

TESE

819

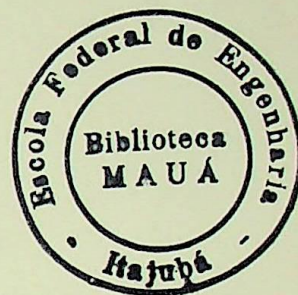
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

ESTUDO DE UMA TURBINA DE REAÇÃO COM PÁ
DE SIMPLES CURVATURA PARA UTILIZAÇÃO
NO MEIO RURAL

FREDERICO FÁBIO MAUAD

Itajubá, MG - 1995

**ESTUDO DE UMA TURBINA DE REAÇÃO COM PÁ DE
SIMPLES CURVATURA PARA UTILIZAÇÃO NO
MEIO RURAL**



FREDERICO FÁBIO MAUAD

Dissertação apresentada à Escola Federal de Engenharia
de Itajubá, como parte dos requisitos para obtenção do
Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

ORIENTADOR: Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho

CO-ORIENTADOR: Prof. MSc Augusto Nelson Carvalho Viana

Itajubá
Estado de Minas Gerais
1995

CLASS 621.438:621.
CUTT. M447e
PAGES 819

311.1 (043.2)

ESTADO DE UNA TURBIA DE REACCIÓN COMPLETA DE
SIMPLES CURVATURA PARA ELIBERACIÓN
MELO RURAL



PROYECTO DE LEY

El presente proyecto de ley tiene por objeto...

OBJETIVO:...

CO-ORIENTADOR:...

Estado de México

Mauad, Frederico Fábio

83p

Estudo de uma Turbina de Reação, com pá de simples curvatura para utilização no meio rural / Frederico Fábio Mauad. -- Itajubá, 1995.

Disertação (Mestrado) -- Escola Federal de Engenharia de Itajubá, 1995

Orientador: Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho

DEDICATÓRIA

Em 1909 alguns homens incrédulos duvidavam
que o homem pudesse voar.

Alberto Santos Dumont provou o contrário.

Em 1969 alguns destes mesmos homens continuavam
a duvidar que o homem fosse capaz de pisar na lua.

Neil Armstrong provou o contrário.

A estes homens de espíritos incrédulos, que não
acreditam na evolução do homem através da sua
capacidade, eu dedico esta dissertação.

AGRADECIMENTO

Diversas pessoas merecem crédito por terem de diferentes maneiras colaborado com o autor na realização deste trabalho.

Os mais sinceros agradecimentos são aqui expressos a todos. Pela participação mais direta, o autor particularmente agradece:

Ao prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho pela sugestão do tema e pela solicitude sempre demonstrada como orientador deste trabalho e principalmente como amigo.

Ao prof. MSc Augusto Nelson Carvalho Viana, pela colaboração neste trabalho e também pela sua capacidade de elevar o espirito e fazer do trabalho uma atividade sempre agradável.

Ao prof. Dr. Woodrow Nelson Lopes Roma, pela minha liberação na Escola de Engenharia de São Carlos durante a parte experimental deste trabalho, bem como a confiança, amizade e apoio demonstrados desde o início de minha carreira até os dias de hoje.

Ao prof. Dr. Genésio José Menon, coordenador do curso de pós-graduação em Engenharia Mecânica da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, quando do meu ingresso ao curso.

Aos meus pais Milton e Senira pelo apoio, confiança e carinho ao longo de minha vida.

A minha esposa Ioli por parte da digitação deste trabalho, pela compreensão e paciência durante este período das nossa vidas.

Aos amigos do curso de mestrado: Oswaldo, Rodolfo e Waldemir, pelo companheirismo e ideais, alguns conquistados, outros a serem conquistados.

Aos funcionários: Oswaldo da EFEI, pela colaboração na parte experimental e ao Valdeci da EESC - USP, pela colaboração nos desenhos.

SUMÁRIO:

LISTA DE FIGURAS	i
LISTA DE QUADROS.....	ii
LISTA DE ABREVIATURAS ,SIGLAS E SÍMBOLOS.....	iii
RESUMO	.iv
<i>ABSTRACT</i>	v
APRESENTAÇÃO	
1 - INTRODUÇÃO	1
1.1 - Objetivos do Trabalho	1
1.2 - Justificativa	2
1.3 - Conteúdo do Trabalho	3
2 - BREVE HISTÓRICO DA CONSTRUÇÃO HIDRELÉTRICA NO BRASIL	
2.1- Introdução	5
2.2 - O Ciclo da Light	7
2.3 - Definição de Pequena Central Hidrelétrica - PCH	9
2.4 - Fabricantes Nacionais de Turbinas para P.C.Hs	10
2.5 - Tipos de Turbinas para Microcentrais Hidroelétricas	12
3 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS	
3.1 - Funcionamento da Turbina de Reação	22
3.2 - Roteiro para Dimensionamento de Rotores de Turbinas de Reação	24
3.3.1 - Trabalho Específico	24
3.3.2 - Determinação da Rotação Específica	24

3.3.3 - Rotação	26
3.3.4 - Vazão	27
3.3.4.1 - Cálculo da componente meridional	28
3.3.4.2 - Cálculo da componente tangencial	29
3.3.5 - Altura Efetiva	30
4 - ANÁLISE EXPERIMENTAL	
4.1 - Descrição do Banco de Ensaios do Laboratório Hidromecânico Didático - Científico (L.H.D.C)	31
4.1.1 - Montagem para Ensaios da Turbina de Pá de Simples Curvatura	32
4.1.2 - Objetivo do Ensaio de Campo Básico de Alturas Variáveis	35
4.1.3 - Instrumentação	35
4.1.4 - Sequência de Cálculos	40
4.1.5 - Sequência de Operações, para o Ensaio com o Distribuidor, a Abertura Constante e a Carga Variável	46
4.2 - Ensaio da Turbina de Pá de Simples Curvatura para Altura Constante com Variação do Distribuidor	47
4.2.1 - Banco de Ensaios da Turbina de Pá de Simples Curvatura	47
4.2.2 - Instrumentação	49
4.2.3 - Objetivo do Ensaio	49
4.2.4 - Sequência de Cálculos	50
4.2.5 - Sequência de Operações	51
4.2.6 - Campo Básico de Funcionamento com o Distribuidor, a Abertura Variável e a Carga Constante	51

5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS	
5.1 - Características do Rotor	53
5.2 - Verificação das Dimensões do Rotor	53
5.2.1 - Instrumentação	57
5.3 - Resultados Obtidos nos Ensaios	57
5.3.1 - Ponto de Rendimento Máximo	57
5.3.2 - Dimensionamento do Rotor	58
5.3.3 - Rotação Específica	58
5.3.4 - Curvas de Recepção	59
6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	62
7 - REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	64
8 - ANEXOS	66

LISTA DE FIGURAS

Capitulo - 1

Figura 1.1 - Aproveitamentos Múltiplos Referencia (Museu Emílio Goeldi)

Capitulo - 2

Figura 2.1 - Turbina Pelton com Regulação Manual

Figura 2.2 - Turbina Francis, Rotor Duplo ou Gêmeo

Figura 2.3. - Turbina Francis, Caixa Aberta

a) Eixo Horizontal

b) Eixo Vertical

Figura 2.4 - Turbina Hélice de Eixo Horizontal

Figura 2.5 - Turbina Tubular

Figura 2.6 - Turbina S

Figura 2.7 - Turbina Bulbo

Figura 2.8 - Turbina Michell - Banki

Figura 2.9 - Turbina de Fluxo Partido - "Split - Flow"

Figura 2.10 - Turbina Turgo

Figura 2.11 - Turbina de Reação, Rotor tipo Schiele

Figura 2.12 - Bomba Funcionando como Turbina

Capítulo - 3

Figura 3.1 - Composição de Forças Para Turbina de Reação

Capítulo - 4

Figura 4.1 - Laboratório Hidromecânico Didático - Científico

Figura 4.2 - Bancada de Ensaio do L.H.D.C

Figura 4.3 - Foto da Vista Geral da Bancada de Testes

Figura 4.4 - Foto do Duto de Sucção

Figura 4.5 - Foto da Montagem da Aparelhagem de Medição

Figura 4.6 - Foto da Montagem da Aparelhagem de Medição

Figura 4.7 - Foto da Montagem da Aparelhagem de Medição

Figura 4.8 - Foto do Venturi e Manômetros de Mercúrio e Água

Figura 4.9 - Campo Básico de Funcionamento Para H Variável e Distribuidor α Totalmente Aberto

