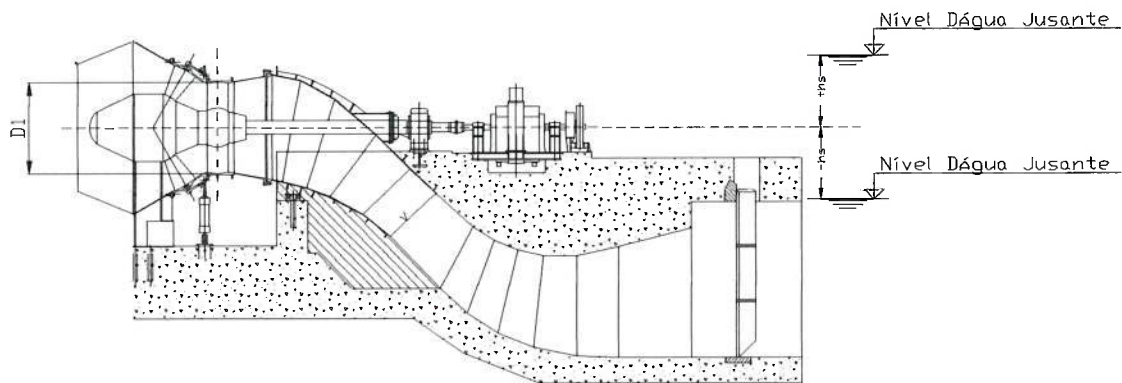


Figura 6.6. Turbina Kaplan S.

As demais dimensões podem ser estimadas com base na Tabela 6.4.

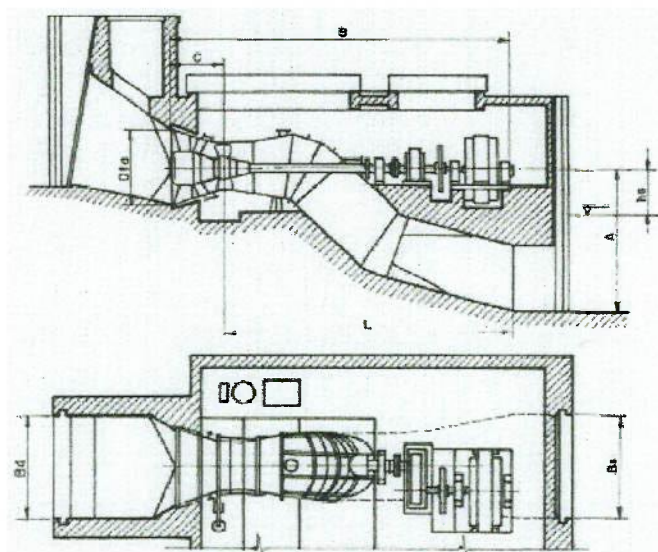


Figura 6.7 – Dimensões Principais da Turbina Kaplan S.

D1	Dta	A	B	C	L	Bd	Bs
1,00	1,56	2,88	6,62	1,10	5,40	2,00	2,00

Tabela 6.4. Dimensões Principais da Turbina Kaplan S. [16]

A altura geométrica de sucção pode ser determinada preliminarmente pela seguinte equação:

$$h_s = 10 - 0,002 \cdot Z_{w\min}^{0,92} - 4,0 \cdot 10^{-4} \cdot n_q^{1,5} \cdot H_{liq} \quad [16] \quad \text{Eq. 6.13}$$

As dimensões principais para turbinas do tipo Pelton podem ser determinadas em função do diâmetro nominal do rotor (D_1) fornecido pela expressão:

$$D_1 = (46,1 - 0,990 \cdot n_{qj}) \cdot \frac{H_{liq}^{0,5}}{n} \quad [16] \quad \text{Eq. 6.14}$$

Sendo que:

n_{qj} Rotação específica de um jato.

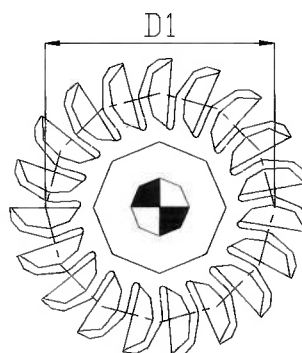


Figura 6.8. Diâmetro do Rotor para Turbina Pelton.

As demais dimensões podem ser estimadas com base na Tabela 6.5.

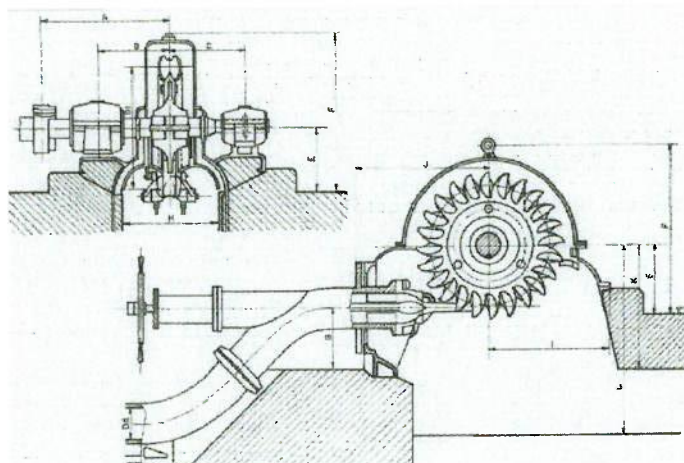


Figura 6.9. Turbina Pelton de 1 Jato de Eixo Horizontal.

D1	A	B	C	E	F	G	H	I	J	K	L
1,00	1,20	0,65	0,62	0,60	1,30	0,45	1,40	1,00	1,10	1,00	1,40

Tabela 6.5. Dimensões Principais da Turbina Pelton de Eixo Horizontal. ^[16]

7. ANÁLISE DE CASO

7.1. Caso 01

Neste estudo de caso o objetivo é caracterizar a aplicação de turbinas hidráulicas em uma PCH a partir da coleta de dados de campo. Com os dados de campo como níveis de montante, curva chave a jusante da casa de força, curva de permanência de vazões no tempo e o circuito hidráulico da usina, pretende-se caracterizar a vazão de água, a queda hidráulica e a potência total dos equipamentos. Depois deste passo, será pré-definido o tipo de equipamento que irá motorizar esta usina hidrelétrica pré-definindo o diâmetro de saída do rotor através de fórmula empírica, assim como a rotação do grupo turbina-gerador e seu afogamento. O problema é descrito no próximo item.

7.1.1. Caracterização do Problema

a) Níveis de Montante:

Nível D'água Máximo Normal de Montante – 551,00 m

Nível D'água Máximo Máximorum de Montante – 553,25 m

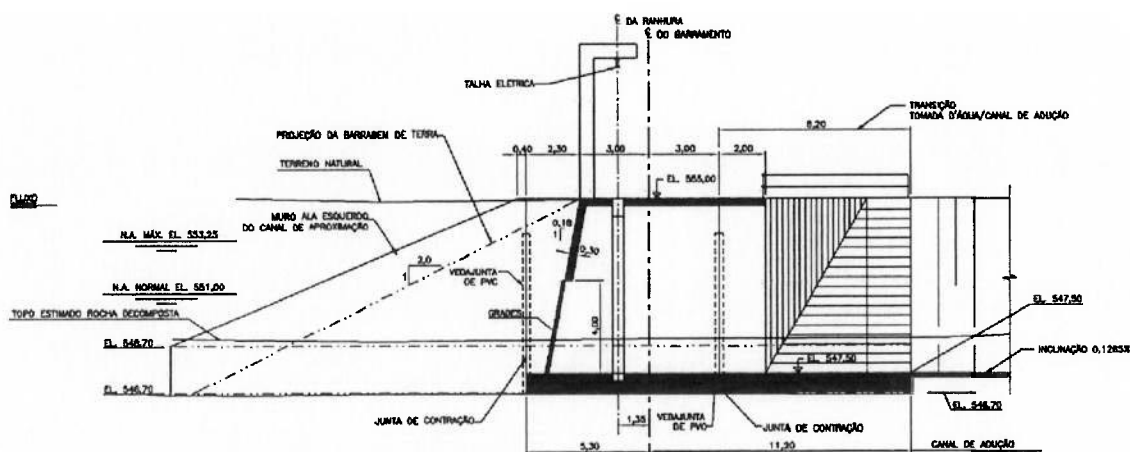


Figura 7.1. Níveis D'Água de Montante.