Figura 4.10 - Campo Básico de Funcionamento Para H Constante e Distribuidor α Variável

Capítulo - 5

Figura 5.1 - Turbina Hidráulica com Pás de Simples Curvatura

Figura 5.2 - Foto do Rotor, Lateral

Figura 5.3 - Foto Frontal do Rotor

Figura 5.4 - Foto Lateral do Rotor

Figura 5.5 - Foto do Rotor, Inferior

Figura 5.6 - Curvas de Recepção para Altura Constante

Figura 5.7 - Curvas de Recepção para Altura Variável

LISTA DE QUADROS

Capitulo - 2

Quadro 2.1 - Classificação das Pequenas Centrais Hidrelétricas

Capitulo - 5

Quadro 5.1 - Dimensões do Rotor

Quadro 5.2 - Rendimento Ótimo

Quadro 5.3 - Valores para o Dimensionamento

Simbologia

Caracteres Latinos

- AP** : Anel do Piezômetro.
- b** : Braço da Alavanca, [m].
- b₄** : Altura das Pás do Rotor, [m].
- C_{m5}** : Componente Meridional da Velocidade do Rotor, [m].
- C_v** : Coeficiente de Vazão.
- D_m** : Diâmetro Médio do Rotor, [m].
- D₁, D₂** : Diâmetros das Tubulações, [m].
- D₄** : Diâmetro da Entrada do Rotor, [m].
- D_{4e}** : Diâmetro Externo do Rotor, [m].
- D_{4i}** : Diâmetro Interno de Entrada do Rotor, [m].
- D_{4m}** : Diâmetro Médio de Entrada do Rotor, [m].
- D_{5e}** : Diâmetro Externo de Saída do Rotor, [m].
- D_{5m}** : Diâmetro Médio Externo do Rotor, [m].
- e** : Espessura das Pás, [m].
- E** : Eficiência.
- F** : Força Exercida pelo Braço da Alavanca, [N].
- fe** : Fator de Estrangulamento.
- F_{vc}** : Força Sobre um Volume de Controle, [N].
- g** : Aceleração da Gravidade, [m/s²].
- H** : Altura de Queda, [m].
- h₁, h₂** : Alturas das colunas, Medidas no Manômetro de Mercúrio, [m].
- h₃, h₄** : Alturas, das colunas no Manômetro de Água, que indicam a Vazão, [m].
- H_t** : Altura Teórica [m].
- M** : Momento Exercido pelo Freio, [kgf.m]
- M_{vc}** : Momento sobre um Volume de Controle, [N.m].
- n** : Rotação, [rpm].
- NJ** : Nível de Jusante da Turbina, [m].
- n_{qA}** : Rotação Específica do Sistema Internacional.
- n_{qt}** : Rotação Específica do Sistema Técnico de Unidades.

- P** : Potência Transmitida à Turbina, [kW].
- $\frac{\rho}{\gamma}$: Carga Estática, [m].
- PE** : Potência de Eixo, [kW].
- PH** : Potência Hidráulica, [kW].
- Q** : Vazão Total Através da Turbina, [m³/s].
- R** : Vetor Posição, [m].
- r₁** : Raio Interno Maior do Rotor, [m].
- r₂** : Raio Interno Menor do Rotor, [m].
- S** : Area, [m²].
- SC** : Superfície de Controle.
- T** : Torque Agindo no Rotor, [N.m].
- T** : Passo ou Distância entre as Pás do Rotor, [m].
- u₁** : Velocidade da Água que Incide sobre as Pás do Rotor na Entrada da Turbina [m/s].
- u_{se}** : Componente Tangencial da Velocidade do Rotor, [m/s].
- V** : Vetor Velocidade, [m/s].
- $\frac{V^2}{2 \cdot g}$: Carga Dinâmica, [m].
- v₁** : Velocidade da Água, Relativamente às Pás do Rotor, na Entrada do Mesmo, [m/s].
- v₂** : Velocidade da Água, Relativamente às Pás do Rotor, na Saída do Mesmo, [m/s].
- VC** : Volume de Controle.
- VG** : Válvula de Gaveta
- v_{r1}** : Componente Radial da Velocidade v₁, [m/s].
- v_{r2}** : Componente Radial da Velocidade v₂, [m/s].
- v_{t1}** : Componente Tangencial da Velocidade v₁, [m/s].
- v_{t2}** : Componente Tangencial da Velocidade v₂, [m/s].
- x** : Altura entre o zero da Escala do Piezômetro e o Nível de Jusante da Turbina, [m].
- y** : Alturas Medidas no Piezômetro, [m].
- Y** : Trabalho Específico da Máquina de Fluxo, [J/Kg].
- Y_{pá}** : Trabalho Específico do Rotor.
- Y_{páoc}** : Trabalho Específico do Rotor Teórico para número infinito de pás
- Z** : Número de Pás do Rotor.

- Z : Carga de Posição, [m].
- Z : Diferença de Altura entre o Anel Piezométrico e o zero da escala do Piezômetro, [m].
- Z_1 : Altura das Pás da Turbina na Entrada d'água, [m].
- Z_2 : Altura das Pás da Turbina na Saída d'água, [m].

Caracteres Gregos

- ρ : Massa Específica da Água, [kg/m³].
- ω : Velocidade Angular do Rotor, [rad/s].
- β : Ângulo de Entrada ou Saída das Pás do Rotor, [rad].
- α : Abertura do Distribuidor.
- β_1 : Ângulo da Pá do Rotor na Entrada, [rad].
- β_2 : Ângulo da Pá do Rotor na Saída, [rad].
- β_{5e} : Ângulo Externo de Saída do Rotor, [rad].
- γ_a : Peso Específico da Água, [N/m³].
- ΔH : Variação de Altura obtida no Manômetro de Água, [mca].
- γ_{Hg} : Peso Específico do Mercúrio, [N/m³].
- η_i : Rendimento Interno.
- η_m : Rendimento Mecânico.
- η_t : Rendimento Total.

Abreviaturas

CESP. Centrais Elétricas de São Paulo

EFEI : Escola Federal de Engenharia de Itajubá

ELETROBRAS :Centrais Elétricas Brasileiras

LHDC : Laboratório Hidromecânico Didático - Científico

LHPCH : Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas

PNPCH : Plano Nacional para Pequenas Centrais Hidrelétricas

RESUMO

MAUAD, F.F. Estudo da turbina de reação com pá de simples curvatura para utilização no meio rural. Itajubá, 1995. 83p Dissertação Mestrado - Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

Após o lançamento do plano nacional para Pequenas Centrais Hidroelétricas em 1982, convencionou-se as faixas de potência para 10.000 kW, 1.000 kW e 100 kW, sendo esta última denominada de microcentrais, e é objeto do presente estudo. Hoje, com a retomada do crescimento da economia nacional e da produção do parque industrial, o setor eletro-energético brasileiro estaria seriamente comprometido em função de uma demanda crescente sem o mesmo crescimento da oferta energética. Um setor seriamente comprometido seria o da eletrificação rural, praticamente desativado quanto a auto-produção em decorrência de planos de eletrificação. Com base nestas questões, é proposto o estudo do modelo de uma turbina com potência, até 10 kW, de baixo custo e montagem simples e rápida, trazendo tecnologia e conforto ao Homem do campo, proporcionando sua fixação nos locais de produção e minorando os efeitos da migração (êxodo rural).

Para o cálculo das dimensões básicas deste novo rotor e a definição do campo de aplicação desta turbina foi realizado o ensaio, nas dependências do Laboratório Hidrodinâmico para Pequenas Centrais Hidroelétricas da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, e a análise dos resultados, partindo-se de um modelo já existente. O rendimento apresentado está na faixa de 50%.

Palavras-chave: Microcentrais, ensaio de turbinas, turbinas com baixa potência.

ABSTRACT

MAUAD, F.F. Study of reaction turbine for use in rural áreas - Itajubá, 1995. 63p.
Mestrado - Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

The national plan for small hydro-power in 1982 established power bands of 10.000 kW and 1000 kW and 100 kW, with this last one classified as "micro plants", chosen to be the object of present work. With the improvement of the national economy and consequently the growth of the industrial park, the Brazilian electrical-energetic would be seriously compromised considering the growth of demand. On the basis of these questionas, the present work is a study of a turbine model with low cost, quick and easy to built in the rural area (rural electrification). The tests and analyses of the results from an existing model took place in the "Laboratório Hidrodinâmico para Pequenas Centrais Hidroelétricas da Escola Federal de Engenharia de Itajubá." The results of this model gave an efficiency of 50%.