b) Curva de Permanência de Vazões no Tempo:

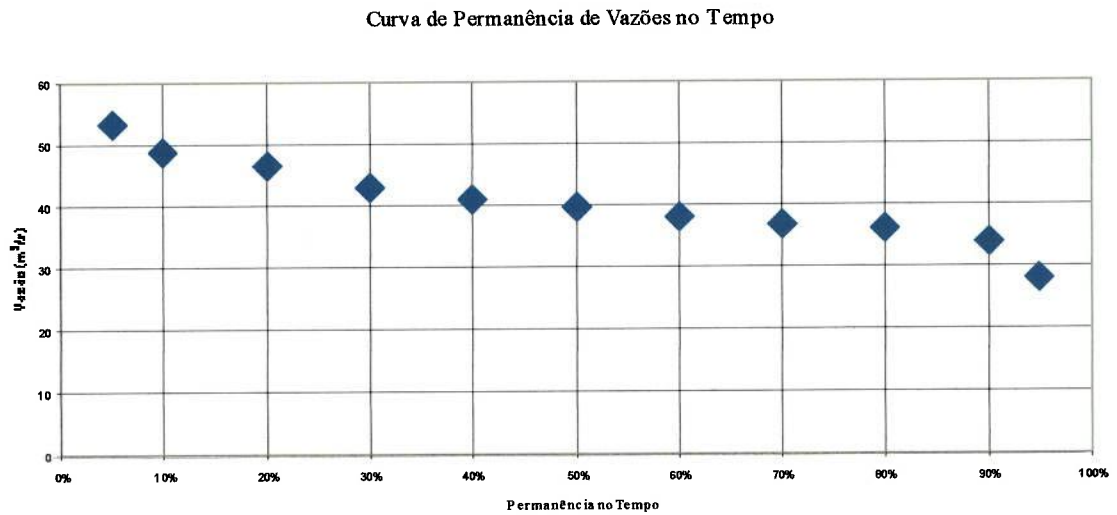


Figura 7.2. Curva de Permanência de Vazões no Tempo.

c) A expressão analítica para a curva chave a jusante da Casa de Força é a seguinte:

$$NA = 1,502 \cdot Q^{0,2211} + 459,20 \quad \text{Eq. 7.1}$$

Nesta equação, Q é a vazão total turbinada, em m³/s e NA é o Nível D'água, em m.

d) Circuito Hidráulico

O circuito hidráulico é composto pelos seguintes elementos:

(ver Anexo B para maiores detalhes)

1. Tomada d'água do canal;
2. Canal;
3. Tomada d'água do conduto;
4. Conduto;
5. Turbinas;
6. Tubo de Sucção;
7. Canal de Fuga.

7.1.2. Resolução

Para determinar a queda de referência da turbina será necessário saber os níveis de montante e a vazão total a ser adotada. A vazão total da usina será definida pelo gráfico de permanência de vazões, adotando-se uma vazão que historicamente ocorre 95 % do tempo (Item 5.3). Este valor está relacionado ao cálculo da queda de referência, que vai determinar a potência do gerador. Pela Figura 7.1 essa vazão é de 28,21 m³/s. Com a vazão total determinada, pode-se calcular a queda de referência bruta. Com o cálculo de perda de carga pode-se determinar a queda de referência líquida e, portanto a potência total da usina. Utilizando a equação da curva chave a jusante da casa de força e a vazão obtida acima chega-se ao nível d'água de jusante de 462,34 m.

Como o circuito hidráulico é conhecido, o cálculo da perda de carga será feito com base no método explícito (Item 5.2). No anexo B, desenhos do circuito hidráulico podem ser visualizados.

Circuito Hidráulico		(m)
Perda	Canal	1,15
	Distribuída do Conduto	1,00
	Curvas	0,35
	Bifurcação	0,31
	Válvula Borboleta	0,56
	Tomada D'Água do Canal	0,03
	Tomada D'Água do Conduto	0,06
Saída do Tubo de Sucção	0,34	
Total	3,80	

Tabela 7.1. Perda de Carga no Circuito Hidráulico.

$$\text{Queda Líquida} = \text{Queda Bruta} - \text{Perda de Carga}$$

$$\text{Queda Líquida de Referência} = (\text{Nível D'água Máximo de Montante} - \text{Nível}$$

$$\text{D'Água a Jusante para } Q_{95\%}) - \text{Perda de Carga}$$

$$\text{Queda Líquida de Referência} = 88,66 - 3,80 = 84,86 \text{ mca}$$

A potência total da usina, de acordo com a Equação 5.38, será:

$$P = 21,36 \text{ MW}$$

Onde:

$$Q = 28,2 \text{ m}^3/\text{s}$$

$$H_{\text{liq}} = 84,86 \text{ mca}$$

$$\eta = 91 \%$$

$$\gamma = 9810 \text{ N/m}^3$$

O rendimento estimado para uma este tipo de turbina foi adotado como sendo 91%. Para pré-determinarmos o melhor arranjo de turbina-gerador a ser adotado, vamos montar uma tabela para melhor visualizar as alternativas. As alternativas calculadas abaixo contemplam dados para a usina motorizada com 2 ou 3 turbinas. Para rotações entre 200 a 1800 rpm foram estimados o afofamento (Eq. 6.11) e o diâmetro de saída máximo do rotor da turbina (Eq. 6.10).

Rotação (rpm)	2 Unidades					3 Unidades				
	n_s	n_q	Tipo Turbina	h_s (mca)	D_{2a} (m)	n_s	n_q	Tipo Turbina	h_s (mca)	D_{2a} (m)
200	80	27	Francis	5,4	1,99	66	22	Francis	5,8	1,83
211,7	85	28	Francis	5,2	1,93	69	23	Francis	5,7	1,77
225	90	30	Francis	5,0	1,86	74	25	Francis	5,6	1,71
240	96	32	Francis	4,8	1,80	79	26	Francis	5,4	1,64
257,1	103	35	Francis	4,5	1,74	84	28	Francis	5,2	1,58
300	120	40	Francis	3,7	1,61	98	33	Francis	4,7	1,45
327,27	131	44	Francis	3,2	1,55	107	36	Francis	4,3	1,39
360	144	48	Francis	2,5	1,48	118	39	Francis	3,9	1,33
400	160	54	Francis	1,5	1,42	131	44	Francis	3,2	1,26
450	181	60	Francis	0,0	1,36	147	49	Francis	2,3	1,20
514,29	208	69	Francis	-2,3	1,29	168	56	Francis	0,9	1,14
600	241	81	Francis	-6,2	1,23	197	66	Francis	-1,3	1,07
720	---	---	---	---	---	236	79	Francis	-5,6	1,01
900	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1200	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---
1800	---	---	---	---	---	---	---	---	---	---

Tabela 7.2. Tabela de Alternativas.

Usinas com apenas uma unidade geradora não são usuais, por que não se tem a mesma flexibilidade de utilização quando temos a usina com 2, 3, ou mais unidades.

A utilização de mais unidades geradoras possibilita a geração de energia em pontos de maiores rendimentos, mesmo se o reservatório não estiver no nível adequado.

Utilizando as equações 6.2 e 6.6 abaixo e os valores de queda e vazão já descritos acima, calcula-se a rotação mais adequada para esta usina com duas e três unidades geradoras.

$$n_q = \frac{n \cdot \sqrt{Q}}{\sqrt[4]{H_{liq}^3}} \qquad n_q = 1303,7 \cdot H^{-0,654}$$

A Eq. 6.6 nos leva ao valor de 71,42 rpm. Utilizando-se a Eq. 6.2 para calcular a rotação resultante para 2 e 3 turbinas, temos 532 e 651 rpm. Alterando estes valores para rotações síncronas temos 514,29 rpm para duas unidades geradoras e 600 ou 720 rpm para 3 unidades geradoras. Se a opção for por três unidades geradoras, ou seja, 600 ou 720 rpm, cabe lembrar que quanto maior a rotação, menor a turbina e o gerador, diminuindo o custo destes equipamentos. Das três alternativas que foram geradas, a que contempla duas unidades geradoras é a mais viável, pois na maioria dos casos três unidades geradoras é mais caro que duas, pois a solução com duas unidades utiliza menos equipamentos. Cabe lembrar que quando utilizamos uma unidade geradora a mais, tem-se as partes mecânica, elétrica e civil aumentadas, como por exemplo, o gerador, a válvula, cabos, cubículos, concreto, casa de força, etc.

7.1.3. Resultados

Os dados de entrada para a análise deste caso foram retirados de uma usina recém construída pela Voith Siemens, chamada PCH Paraíso. Esta usina é motorizada com 2 turbinas de 514,29 rpm cada e diâmetro de saída máximo do rotor da turbina de 1,28 m com afogamento de -2,1 m.

Pelos cálculos apresentados aqui, temos o diâmetro estimado em 1,29 m (erro de 1%) e o afogamento em -2,3 m (erro de 9%).

7.2. Caso 02

7.2.1. Caracterização do Problema

Este estudo de caso abordará a pré-seleção de turbinas para dados de queda líquida e vazão que se encontram em uma faixa de uso, que segundo catálogos de fabricantes (Capítulo 04), pode-se adotar tanto turbinas do tipo Francis ou Pelton. Veja abaixo o ponto o qual o estudo será realizado:

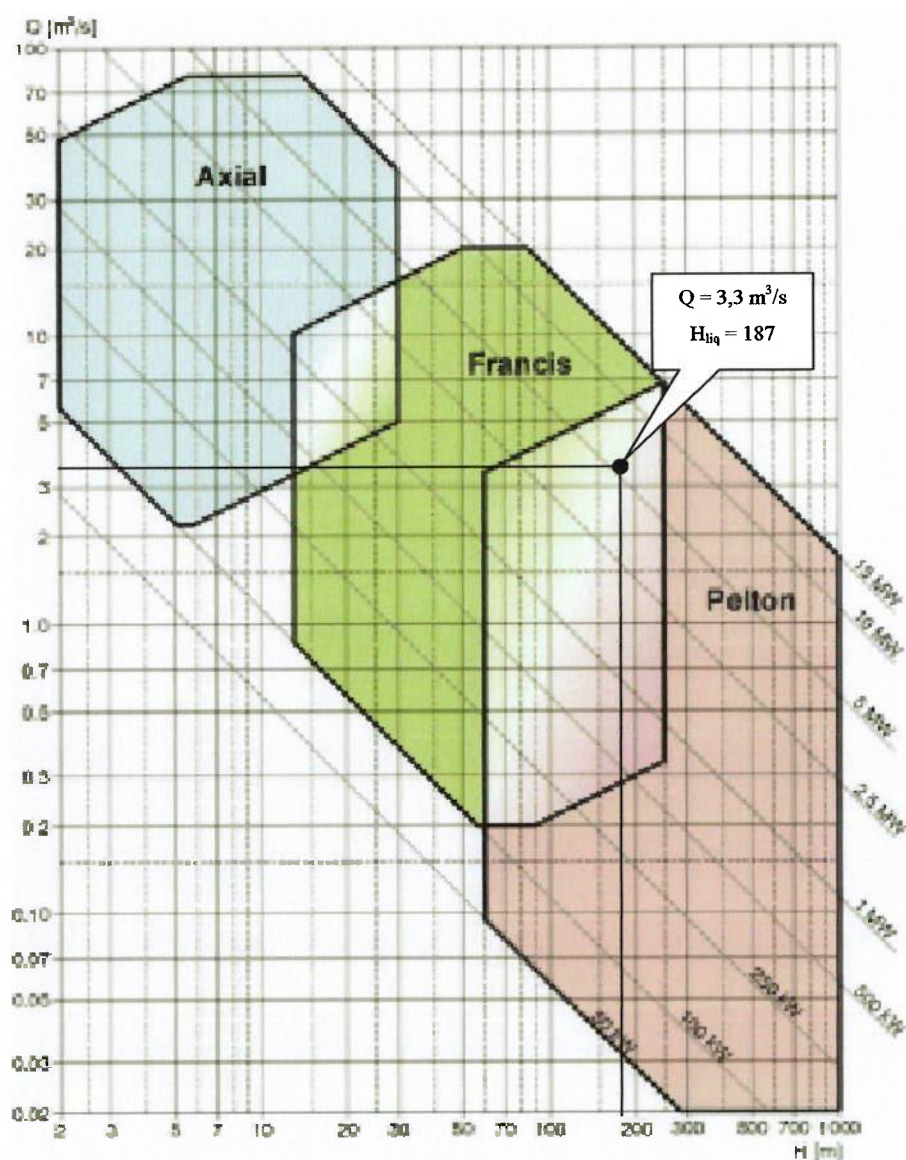


Figura 7.3. Ponto de Estudo

Para a queda líquida de 187 mca e vazão de $3,3 m^3/s$ serão estudado as alternativas de motorização para esta usina.

7.2.2. Resolução

Para os dados de queda e vazão do item anterior, serão estudadas as possibilidades de motorização com turbina Francis e Pelton.

Calculando a rotação específica pela Eq. 6.6, que se aplica para turbinas do tipo Francis tem-se:

$$n_q = 42,6$$

Substituindo este valor na Eq. 6.2, calcula-se a rotação do conjunto turbina-gerador:

$$n = 1186 \text{ rpm}$$

Adotando-se a rotação síncrona mais próxima:

$$n = 1000 \text{ rpm}$$

Chega-se a uma nova rotação específica:

$$n_q = 35,9$$

A partir deste valor, calcula-se agora o diâmetro do rotor e o afogamento pelas Eqs. 6.10 e 6.11 respectivamente:

$$D_{2a} = 675 \text{ mm}$$

Para a finalização do cálculo, admitiremos que a elevação do nível d'água mínimo de jusante da casa de força é 800 m. Portanto, a linha de centro desta turbina será na elevação 797,8 m, sendo o afogamento de 2,2 mca.

As outras dimensões podem ser vistas na tabela abaixo.

D2a	RIV	RII	RIII	Dd	D4	ld	ad	J	RI	K	L	M	O
0,68	1,22	1,42	1,35	0,88	0,71	2,16	1,35	1,35	1,49	2,57	0,72	1,01	4,05

Tabela 7.3. Tabela de Dimensões - Turbina Francis.

Finalizado os cálculos considerando a utilização de uma turbina Francis, será feito o estudo considerando a utilização de turbina do tipo Pelton.

Para turbina do tipo Pelton será utilizado a Eq. 6.8 para o cálculo da rotação específica:

$$n_{qj} = 14,35$$

Substituindo este valor na Eq. 6.9, calcula-se a rotação do conjunto turbina-gerador:

$$n = 565 \text{ rpm,}$$

Adotando-se a rotação síncrona mais próxima:

$$n = 600 \text{ rpm.}$$

Chega-se a uma nova rotação específica:

$$n_{qj} = 15,24.$$

A rotação específica obtida está fora do campo de aplicação das turbinas tipo Pelton. Este fato pode ser visto na Figura 6.3, onde o ponto para $n_{qj} = 15,24$ e $H_{liq} = 187$ mca não se encontra na região para esse tipo de turbina.