Key-words: smal hydro-power, turbines of low power, rotor.

CAPÍTULO - 1

INTRODUÇÃO

1.1 - Objetivos do Trabalho

- O presente trabalho tem como objetivos:
- Realizar um levantamento bibliográfico do histórico da construção hidrelétrica nacional;
- Realizar um levantamento dos fabricantes nacionais de turbinas para Pequenas Centrais hidrelétricas P.C.H₃ e dos atuais tipos de turbinas para microcentrais hidrelétricas;
- Conceituar a utilização da equação de Euler ou equação fundamental das turbomáquinas hidráulicas, especificamente para a modalidade motora, ou seja para uma turbina hidráulica;
- Verificar a viabilidade de utilização do roteiro para dimensionamento preliminar de rotores de turbinas de reação com dupla curvatura, proposto no trabalho de SOUZA (1985), na análise de um rotor de simples curvatura, objeto deste estudo;
- Apresentar os resultados de ensaio de um rotor de pá de simples curvatura, determinando seu ponto ótimo de funcionamento.

1.2 - Justificativa

Desde 1986 o Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidrelétricas da Escola Federal de Engenharia de Itajubá, vem desenvolvendo pesquisas em turbinas hidráulicas, para aproveitamentos de pequena potência.

Neste contexto para microcentrais hidrelétricas até 50 [kW], o L.H.P.C.H. desenvolveu pesquisas com turbinas Michell-Banki, TIAGO (1986), bem como pesquisas em Bombas Centrífugas funcionando como turbina (B.F.T.), VIANA (1986).

Esses trabalhos visam sempre a simplificação do projeto da máquina e conseqüentemente seu baixo custo, com um rendimento aceitável. Podendo com isto trazer tecnologia e conforto ao homem do campo, principalmente em regiões isoladas e não interligadas ao sistema energético, proporcionando condições de sua fixação nos locais de produção e minorando os efeitos da migração (êxodo rural). Um exemplo deste é o trabalho financiado pela fundação Ford que teve como executores a Universidade Federal do Pará e o Museu Paraense Emílio Goeldi (1994). Este trabalho visava atenuar o problema de suprimento de energia elétrica para milhares de habitantes da várzea no estuário do rio Amazonas. Esse suprimento de energia elétrica não pode ser realizado economicamente, a partir de um sistema centralizado de geração, devido a dispersão demográfica da população, aliada as dificuldades inerentes da região, podendo ser citadas a cobertura por florestas e presença de grandes rios, tornando, conseqüentemente, a distribuição energética centralizada anti-econômica. Para desenvolvimento da geração energética localizada, foi tentada uma solução baseada em uma tecnologia que foi empregada nesta mesma região no passado: utilizar a energia dos marés. Através de pesquisa de arqueologia industrial, foi descoberto que até 1920 engenhos na região em estudo utilizavam a água do preamar para girar grandes rodas d'água e moer cana.

Esta opção para a geração de energia através de maré, poderá também ser utilizada para fins de aproveitamentos múltiplos, um exemplo deste é: a utilização do reservatório que pode permitir a criação de camarões, peixes, patos, etc..., em ambientes protegidos. Algumas destas aplicações estão ilustradas na Figura 1.1.

Este trabalho de dissertação visa avaliar o desenvolvimento de um modelo de turbina de reação com rotor de simples curvatura, para baixa potência e de baixo custo, para ser utilizada em microcentrais hidrelétricas, através da variação das marés nos igarapés da região Amazônica.

A concepção deste trabalho surgiu da ideia desenvolvida a partir da turbina Michell-Banki de eixo horizontal em tentativa de adaptá-la a uma plataforma flutuante. Esta ideia tornou-se tecnicamente honerosa e difícil, devido a grande variação do nível de água, que poderia inundar a casa de máquinas caso a opção não fosse a plataforma flutuante. Este novo rotor, de pás de simples curvatura desenvolvido no L.H.P.C.H permite o arranjo de eixo vertical de modo a contornar o problema da variação das marés, e consequentemente o nível de jusante, sem haver risco de inundação do gerador.

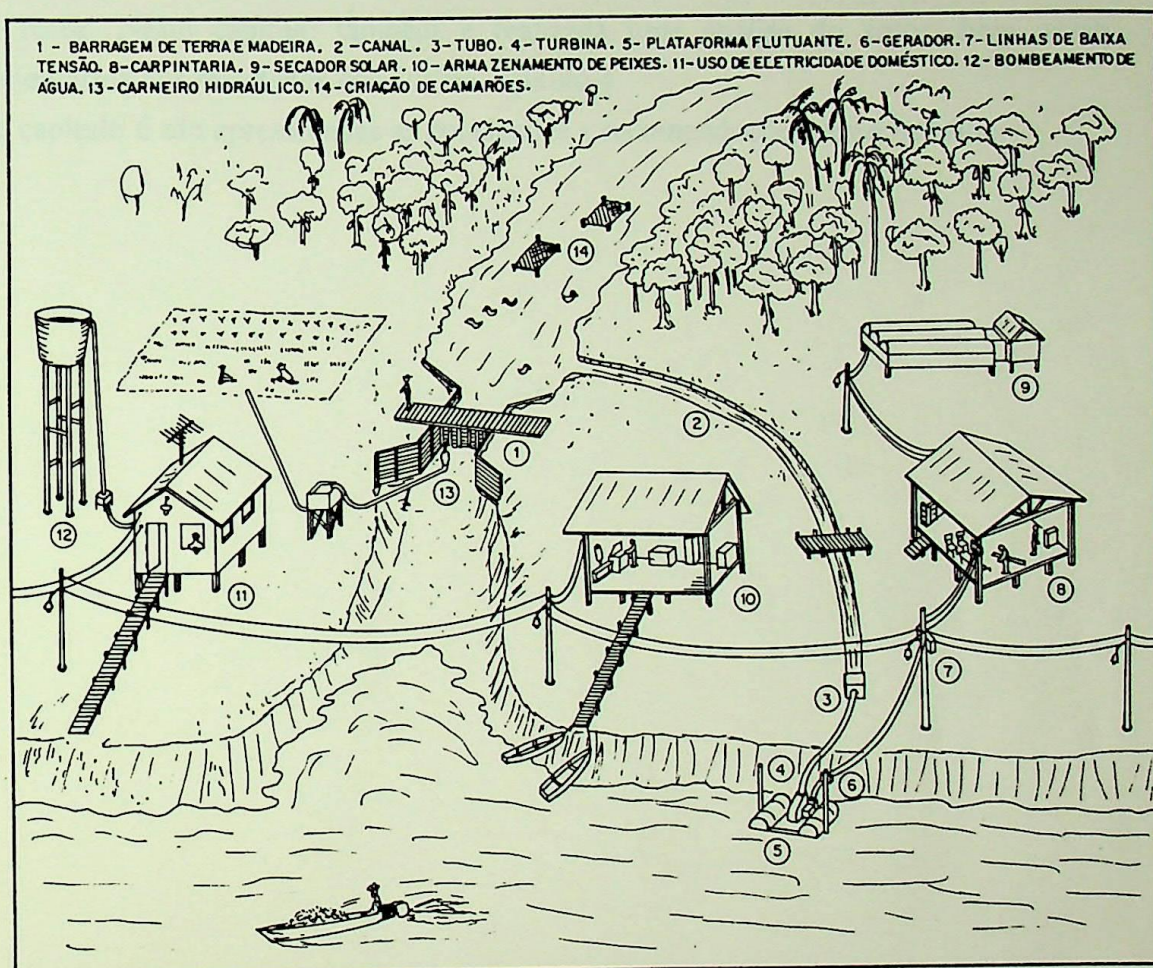


FIGURA - 1.1 APROVEITAMENTOS MÚLTIPLOS, REFERÊNCIA
(MUSEU EMÍLIO GOELDI)

1.3 - Conteúdo do Trabalho

O trabalho de dissertação, contém no capítulo 2, um histórico da construção hidrelétrica, com intuito de classificar as turbinas nacionais existentes para microcentrais hidrelétricas.