Se o cálculo da rotação específica for feito pela Eq. 6.2 tem-se como resultado 21,5, resultado que também mostra que esse tipo de turbina não é a melhor opção pela Tabela 6.1. A melhor opção por esta Tabela é a turbina do tipo Francis.

7.2.3. Resultados

A tabela abaixo resume os resultados dos cálculos feitos no item anterior.

Tipo Turbina	Francis
Rotação (rpm)	1000
Diâmetro (mm)	675
Afogamento (mca)	2,2
Elevação Turbina (m)	797,8

Tabela 7.4. Resumo dos Cálculos.

Para a escolha de motorização de uma usina deve-se levar em consideração vários fatores, que refletirão no custo final da usina. Dentre eles pode-se citar:

- Tamanho do gerador, que pode ser analisado a partir de sua rotação.
- Tamanho da Turbina, que pode ser analisado a partir do seu diâmetro.
- Escavação da Casa de Força, que pode ser analisado a partir do afogamento da turbina e da elevação da linha de centro da turbina.

O tamanho do gerador pode ser analisado a partir de sua rotação, quanto maior a rotação menor o tamanho.

Conforme dados apresentados, chega-se a conclusão que a melhor solução é a motorização da usina com turbina do tipo Francis, uma vez que a de tipo Pelton não se aplica.

Os dados para este estudo foram escolhidos com base em uma turbina do Tipo Francis de eixo horizontal já construída (Anexo A – Gaming 1). A rotação em que esta turbina trabalha é de 1000 rpm e o diâmetro máximo de saída do rotor é de 720 mm. O erro em relação do diâmetro calculado é de 6,7%.

8. CONCLUSÕES

O principal objetivo deste trabalho foi gerar alternativas de motorização para uma PCH, definindo suas características técnicas a partir de dados de campo, para escolha da melhor opção para a usina. É grande a importância do estudo do tipo de turbina a equipar uma usina hidrelétrica, pois a partir deste ponto é que se caracterizam as partes civis, elétricas e mecânicas da usina, sendo então possível estudar a viabilidade do empreendimento.

A metodologia proposta se mostrou bastante razoável para a avaliação do tipo de turbina a ser usada em um determinado empreendimento, como pode ser visto nos estudos de caso.

No estudo de Caso A procurou-se caracterizar desde a definição dos dados de campo até a escolha final da turbina a partir das alternativas geradas. O estudo baseou-se em um caso real, onde a hidrelétrica em questão já está em operação e de onde foram retirados os dados básicos para o estudo, como por exemplo, o circuito hidráulico, os níveis d'água de montante, a curva chave de jusante e a curva de permanência de vazões no tempo. A partir destas informações, foram calculadas a vazão turbinada, o nível d'água de jusante, as perdas de carga e a queda hidráulica. Com estes dados foi possível gerar alternativas de motorização para esta usina e a partir de critérios e experiências anteriores apontar a melhor alternativa para este caso. Este estudo de caso mostrou que é possível avaliar soluções para um conjunto de dados de entrada de maneira rápida e eficiente, pois a solução encontrada foi à mesma implantada para este projeto.

O estudo de Caso 2 enfatizou a escolha de motorização de uma usina em uma faixa de dados que, segundo gráfico de pré-seleção do fornecedor, se pode tanto implantar turbinas do tipo Pelton, como as do tipo Francis, ambas de eixo horizontal, segundo a Figura 4.10. A partir da vazão turbinada e da queda hidráulica escolhida estudaram-se esses dois casos de motorização e no final chegou-se à conclusão de que para os dados em questão a turbina Pelton não era uma solução recomendável por que a velocidade específica calculada não se aplicava a este tipo de turbina. A melhor escolha é uma turbina do tipo Francis. Utilizando-se das ferramentas abordadas neste trabalho atingiu-se o objetivo, que era indicar uma solução. A solução para este

estudo de caso condiz com a solução dada para a usina de Gaming 1 (Anexo A) que foi equipada com turbina do tipo Francis de eixo horizontal e 1000 rpm.

Conclui-se, a partir dos estudos de caso, que os resultados obtidos com a metodologia abordada estão coerentes com o que foi executado na prática.

Dada a extensão deste trabalho, discutiu-se pouco sobre outros equipamentos que compõe uma usina, como por exemplo, os equipamentos de levantamento, hidromecânicos, geradores e outros, que podem viabilizar ou não um empreendimento. Recomenda-se ampliar o estudo incluindo-se estimativas de custos destes equipamentos para uma melhor avaliação da solução final.

9. REVISÃO DA LITERATURA

A literatura analisada para a elaboração desta dissertação engloba, de modo resumido, as Diretrizes para Projetos de PCH da Eletrobrás, artigos, sites do governo e das empresas fabricantes de turbinas, livros de grande prestígio no meio hidrelétrico e hidráulico e de normas.

As diretrizes da Eletrobrás sobre PCH são referência para qualquer trabalho sobre este assunto, uma vez que tratam sobre quase todos os tópicos referentes a este tipo de usina.

Resumidamente os temas abordados que foram retirados dos artigos englobam o Capítulo 2, que fala sobre o atual contexto das PCH's no Brasil e o Capítulo 6, no que diz respeito às fórmulas empíricas e o dimensional para turbinas. Essas fórmulas em questão foram publicadas na revista "Hydro Power and Dam Construction" entre 1977 e 1982 e foram condensadas e atualizadas em artigo da mesma revista datada de 1989. A apostila "Elementos de Máquinas Hidráulicas" ^[15] também resumiu e apresentou este material.

Os sites pesquisados contribuíram neste trabalho no que se refere às informações específicas de cada fabricante de turbinas. Informações como histórico das empresas, usinas já construídas, ilustrações e gráficos de pré-seleção de turbinas foram retiradas deste tipo de referência.

As normas e os livros consultados foram fonte de material técnico, juntamente com os artigos. As normas contribuíram basicamente com a parte relacionada às turbinas, com os dimensionais e as definições técnicas de cada uma. Os livros consultados fazem parte de um conjunto de referências já consagradas no meio hidrelétrico e hidráulico, como por exemplo, a referência ^[17] conhecida pelo sobrenome do autor, Idelcik, de onde foram retiradas muitas informações sobre perda de carga. Também se podem citar os autores Joseph Archibald^[14] e o Gerhard Schreiber^[18], os quais são referências específicas de usinas hidrelétricas.

Durante a elaboração do trabalho várias referências foram consultadas, porém nem todas foram aproveitadas. Esta literatura está listada na "Bibliografia Recomendada", a qual contribuiu de alguma maneira para a concretização deste trabalho e que pode ser fonte de informação para muitos outros.

ANEXO A

Tipo de Turbina	Usina	Queda [m]	Potência [kW]
Francis	Theodoriana G2	113	1300
Francis	Theodoriana G1	113	2600
Francis	Los Angeles	32	1697
Francis	Barbellido	80	1368
Francis	Moline	104	1475
Francis	Isola	248	7100
Francis	Desterro II	165	5242
Francis	Gaming 1	187	5640
Francis	Opponitz	115	4541
Francis	Covas do Barroso	126	3287
Francis	Antas	88	4038
Francis	Mandling	141	6576
Francis	Eidisverkid	146	6700
Francis	Rio Do Peixe	118	3400
Francis	Pinhel	157	7136
Francis	Tuno II	120	2715
Francis	Alento	78	1873
Francis	La Esperanza	107	2880
Francis	Ucanha	118	5484
Francis	Dronero Grande	82	4693
Francis	Barbantino	107	2916
Francis	San Jacinto	51	1864
Francis	Anserall	86	2630
Francis	Castielfabib	69	1256
Francis	Tuno III	89	2271
Francis	Olaldea	50	1596
Francis	Dronero Piccolo	71	1565
Francis	Rappbode	86	4520
Francis	Tes 1	56	4715
Francis	Aqaba II	27	3000
Francis	Spamberg I	49	1322
Francis	Paraiso	85	10800
Francis	El Cedral	62	1272
Francis	Cados	64	2024
Francis	Rock Creek I	61	1846
Francis	Valdelageve	60	1352
Francis	El Perucho	59	1300
Francis	Bloomington	58	5565
Francis	Fumaça	53	5155
Francis	Esmeralda	77	11500
Francis	Sao Bernardo	46	5189
Francis	Lago Atravesado	64	5950
Francis	Rock Creek II	36	2141
Francis	High Falls	34	1232
Francis	Jerte-Group 2	24	1445
Francis	Jerte-Group 1	24	2268
Francis	Marmora (Maira)	138	1540
Francis	Ozieri	210	10374
Francis	Sueva II	165	2633
Francis	Remsach	264	13813
Francis	Keklicek	170	8751
Francis	Sor River	125	2789
Francis	Braulio	138	9206
Francis	Corfinio Grande	96	1710
Francis	Newcastle	117	11707
Francis	Los Gemelos	135	10465
Francis	Aymavilles	51	4500
Francis	S.Leonardo	72	9439
Francis	Canyon	46	3248
Francis	West Delaware Tunnel	65	7626

Anexo A.1. Lista de Usinas 1/3.

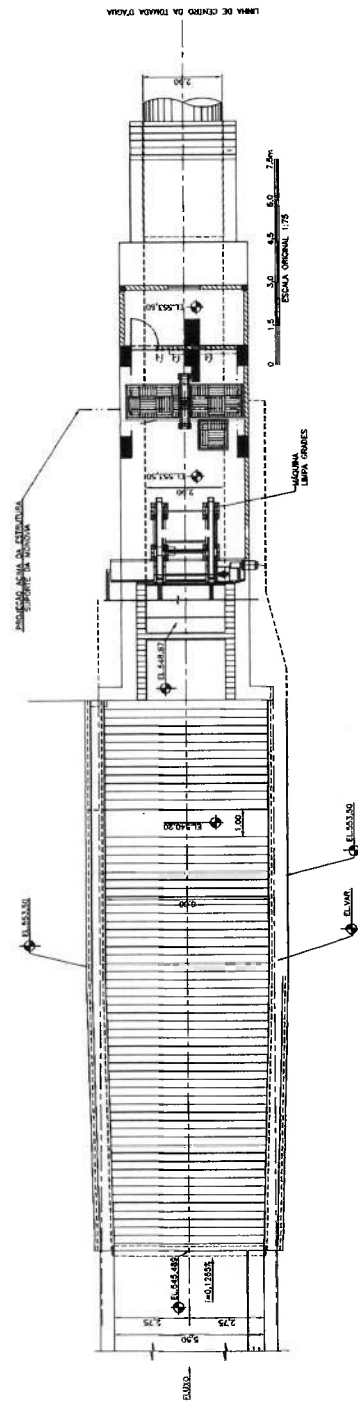
Tipo de Turbina	Usina	Queda [m]	Potência [kW]
Francis	Boffetto	44	3911
Francis	Sao Domingos	46	7562
Francis	Arnoya G1	50	1233
Francis	Arnoya G2	50	3124
Francis	Kouhrang	80	12055
Francis	Arnoya G3	50	6932
Francis	Cadyville	22	3304
Francis	Highgate Falls	26	6004
Francis	Rio Secco	32	1124
Francis	Molise 34	31	1503
Francis	Ligonchio	46	2425
Francis	Aqaba	27	2486
Francis	Youghiogheny	34	6186
Francis	Lahontan	24	4027
Francis	Wilder	18	3335
Pelton	Vouvry / 1 jato	870	7587
Pelton	Aventino / 1 jato	375	5037
Pelton	Aviasco / 1 jato	1026	8126
Pelton	Ballandaz / 1 jato	210	2484
Pelton	Champagne / 1 jato	464	5569
Pelton	Chavonne / 1 jato	583	6101
Pelton	Chavonne 2° / 1 jato	583	6261
Pelton	Corenno / 1 jato	465	9000
Pelton	Gromo / 1 jato	311	6496
Pelton	Malegno / 1 jato	226	2379
Pelton	Malonno / 1 jato	445	206
Pelton	Paisco / 1 jato	530	6851
Pelton	Premana / 1 jato	155	775
Pelton	Rino / 1 jato	440	1517
Pelton	S. Mauro / 1 jato	205	268
Pelton	Sagittario / 1 jato	329	9611
Pelton	Sanson 1° / 1 jato	500	5600
Pelton	Sao Bernardo / 1 jato	601	4501
Pelton	Traona / 1 jato	530	1490
Pelton	Cernado / 2 jatos	131	2262
Pelton	El Carmen / 2 jatos	544	9659
Pelton	Etxalar / 2 jatos	184	1425
Pelton	Pingston / 2 jatos	557	15696
Pelton	Samuel Solozano / 2 jatos	200	1924
Pelton	San Vicente / 2 jatos	135	696
Pelton	Tarrio / 2 jatos	250	4979
Pelton	Zamunon / 2 jatos	177	1688
Pelton	Balme / 2 jatos	249	1413
Pelton	Boscaccia / 2 jatos	195	4232
Pelton	Cardone / 2 jatos	215	1305
Pelton	Chhirkila 1 / 2 jatos	275	1052
Pelton	Cottoners / 2 jatos	250	1091
Pelton	Döllach 3 / 2 jatos	348	1281
Pelton	Fale-Ole-Fee / 2 jatos	300	1740
Pelton	Fazi / 2 jatos	312	1285
Pelton	Gaissbach / 2 jatos	279	1100
Pelton	Goglio / 2 jatos	515	11268
Pelton	Heiligenblut II / 2 jatos	103	1067
Pelton	Höllbach / 2 jatos	416	3300
Pelton	Imlau / 2 jatos	263	1732
Pelton	Jungfer Z. III / 2 jatos	242	1450
Pelton	Kaiserwerk / 2 jatos	317	3948
Pelton	Labenbach / 2 jatos	279	1100
Pelton	Lärchkarbach / 2 jatos	179	1008
Pelton	Misapuquio / 2 jatos	224	1932

Anexo A.2. Lista de Usinas 2/3.