No capítulo 3 é mostrado o desenvolvimento da equação de Euler para turbinas hidráulicas é apresentado um roteiro para dimensionamento preliminar de rotores de reação, baseado no trabalho de SOUZA (1985).

No capítulo 4 são realizados os ensaios para a determinação do levantamento das curvas características do rotor sob várias condições de funcionamento.

No capítulo 5 é feita a verificação geométrica do rotor utilizando o Laboratório de Metrologia e Controle da Qualidade (L.M.C.) da Escola Federal Engenharia de Itajubá, no qual os valores de projeto são comparados com os valores de construção do rotor. Neste capítulo também é realizada uma análise do rotor, bem como comentários dos resultados obtidos no capítulo 4.

No capítulo 6 são apresentadas as conclusões e recomendações deste trabalho.

Capítulo 2

2 - BREVE HISTÓRICO DA CONSTRUÇÃO TÉCNICA DO SANGUE

2.1 - INTRODUÇÃO

O uso prático da transfusão sanguínea teve início em 1825, quando um médico alemão, Johann Friedrich Dieffenbach, realizou a primeira transfusão de sangue humano. Desde então, a transfusão tornou-se uma das técnicas mais importantes da medicina, sendo utilizada para tratar uma variedade de condições clínicas. Nos últimos anos, a transfusão de sangue tornou-se uma prática comum em hospitais e clínicas, sendo utilizada para tratar uma variedade de condições clínicas.

Capítulo 2

Em 1825, um médico alemão, Johann Friedrich Dieffenbach, realizou a primeira transfusão de sangue humano. Desde então, a transfusão tornou-se uma das técnicas mais importantes da medicina, sendo utilizada para tratar uma variedade de condições clínicas. Nos últimos anos, a transfusão de sangue tornou-se uma prática comum em hospitais e clínicas, sendo utilizada para tratar uma variedade de condições clínicas.

Em 1825, um médico alemão, Johann Friedrich Dieffenbach, realizou a primeira transfusão de sangue humano. Desde então, a transfusão tornou-se uma das técnicas mais importantes da medicina, sendo utilizada para tratar uma variedade de condições clínicas.

Em 1825, um médico alemão, Johann Friedrich Dieffenbach, realizou a primeira transfusão de sangue humano. Desde então, a transfusão tornou-se uma das técnicas mais importantes da medicina, sendo utilizada para tratar uma variedade de condições clínicas.

2 - BREVE HISTÓRICO DA CONSTRUÇÃO HIDRELÉTRICA NO BRASIL

2.1 - INTRODUÇÃO:

O uso corrente da eletricidade iniciou-se entre nós em 1879, apenas sete anos após Gramme ter inventado o dínamo e logo após Thomas Alva Edison ter inventado e fabricado a primeira lâmpada elétrica comercialmente viável, com filamento de carbono em bulbo de vácuo. Pois neste mesmo ano de 1879 a estação da Estrada de Ferro de D. Pedro II, no Rio de Janeiro era iluminada regularmente por arcos elétricos.

Já em 1881, um dínamo de 10 cv. fornecia energia para iluminar um pavilhão de exposição no Rio de Janeiro e, em Ouro Preto, Gorceix demonstrava ao Imperador o uso da energia elétrica para iluminação. Entretanto, a geração de energia elétrica no Brasil a partir da utilização de recursos hídricos data de 1883 com a implantação da usina hidrelétrica do Ribeirão do Inferno, em Diamantina (MG), construída por Armand de Bovet, colaborador de Henry Gorceix na organização da Escola de Minas de Ouro Preto. Esta usina era constituída por uma barragem de alvenaria de pedra e um pequeno canal que proporcionavam um desnível de 5 metros, e a casa de força com dois geradores de cerca de 6 kW cada um, de corrente contínua, eram acionados por uma roda hidráulica de madeira.

Em 1887, foi posta em funcionamento a Hidrelétrica do Ribeirão dos Macacos, propriedade da "Cia. des D'or du Paris", localizada em Honório Bicalho, no município de Nova Lima (MG).

Para esta usina, foi aproveitado um desnível de 40 m, onde a força das águas movimentava uma roda de madeira que acionava dois dínamos, gerando uma potência bruta de 37 kW. A energia produzida era consumida em trabalhos de mineração, esgotamento, iluminação das galerias de exploração de ouro e nas residências dos empregados.

Os geradores da época eram de potência muito diminuta, o que possibilitava atender somente necessidades de fazendas e de pequenas indústrias, geralmente têxteis e de minerações, ressaltando-se que a geração era então de uso exclusivo de auto-produtores.

Pouco a pouco, as potências instaladas foram aumentando, sobrepondo as vezes em muito as necessidades do proprietário. Com isto, e vislumbrando uma maior rentabilidade do investimento da usina, o auto-produtor passa também a construir redes de distribuição e começa a fornecer eletricidade as populações das áreas onde desenvolvia suas atividades.

O ano de 1888 marca o término das experiências isoladas. Neste ano é fundada a célebre Usina de Marmelos, de Juiz de Fora (MG), obra de Bernardo Mascarenhas, considerado como o pioneiro da energia hidrelétrica na América Latina.

A Usina "zero", como ficou conhecida, foi construída a fim de fornecer eletricidade à cidade mineira de Juiz de Fora. Foram instalados dois geradores monofásicos de 125 kW cada, com tensão de 1.000 volt e frequência de 60 HZ. O impulso da grande iniciativa de Bernardo Mascarenhas resulta o período decisivo de desenvolvimento de Juiz de Fora, que chegara a ser chamada "Manchester Brasileira" pelas fábricas de tecido que nela se instalaram. A usina "zero" funcionou até o ano de 1896, quando a barragem se rompeu dando lugar então a Usina Marmelo I, gerando 600 kW e em 1906 constrói-se a Marmelo II para gerar 2.000 kW, GOMES (1986).

Em 1901 já havia quatro cidades brasileiras com serviços públicos permanentes de iluminação e cerca de 4.600 cv de energia já instaladas, sendo um pouco menos da metade de origem hidrelétrica. Mas a primeira construção hidrelétrica de grande porte no Brasil foi a Usina Hidrelétrica Parnaíba, no rio Tietê SP, construída e inaugurada pela Light Power C^o, em 1901, com o qual iniciou-se "o ciclo da Light" na história da energia elétrica no Brasil. Sua capacidade geradora inicial foi de 2.000 kW, marco excepcional para a época, atingindo 16.000 kW, em 1912, com sucessivas ampliações.

No Estado de São Paulo segundo a CESP (1982), há que se distinguir como uma das pioneiras da iluminação elétrica a "Central Elétrica do Rio Claro", constituída em 1900, depois de tentativas fracassadas, desde 1884, de instalar a iluminação em Rio Claro. Já em 1895 tinha sido inaugurado o aproveitamento hidrelétrico do rio

Corumbataí. A partir de 1912 a Companhia agora sob o nome de "Sociedade Anônima Central Elétrica do Rio Claro" passou a funcionar regularmente com dois grupos capazes de gerar em conjunto 2.500 cv. Outra antiga Usina construída pela "Sociedade Anônima Central Elétrica de Rio Claro" foi a de Emas, sobre o rio Mogi-Guaçu, cuja construção terminou em 1922, para gerar 4.000 cv .

2.2 - O CICLO DA LIGHT:

Em 1899 a própria rainha Victória da Inglaterra deu direito de incorporação à "The São Paulo Tramway Light and Power", para a instalação de linhas de bondes e distribuição de eletricidade em São Paulo. É então, que se projeta e constrói, sob a direção do Eng. Hugh L. Cooper, a Usina de Parnaíba, na Cachoeira do Inferno no rio Tiête, a qual seria capaz de gerar até 2.000 cv. de força na estiagem mais severa, SAVELLI, (1976)

A inauguração solene dá-se em 23 de setembro de 1901. Em 1912, em ampliações sucessivas, a Usina de Parnaíba atingiu sua capacidade de geração nominal de 16.000 kW. Para manter essa capacidade geradora foi necessário regularizar a vazão do rio Tiête.

Em 1905 organiza-se a "The Rio de Janeiro Tramway Light and Power C. Ltd." coirmã da "Light" de São Paulo, para suprir o Rio de Janeiro com serviços de bondes e energia elétrica. É então projetado o aproveitamento hidrelétrico de Ribeirão das Lajes, instalado na Usina de Fontes, no sopé da Serra. O sistema de geração foi inaugurado em 1908, com capacidade nominal de 24.000 kW.