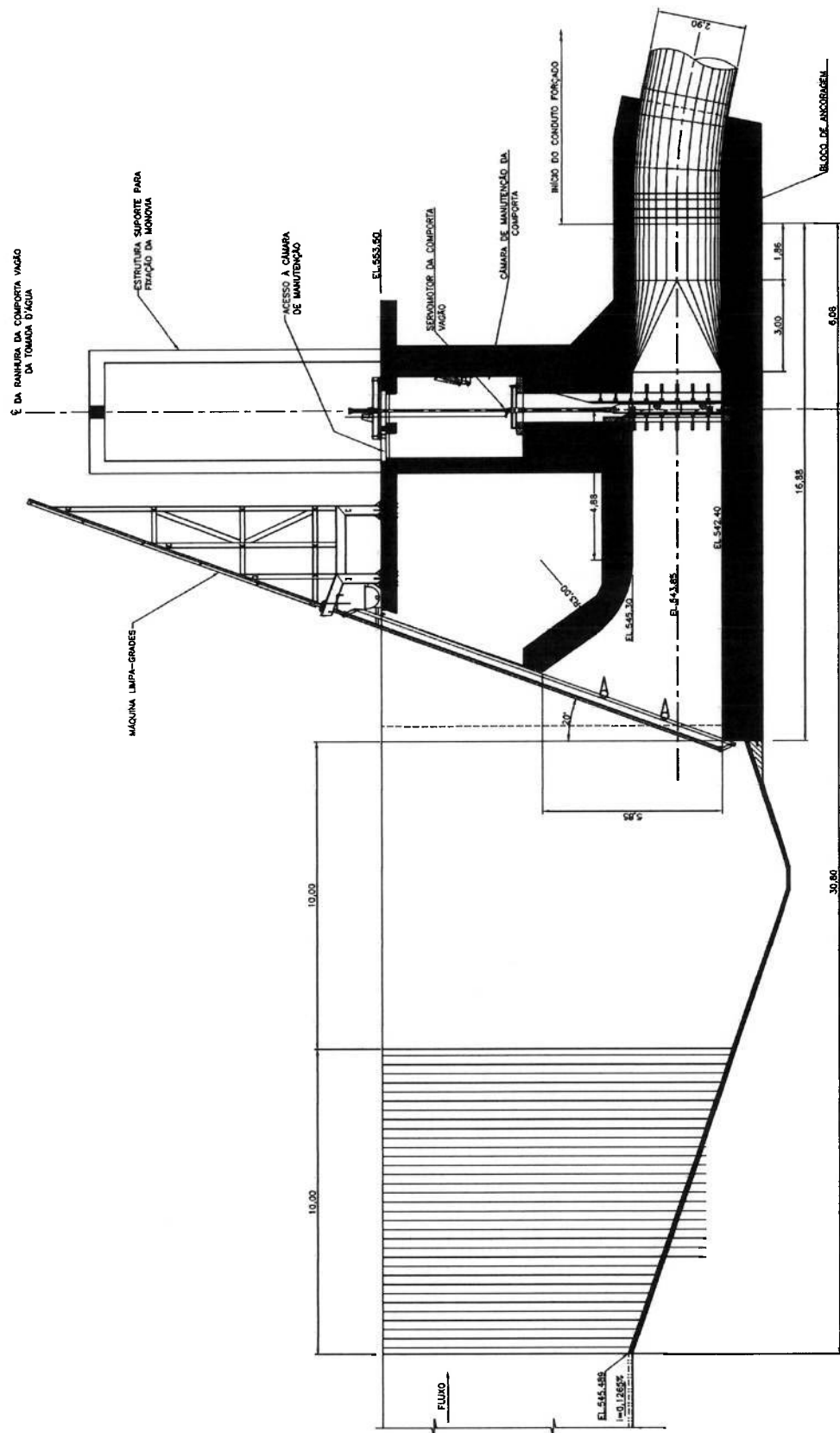
Tipo de Turbina	Usina	Queda [m]	Potência [kW]
Pelton	Mönchegg / 2 jatos	277	1203
Pelton	Monno Grande / 2 jatos	536	2840
Pelton	Montandon / 2 jatos	343	2334
Pelton	Pallanzeno / 2 jatos	515	10367
Pelton	Poulou / 2 jatos	214	818
Pelton	Remsach / 2 jatos	256	5653
Pelton	Rio Capulin / 2 jatos	290	1994
Pelton	Rio Capulin II / 2 jatos	290	1994
Pelton	Rosanna / 2 jatos	143	1767
Pelton	Salvesenbach / 2 jatos	300	2864
Pelton	Signayes 1º / 2 jatos	350	7250
Pelton	Signayes 2º / 2 jatos	350	7250
Pelton	Trattenbachfall 1 / 2 jatos	214	2206
Pelton	Untersulzbach / 2 jatos	194	1355
Pelton	Upper Takbo / 2 jatos	163	1177
Pelton	Valentinbach / 2 jatos	328	1563
Pelton	Wailuku / 2 jatos	263	5277
Pelton	Walchenbach / 2 jatos	295	1047
Pelton	Warmatsgund / 2 jatos	363	4661
Pelton	Weerbach / 2 jatos	395	2619
Pelton	Wolfau / 2 jatos	260	1797
Kaplan S	DHOM	18	1120
Kaplan S	FÖHRENWALD	16	1085
Kaplan S	O'SHAUGHNESSY	19	1313
Kaplan S	VAITARNA	18	1557
Kaplan S	UNION FALLS	17	1533
Kaplan S	SOCORRO	11	1154
Kaplan S	VICTORY MILLS	12	1720
Kaplan S	ROSARITO	19	2562
Kaplan S	PEMBROKE	14	2700
Kaplan S	KORBA	6	1014
Kaplan S	FURNAS DO SEGREDO	21	4725
Kaplan S	O'SHAUGHNESSY	19	3842
Kaplan S	HIGH FALLS	14	3409
Kaplan S	FRÖNDENBERG	7	1151
Kaplan S	ROCHEDO	17	4000
Kaplan S	KAHLENBERG	5	1142
Kaplan S	QUINTANA	5	1028
Kaplan S	BONNINGTON	22	6300
Kaplan S	MAKROCHORI	16	3755
Kaplan S	ZOLLHAUS-WEHR	5	1190
Kaplan S	OLD TOWN MILL	5	1149
Kaplan S	PENA CORADA	10	2819
Kaplan S	BELGIARDINO	10	2247
Kaplan S	TIRSO 2	16	4264
Kaplan S	WALLNERAU	7	2025
Kaplan S	IRLAM	5	1171
Kaplan S	GERSTHOFEN	9	1916
Kaplan S	LOW LINE RAPIDS	8	2799
Kaplan S	WARRENSBURG	9	3312
Kaplan S	BRASSUA	11	4403
Kaplan S	ESPANOLA	19	8368
Kaplan S	BARBER DAM	8	2082
Kaplan S	HORSESHOE BEND	13	5915
Kaplan S	DROP 4, 5, 6	15	7000
Kaplan S	KAHLENBERG	5	1932
Kaplan S	WEST END DAM	6	3044
Kaplan S	MINIDOKA	13	10492

Anexo A.3. Lista de Usinas 3/3.

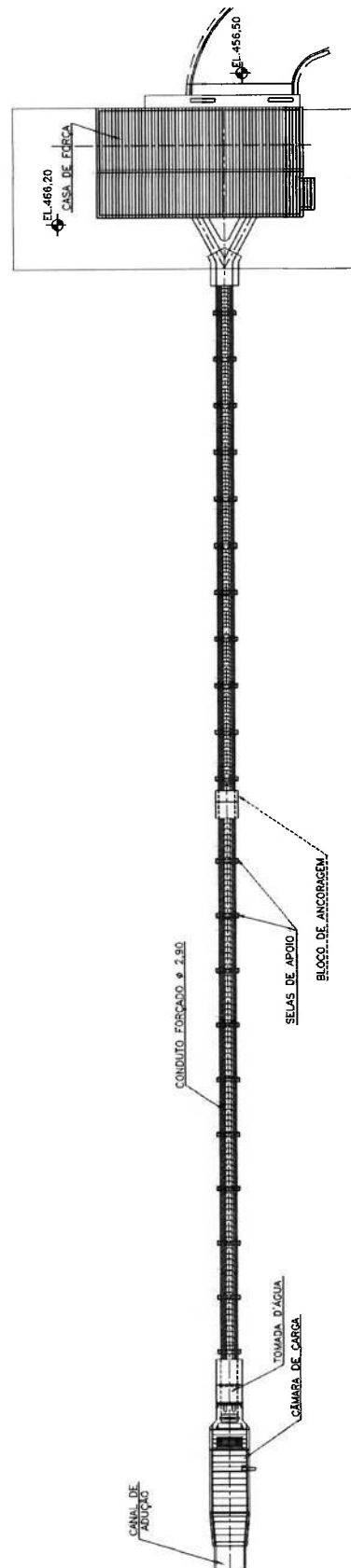
ANEXO B



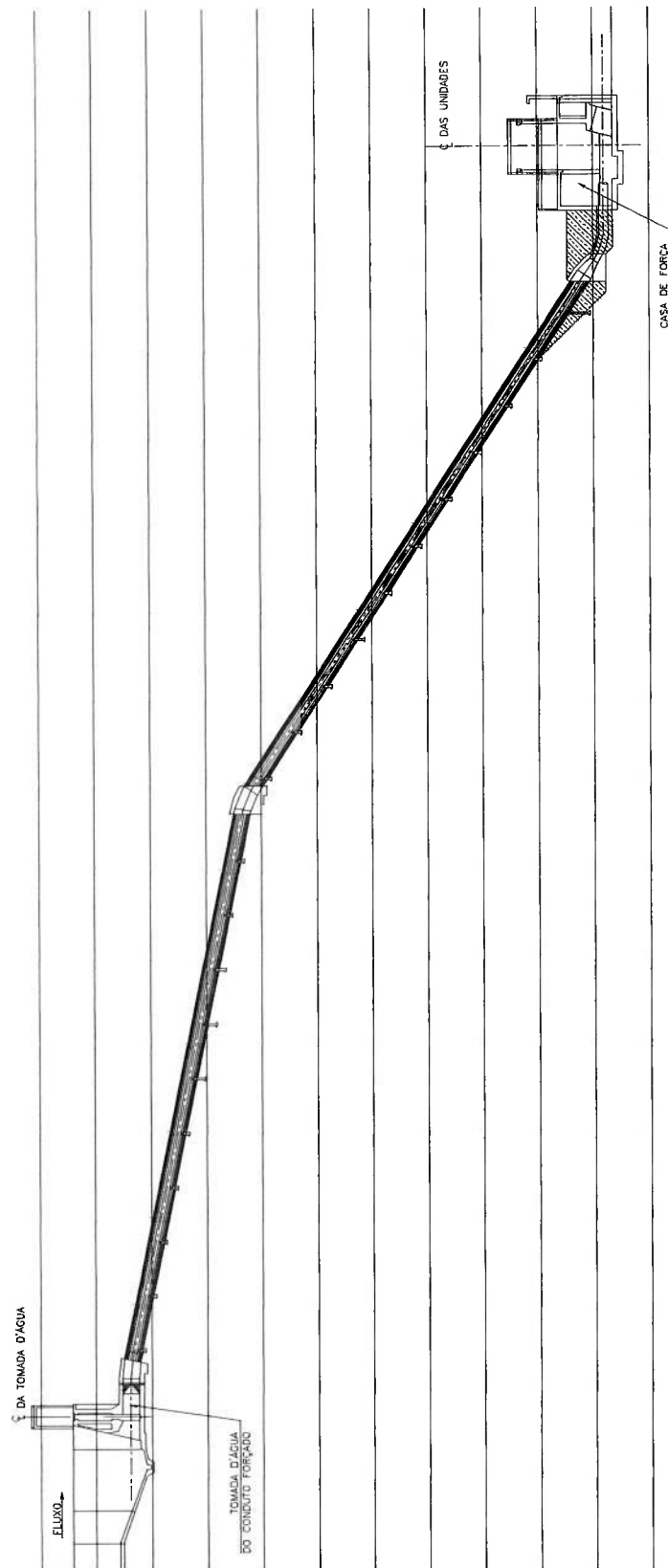
Anexo B.1. Tomada D'água - Planta.



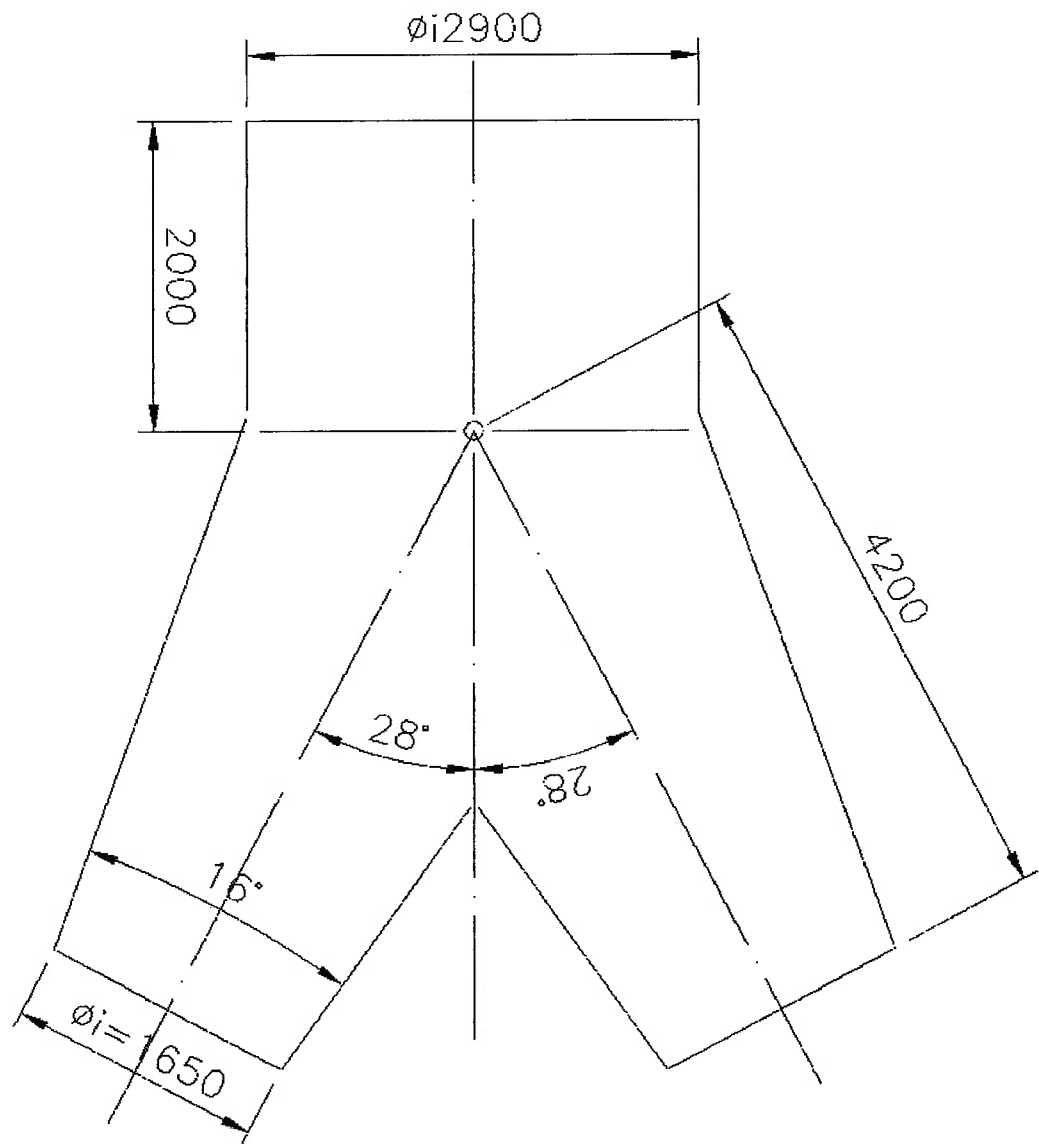
Anexo B.2. Tomada D'água - Corte.



Anexo B.3. Planta - Tomada D'água, Conduto e Casa de Força.



Anexo B.4. Corte - Tomada D'água, Conduto e Casa de Força.



Anexo B.5. Bifurcação.