Assim, após sucessivas ampliações, a Light, no início da década de 1960, atingia uma capacidade geradora de cerca de 2,5 milhões de kW, para alimentar a indústria Paulista e Carioca e servir, naquela época, uma população de cerca de 15 milhões de pessoas.

Fora do sistema da Light a construção hidrelétrica no Brasil era pequena, excetuando-se as das "Empresas Elétricas Brasileiras"- empresas subsidiárias da companhia americana American Foreign Power Company Incorporated (AMFORP). Uma delas foi a "Companhia Paulista de Força e Luz" que tinha construído, em São Paulo, os aproveitamentos de Avanhandava, no rio Tietê, e Marimbondo, no Rio Grande, e que, em 1957 inaugurou sua primeira grande obra: a de Peixoto, sobre Rio Grande,

construída pela "Ebasco Services Inc.", empreitada pela CPFL. A barragem de Peixoto gera 400.000 kW de energia. Organiza-se nessa época a CAEEB - "Companhia Auxiliar das Empresas Elétricas Brasileiras" - destinada a administrar todas as concessionárias sob seu controle, isto é, praticamente as empresas das principais cidades brasileiras fora da Light.

Em 1979, as "Lights", já todas anteriormente incorporadas na Light Serviços S/A, tiveram seu controle acionário adquirido pela Eletrobrás. Porém, pode-se dizer que a época denominada "Ciclo Light", no qual a construção e geração era controlado por firmas estrangeiras, já tinha entrado em declínio, desde que, no início da década dos anos 50, quando a construção de grande usinas, projetadas e construídas por brasileiros, começaram a aparecer.

Em 1950, essa situação foi quebrada com o projeto e a construção da primeira usina de Paulo Afonso. A partir de 1960, o projecto e a construção das usinas hidroelétricas em Minas Gerais, São Paulo e Rio Grande do Sul, passou a ser gerenciado por companhias estatais instituídas pelos governos estaduais e federal para esse fim.

Por outro lado, o projeto e a construção dessas obras hidroelétricas, inicialmente feitas por empresas estrangeiras, passou a ser dominado por firmas projetistas nacionais, organizadas a partir de 1960, e de empresas construtoras privadas, as quais, a partir dessa época, se organizaram em moldes inteiramente nacionais. Com essa estrutura, as companhias estatais, institutos e laboratórios de pesquisas, firmas projetistas, as construtoras nacionais, iniciaram a construção hidrelétrica nacional em grande escala, podendo progredir desde a primeira usina de Paulo Afonso até a construção da maior hidrelétrica do mundo, que é a Itaipu. Finalmente, não se pode deixar de admitir que a maturidade da tecnologia hidrelétrica nacional foi atingida com a conquista da energia dos grandes rios da Amazônia, apenas iniciada com a construção muito bem sucedida de Tucuruí.

Pode-se dizer que, com a construção de Tucuruí, em plena selva Amazônica, com geologia e hidrologia desconhecidas e que tiveram de ser alteradas previamente com relação ao projeto, constitui o coroamento da técnica hidrelétrica nacional.

Por outro lado este histórico demonstra que grande parte dos locais com viabilidade para implantação de grandes aproveitamentos hidroelétricos já estão praticamente esgotados, isto aliado ao elevado custo de um grande aproveitamento, mostra que

sem um falso nostalgismo a opção de implantação em grande escala de Pequenas Centrais Hidroelétricas é uma opção viável.

2.3 - DEFINIÇÃO DE PEQUENA CENTRAL HIDRELÉTRICA - PCH

A classificação de acordo com a potência instalada foi oficializada através do Manual de Pequenas Centrais Hidroelétricas, ELETROBRÁS (1982) e da portaria 109/82 de 24 de novembro de 1982, do DNAEE - Departamento Nacional de Águas e Energia Elétrica, órgão responsável pela aplicação da legislação relativa a energia elétrica no país. Esta diretriz tomada pelo governo foi fruto da crise do petróleo, que desequilibrou o mercado energético internacional. Passando a ser uma das metas do setor elétrico nacional, a diminuição gradativa do consumo de energia elétrica, pelas fontes supridas com base em derivados de petróleo. Sendo então oferecidos atrativos fiscais e legais para implantação de usinas com potências até 10 MW; Sendo consideradas Grandes Centrais Hidroelétricas as demais usinas superiores a esta potência, no quadro 2.1 está a classificação quanto a potência definida pela ELETROBRÁS.

QUADRO 2.1 CLASSIFICAÇÃO DAS PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICA

CLASSIFICAÇÃO	POTÊNCIA INSTALADA (kW)	QUEDA DE PROJETO (M)		
		BAIXA	MEDIA	ALTA
MICROCENTRAIS HIDRELÉTRICA.	ATE 100	MENOS DE 15	15 A 50	MAIS DE 50
MINICENTRAIS HIDRELÉTRICA	100 A 1000	MENOS DE 20	20 A 100	MAIS DE 100
PEQUENAS CENTRAIS HIDRELÉTRICA	1000 A 10000	MENOS DE 25	25 A 130	MAIS DE 130

Porém nos últimos anos, a expansão da fronteira agrícola, a modernização da agricultura e a maior conscientização da população rural em relação aos modernos padrões de conforto têm criado uma pressão crescente no sentido de estender os sistemas elétricos a áreas rurais distantes dos grandes centros urbanos. Ao mesmo tempo, o aumento dos custos diretos e indiretos associados aos grandes projetos hidroelétricos, a transmissão a longas distâncias e o suprimento de cargas isoladas e dispersas, limita o ritmo desta expansão radial dos sistemas e torna a eletrificação um sonho inatingível para a grande parte da população que não está integrada ao sistema interligado, bem como grande parte da população rural.

Estes fatos têm levado a um renovado interesse pelos pequenos projetos descentralizados, pois sua simplicidade de concepção e rapidez de implantação, bem como a possibilidade de fabricação em série de equipamentos, padronização de projetos de engenharia e de utilização de materiais, equipamentos e mão de obra disponíveis localmente podem levar a economias que muitas vezes superam a desvantagem de escala. A idéia básica é que as soluções locais descentralizadas, baseadas na iniciativa individual e em pequena escala, poderiam complementar os programas de eletrificação rural, e acelerar o processo de modernização da estrutura econômica e social nas áreas de fronteira agrícola; Outro fator a estudar seria a reversão desta energia no horário de maior demanda para os centros urbanos, esta medida está ligada a reformulação do Plano Nacional de Pequenas Centrais Hidroelétricas, que tem como um dos objetivos, o estabelecimento de uma política de preços referentes ao excedente de energia produzida, e vencida a resistência hoje existente por parte das concessionárias de energia elétrica, que, apresentam restrições quanto a compra desta energia, alegando não ser confiável esta energia, poderão no futuro, estas microcentrais serem sincronizadas com a rede e assim este excedente de energia poderá ser revendido as concessionárias, no horário de maior demanda nos centros urbanos.

2.4 - FABRICANTES NACIONAIS DE TURBINAS PARA P.C.Hs

A partir da primeira década deste século definem-se três linhas distintas de atuação no setor de produção de energia elétrica: as grandes companhias concessionárias, as pequenas concessionárias e os auto-produtores. As grandes companhias concessionárias procuravam aproveitar os recursos hídricos disponíveis, próximos aos

grandes centros consumidores. Com o esgotamento dos recursos hídricos disponíveis próximos aos grandes centros, aliado a necessidade cada vez mais imperante de suprimento energético, acarretou que estas concessionárias tiveram suas áreas de concessão ampliadas, passando a expandir suas fronteiras para o interior dos estados, realizando projetos cada vez mais arrojados e geração de grandes blocos de energia.

Nestas circunstâncias, os locais para pequenos aproveitamentos, deixaram de ser economicamente interessantes, para as grandes companhias. Neste contexto então, surgiram as pequenas companhias concessionárias que tiveram sua origem e desenvolvimento centrados nos municípios interioranos, por iniciativa e necessidade municipal ou privada. Os empreendimentos sempre foram compatíveis com a velocidade de crescimento do município ou região. Desta forma, a maioria destas pequenas concessionárias, com áreas de concessão limitadas, iniciaram seus empreendimentos com pequenos aproveitamentos de potências reduzidas e obras civis simplificadas, porém utilizando-se de tecnologias e equipamentos importados. Salvo exceções, essas concessionárias mantiveram as mesmas características de projeto e construção destas usinas, até o dia de hoje, apenas com pequenas alterações, como a utilização de alguns equipamentos e componentes hidroeletromecânicos nacionais e obras civis um pouco mais arrojadas, em função das características e exigências dos novos projetos.

O auto-produtor, era na época, constituído por fazendeiros, bem como industriais, proprietários de empresas isoladas, que passaram a gerar sua própria energia hidrelétrica, surgindo assim, de forma sistemática, o auto-produtor. Para tanto, utilizavam o potencial dos pequenos mananciais de suas propriedades através de pequenas usinas hidroeletricas. Os projetos eram, na sua maioria, de concepção simples, de pouca ou quase nenhuma sofisticação. Sendo então formado um mercado nacional significativo de equipamentos para P.C.H., para atender as pequenas concessionárias e os auto-produtores. Este mercado veio a declinar a partir dos anos 60.

A companhia Federal de Fundição, na década de 40, segundo Programa Nacional Pequenas Centrais Hidrelétricas, ELETROBRÁS (1984) publicou uma relação de 727 pequenas turbinas hidráulicas de fabricação própria e de outras fornecidas pela firma Herm Staltz & Cia., para diversas usinas hidroeletricas do país, com potências de até 200 kW. Funcionando desde a década de 20, a Wirz Turbinas Hidráulicas Ltda., de Estrela, RS, já fabricou mais de mil pequenas turbinas. O mesmo aconteceu com a

JOMECA Ltda, de São Paulo, que iniciou suas atividades em 1925. A Hidráulica Industrial S/A - Indústria e Comércio, localizada em Joaçaba, SC, no período de 1950 a 1981 forneceu pequenas turbinas para o mercado nacional, com capacidade de até 4800 kW. Deve-se considerar que os demais pequenos fabricantes nacionais de turbinas, produziram centenas de unidades, com a qual estima-se que existam no Brasil milhares de Pequenas Centrais Hidroelétricas, equipadas com turbinas e geradores totalmente nacionais. Estes fatos comprovam a excelente tecnologia desenvolvida pela indústria nacional. Cabe salientar que a estagnação desta indústria, se deve principalmente ao fato da energização no meio rural ter sido feita por avanços na linha de transmissão, o que combinado com a regulamentação do código de águas em 1934 e com a uniformização da ciclagem de 60 ciclos por segundo, dificultou a reposição de peças e equipamentos, isto aliado a queda do poder aquisitivo do setor rural, levou a uma substancial diminuição das atividades de auto-produção da energia elétrica, através da utilização de P.C.Hs.

2.5 - TIPOS DE TURBINAS PARA MICROCENTRAIS HIDROELÉTRICAS

Segundo TIAGO et al (1991) as turbinas convencionais para aplicação em Pequenas Centrais Hidroelétricas, podem ser classificadas como: Turbina Pelton (figura 2.1), Turbina Francis com rotor Duplo ou Gemeo (figura 2.2), Turbina Francis caixa aberta (figura 2.3), Turbina Hélice de Eixo Horizontal (figura 2.4), Turbina Tubular (figura 2.5), Turbina S (figura 2.6) e Turbina Bulbo (figura 2.7). Todas bem conhecidas e com boa bibliografia para estudo e projeto. E como não convencionais TIAGO (1989) descreve as Turbinas Michell Banki (figura 2.8), Turbina de Fluxo Partido "Split - Flow" (figura 2.9), Turbina Turgo (figura 2.10), Turbina de Reação, Rotor Tipo Schiele (figura 2.11) e Bomba funcionando como Turbina. (figura 2.12). Para tanto, estas turbinas tiveram seus projetos e construção simplificadas e, como forma de adequa-las a padronização, elas são dimensionadas, considerando que devem ser submetidas a grandes variações de carga.

Tradicionalmente, estas microcentrais tem como objetivo atender a auto-produtores, tais como famílias individuais, sítios, acampamentos remotos, pequenas fábricas, agroindústrias e pequenas vilas. Estas, além de produzirem energia elétrica, produzem energia mecânica que pode ser utilizada no acionamento de implementos agrícolas, acionamento de moinhos, debulhadeiras e ferramentas como furadeira, serra, esmeril, etc.