LISTA DE REFERÊNCIAS

- [1] Eletrobrás. Diretrizes para Projetos de PCH. Rio de Janeiro, 1999.
- [2] Tiago Filho, G.L. O Papel das PCH no Atual Contexto Institucional Brasileiro. CERPCH. Itajubá, 2000.
- [3] MME. Guia de Habilitação de Projetos de Geração de Energia Elétrica. Rio de Janeiro.
- [4] Programa de Fontes Alternativas de Energia. 2004. Disponível em: <<http://www.bndes.gov.br/>>. Acesso em 26 de maio de 2004.
- [5] Hacker Industrial Ltda. Disponível em <<http://www.hacker.ind.br/>> . Acesso em 15 de novembro de 2004.
- [6] _____. Turbinas Hidráulicas, Turbinas-Bombas e Bombas de Acumulação. – NBR 6445. Rio de Janeiro, 1987.
- [7] _____. Turbinas Hidráulicas para Pequenas Centrais Hidrelétricas – NBR 9969. Rio de Janeiro, 1987.
- [8] VATECH. Disponível em <<http://www.vatech-hydro.com>>. Acesso em 10 de outubro de 2004.
- [9] Voith. Disponível em <<http://www.voith.com/>>. Acesso em 10 de outubro de 2004.
- [10] Hisa. Disponível em <<http://www.hisa.com/>>. Acesso em 10 de outubro de 2004.
- [11] Alstom. Disponível em <<http://www.alstom.com.br/>>. Acesso em 10 de outubro de 2004.
- [12] Aluisio, Giulio Simone. Centrais e Aproveitamentos Hidrelétricos. Ed. Érica. 2003.
- [13] _____. Determinação de Parâmetros Básicos de Turbinas Hidráulicas para Pequenas Centrais Hidrelétricas – NBR 10280. Rio de Janeiro, 1988.
- [14] Joseph, Archibald Macintyre. Máquinas Motrizes Hidráulicas. Guanabara. 1983.
- [15] Lauria, Douglas. Elementos de Máquinas Hidráulicas. EPUSP. SP, Brasil. 1998.
- [16] _____. Dimensões Principais de Turbinas Hidráulicas para Pequenas Centrais Hidrelétricas – NBR 12591. Rio de Janeiro, 1992.
- [17] Idelcik, I. E. Memento des Pertes de Charge. Eyrolles Editeur Paris. Paris, França Trindade Neves, Eurico. Curso de Hidráulica. Ed. Globo.
- [18] Schreiber, G. P. Usinas Hidrelétricas. São Paulo, Ed. Blucher, 1977.

[19] _____. Cálculos de Condutos Forçados – NBR 10132. Rio de Janeiro, 1987

[20] Schweigner, F.; Gregori, J. Developments in the design of water turbines. *Water Power & Dam Construction*, Maio, 1989. p.23-26.

[21] Aneel. Biblioteca Virtual, Glossário. Disponível em <http://www.aneel.gov.br/biblioteca.cfm>. Acesso em: 12 de maio de 2005.

[22] Aneel. Banco de Informações de Geração. Disponível em <http://www.aneel.gov.br>. Acesso em: 12 de maio de 2005.

[23] Unesco. PCH de Baixa Queda. Disponível em <http://www.unesco.org.uy/phi/libros/hidromecanica/Res1.htm>. Acesso em: 12 de maio de 2005.

BIBLIOGRAFIA RECOMENDADA

- [24] Zopetti, Gaudencio Júdez. Centrales Hidroeléctricas – Su Estudio, Montaje, Regulación y Ensayo. Editorial Gustavo Gili, S.A. Barcelona, Espanha, 1989.
- [25] Lencastre, Armando. Manual de Hidráulica Geral. Ed. Edgard Blucher LTDA.
- [26] Azevedo Netto, José M. Manual de Hidráulica. Ed. Edgard Blucher LTDA.
- [27] Assy, T.M. Mecânica dos Fluidos. 1996.
- [28] Bohl, Willi. Berechnung und Konstruktion. Alemanha. 1980.
- [29] Bohl, Willi. Aufbau und Wirkungsweise.. Alemanha. 1982.
- [30] Fernandes, Oswaldo. Propriedades Físicas dos Fluidos. EPUSP. SP, Brasil. 1995.
- [31] Muniz, Celso da Silva. Análise Dimensional e Semelhança. EPUSP. SP Brasil. 1995.
- [32] X Encontro Latino Americano e do Caribe em Pequenos Aproveitamentos Hidroenergéticos. Minas Gerais: 2003. 409p.
- [33] Barbosa, Cidélia M.L. Critérios de Dimensionamento de Pequenas Centrais Hidrelétricas. 1993. 169 p. Dissertação – Escola Federal de Engenharia de Itajubá. São Paulo, Itajubá.
- [34] Martinez, Carlos B. Pré – Dimensionamento de Pequenas Centrais Hidrelétricas. 1988. 92p. Dissertação – Escola Federal de Engenharia de Itajubá. São Paulo, Itajubá.
- [35] SNPTEE Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 15, Fox do Iguaçu, 1999. Cavitação em Turbinas Hidráulicas do Tipo Francis e Kaplan no Brasil.
- [36] Siervo, F.; Lugaresi, A. Modern trends in selecting and designing Pelton turbines. Water Power & Dam Construction, Dez, 1978. p.40-48.
- [37] Cotillon, J. Small but thriving. Water Power & Dam Construction, Jan., 1979. p.30.
- [38] Cotillon, J. Micro power: an old idea for a new problem. Water Power & Dam Construction, Jan., 1979. p.42-48.
- [39] Purdy, C.C. Reducing power swings of Tabela's turbines. Water Power & Dam Construction, Abr., 1979. p.23-27.
- [40] Schweigner, F.; Gregori, J. Developments in Francis turbines. Water Power & Dam Construction, Ago., 1985. p.17-21.

- [41] Brekke, H. Recent trends in the design and layout of Pelton turbines. *Water Power & Dam Construction*, Nov., 1987. p.13-16.
- [42] Schweigner, F.; Gregori, J. Developments in the design of kaplan turbines. *Water Power & Dam Construction*, Nov., 1987. p.16-20.
- [43] Massa, A.; Lugaresi, A. Designing Francis turbines: trends in the last decade. *Water Power & Dam Construction*, Nov., 1987. p.23-30.
- [44] Massa, A.; Lugaresi, A. Kaplan turbines: design trends in the last decade. *Water Power & Dam Construction*, Maio, 1988. p.12-17.
- [45] Coumans, X.; Fontaine, B. Belt-driven Straflo units for a small low-head scheme. *Water Power & Dam Construction*, Jun., 1989. p.17-20.
- [46] Siervo, F.; Leva, F. Modern trends in selecting and designing Francis turbines. *Water Power & Dam Construction*, Ago., 1976. p.28-35.
- [47] Brizuela, Martin; Zanella, Graciano; Baliño, Jorge. Diseño y Construcción de una microturbina tipo Kaplan para banco de ensayos. *Ingenieria Mecanica y Eletricista*, Ago.,1999. p.39-41.
- [48] Rosa, Evana; Paula F.V., Maria. Fontes Alternativas de Energia podem ser a solução. *PCH Notícias & SHP News*, Maio,2001. p.11-13.
- [49] Bran, Richard; Souza, Zulcy. Máquinas de Fluxo. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A. 1969. 262p.
- [50] Souza, Zulcy. Dimensionamento de Máquinas de Fluxo. São Paulo: Editora Edgard Blucher Ltda. 1991. 266p.
- [51] Pfeleiderer, Carl; Petermann, Hartwig. Máquinas de Fluxo. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora. 1979. 444p.
- [52] III Simpósio Brasileiro Sobre Pequenas e Médias Centrais Hidrelétricas. Paraná: Abr, 2002. 393p.
- [53] Marchegiani, Ariel R.; Audiso, Orlando A. Diseño, Construcción y Ensayo de una Turbina de Flujo Transversal para Generación Eléctrica en Sitios Aislados. *PCH Notícias & SPH News*, Fev., 2004. p.12-14.
- [54] Souza, Zulcy. PCH de Baixa Queda. 5^o Reunión: Grupo de Trabajo Sobre Hidromecánica, Uruguay, Maio, 1999.
- [55] Orakhelashvili, B.M.; Markin, V.N. Hydro Turbine Equipment for Low-Capacity Hydraulic Power Plants. *Power Technology and Engineering*, Set, 2003. p.273-276.

[56] Jirka, Gerhard H. Technische Hydraulik II. Universitat Karlsruhe, Ago.2001.
p.92. 444p.