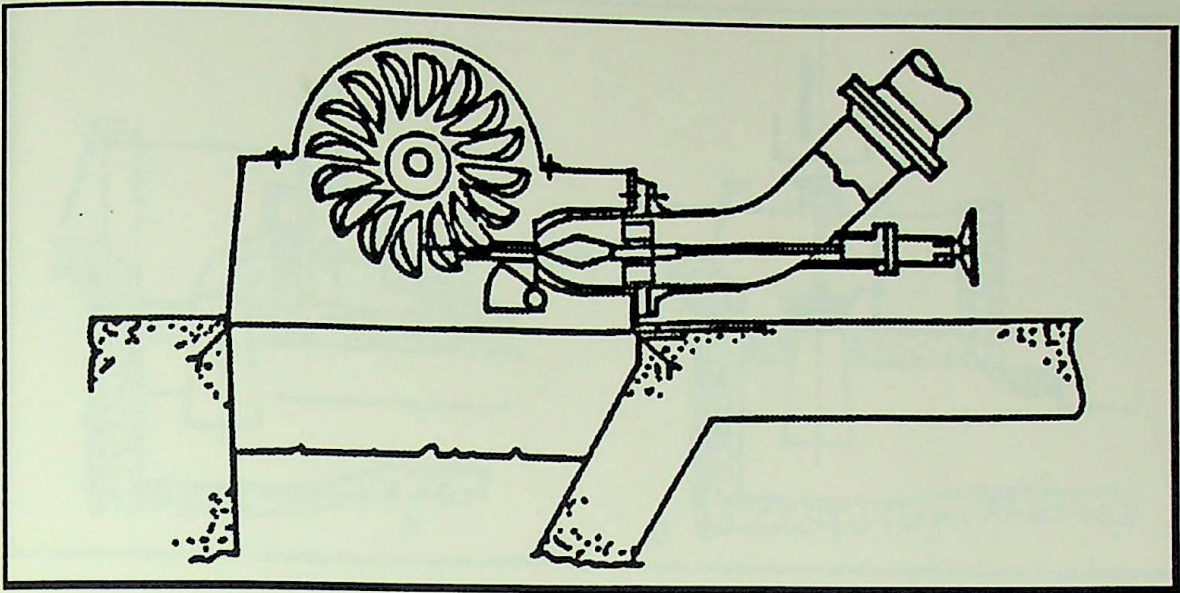


FIGURA 2.1 - TURBINA PELTON COM REGULAÇÃO MANUAL

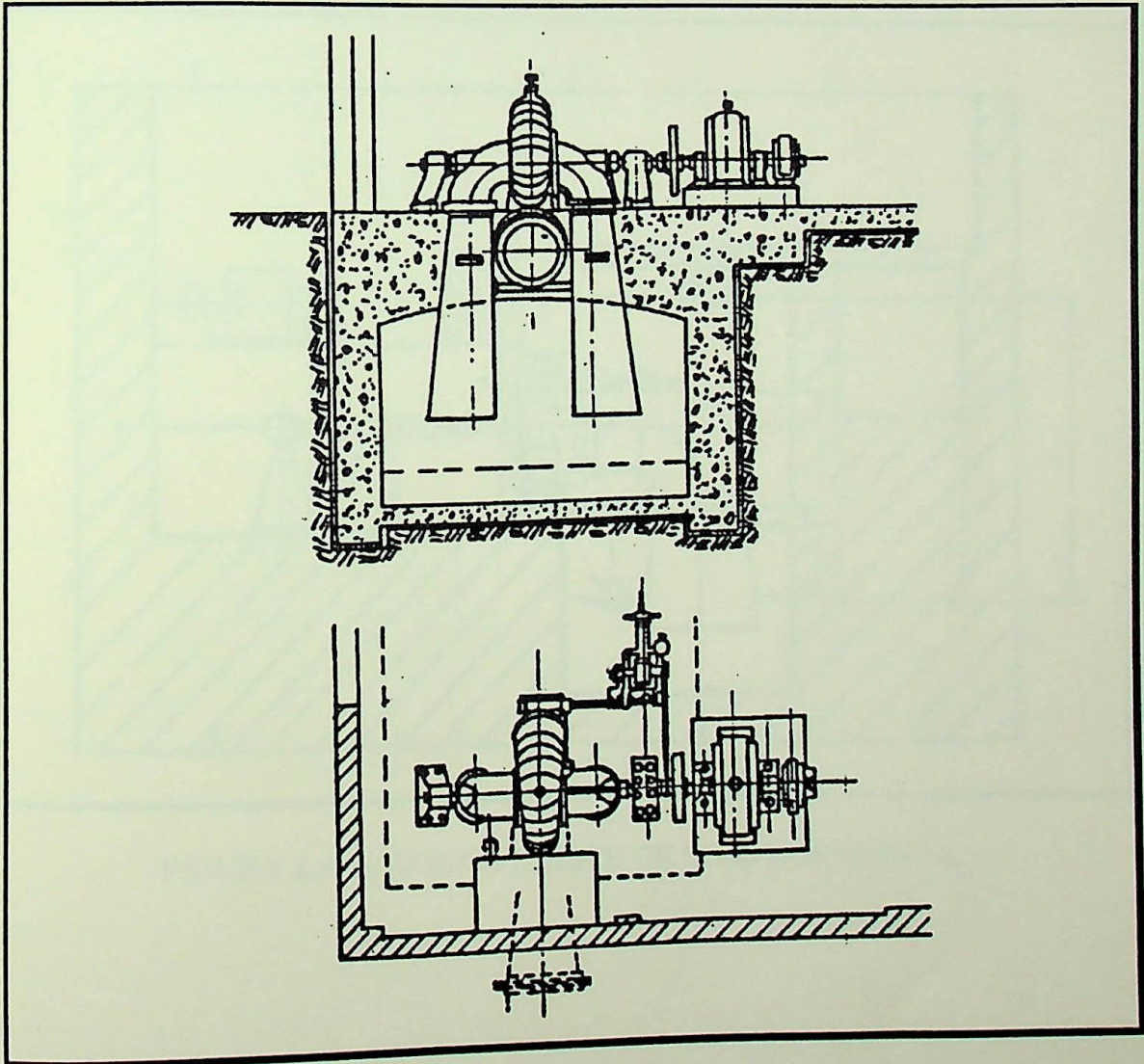


FIGURA 2.2 - TURBINA FRANCIS ROTOR DUPLO OU GEMEO

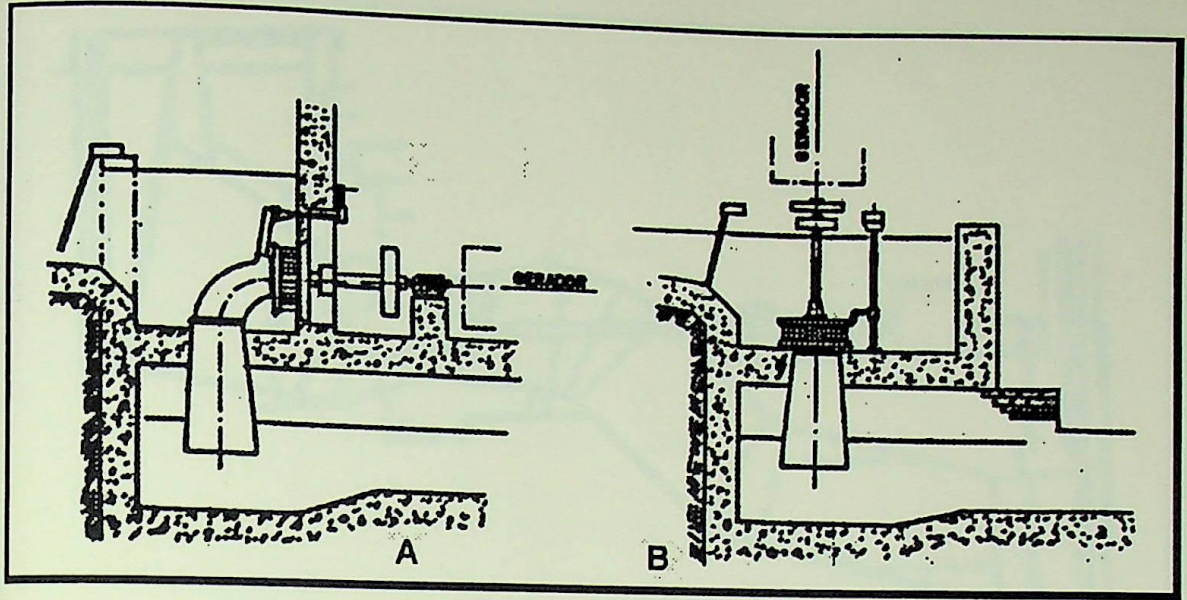


FIGURA 2.3 - TURBINA FRANCIS CAIXA ABERTA
A) EIXO HORIZONTAL B) EIXO VERTICAL

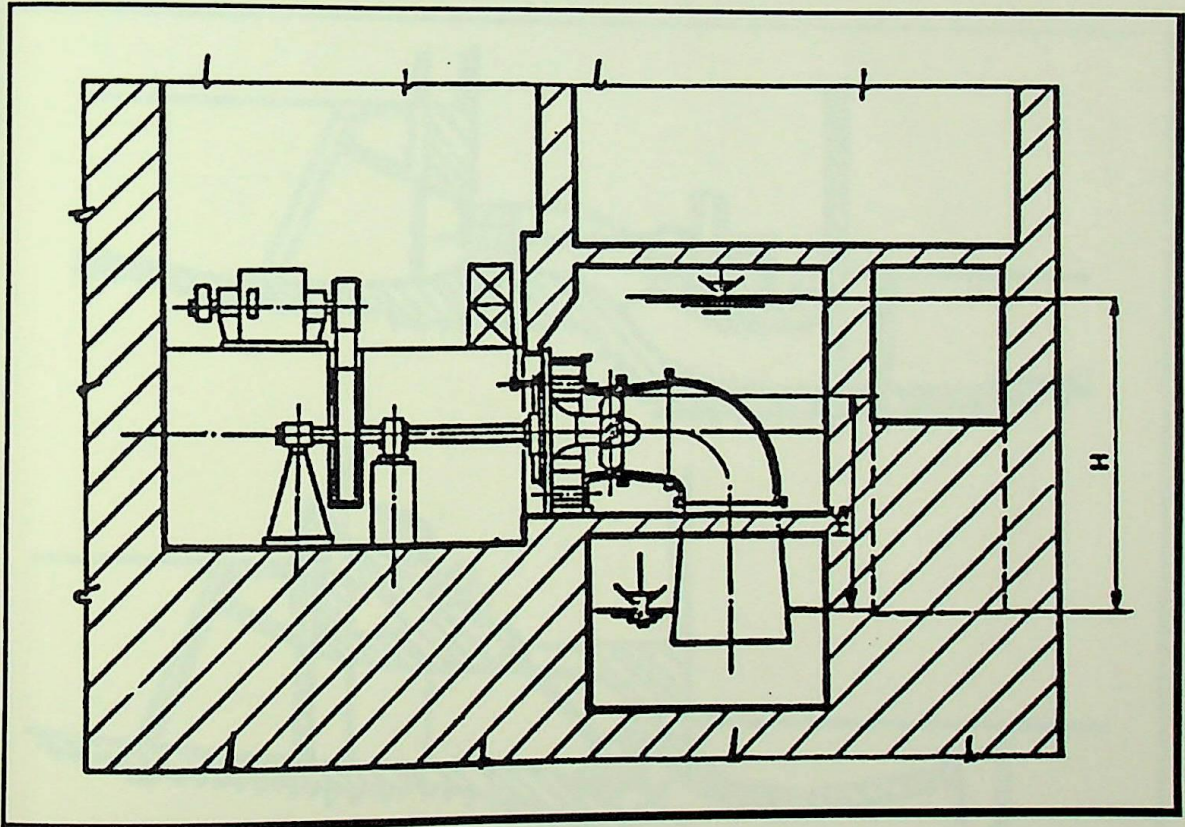


FIGURA 2.4 - TURBINA HÉLICE DE EIXO HORIZONTAL

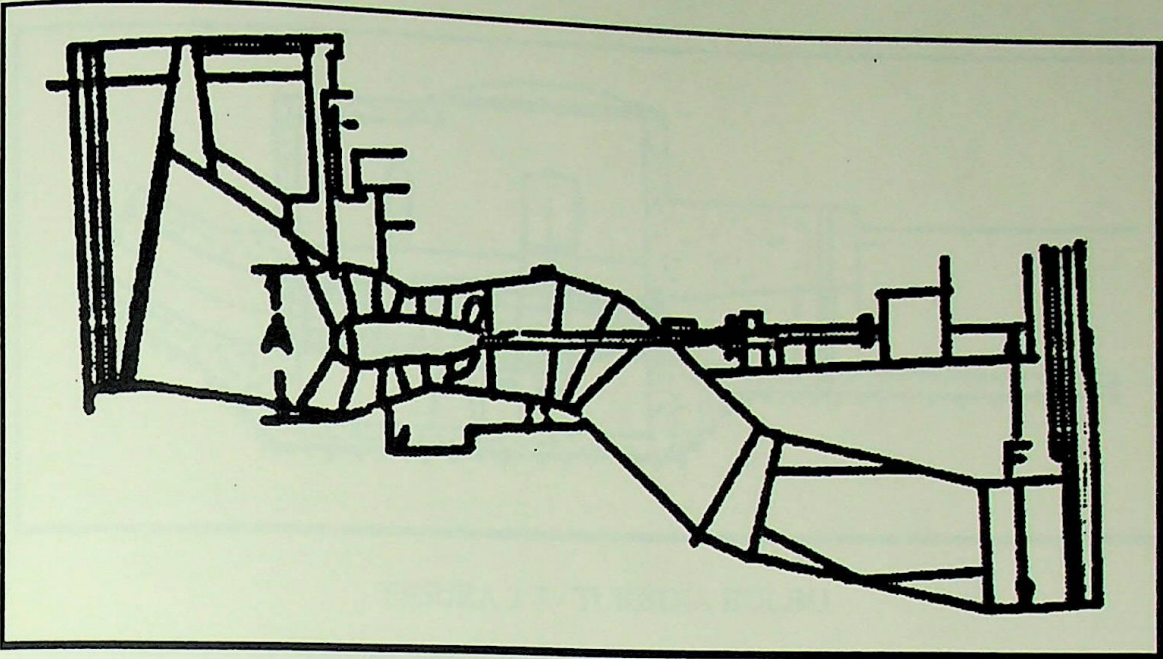


FIGURA 2.5 - TURBINA TUBULAR

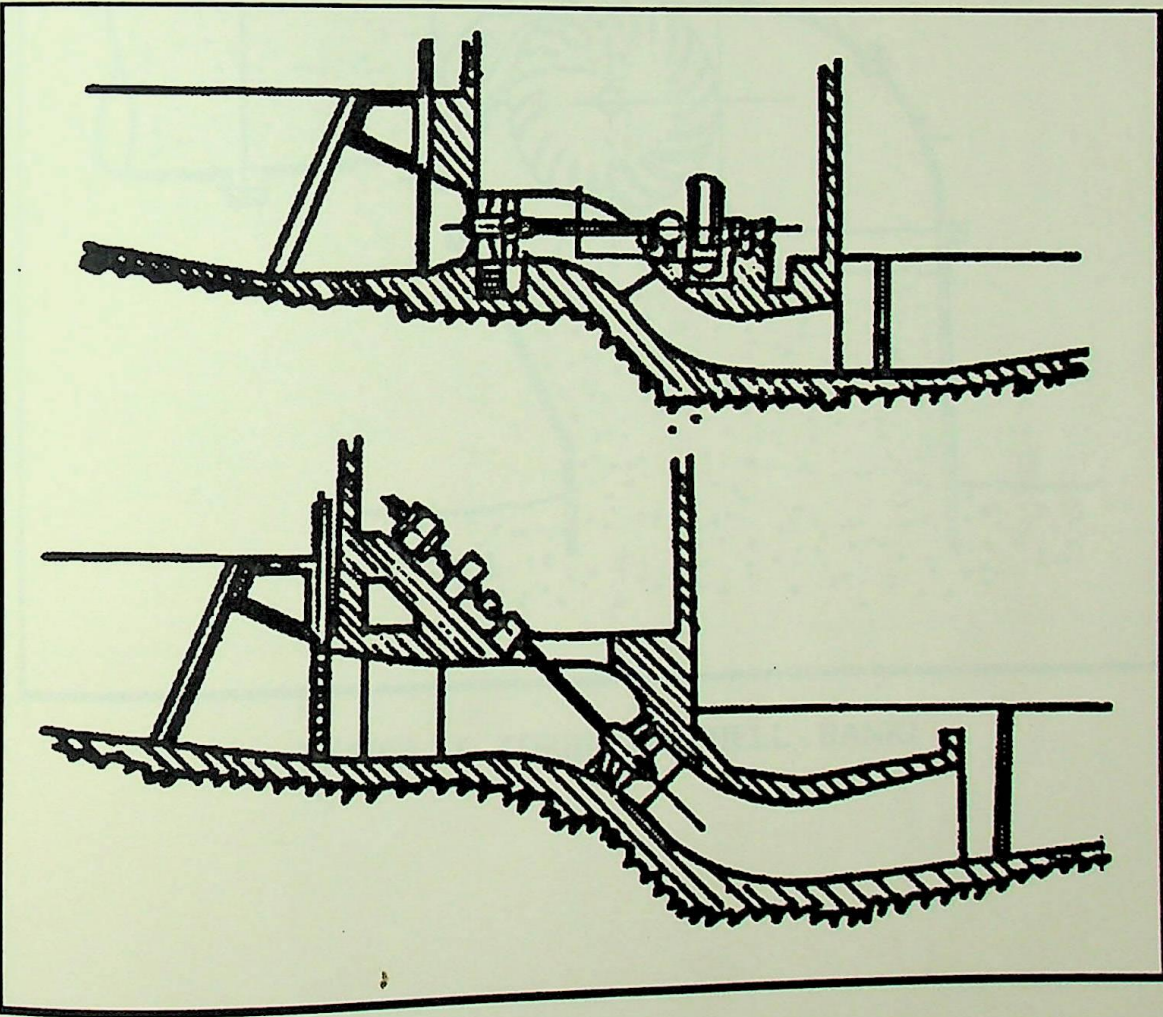


FIGURA 2.6 - TURBINA S

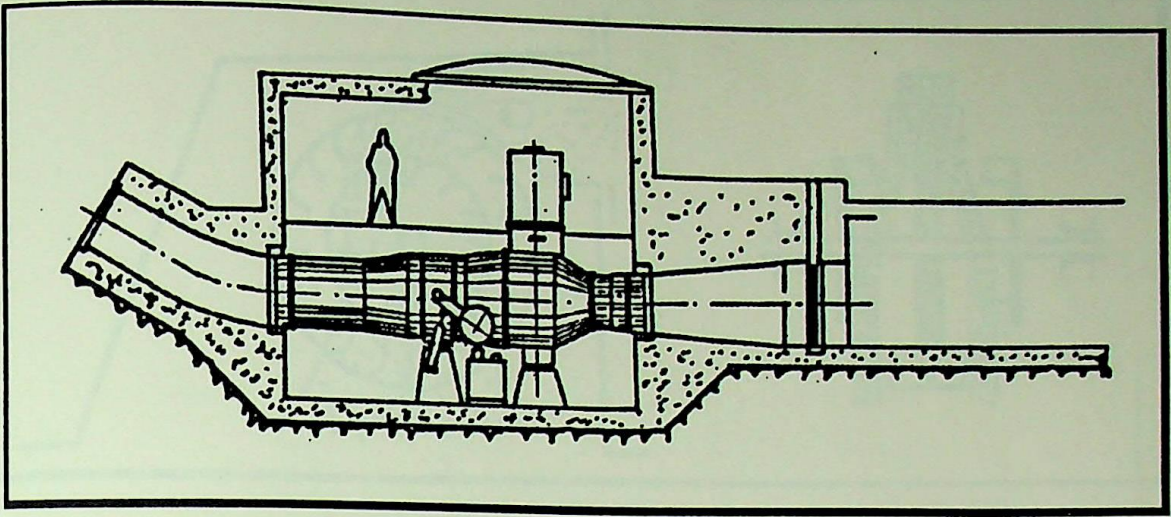


FIGURA 2.7 - TURBINA BULBO

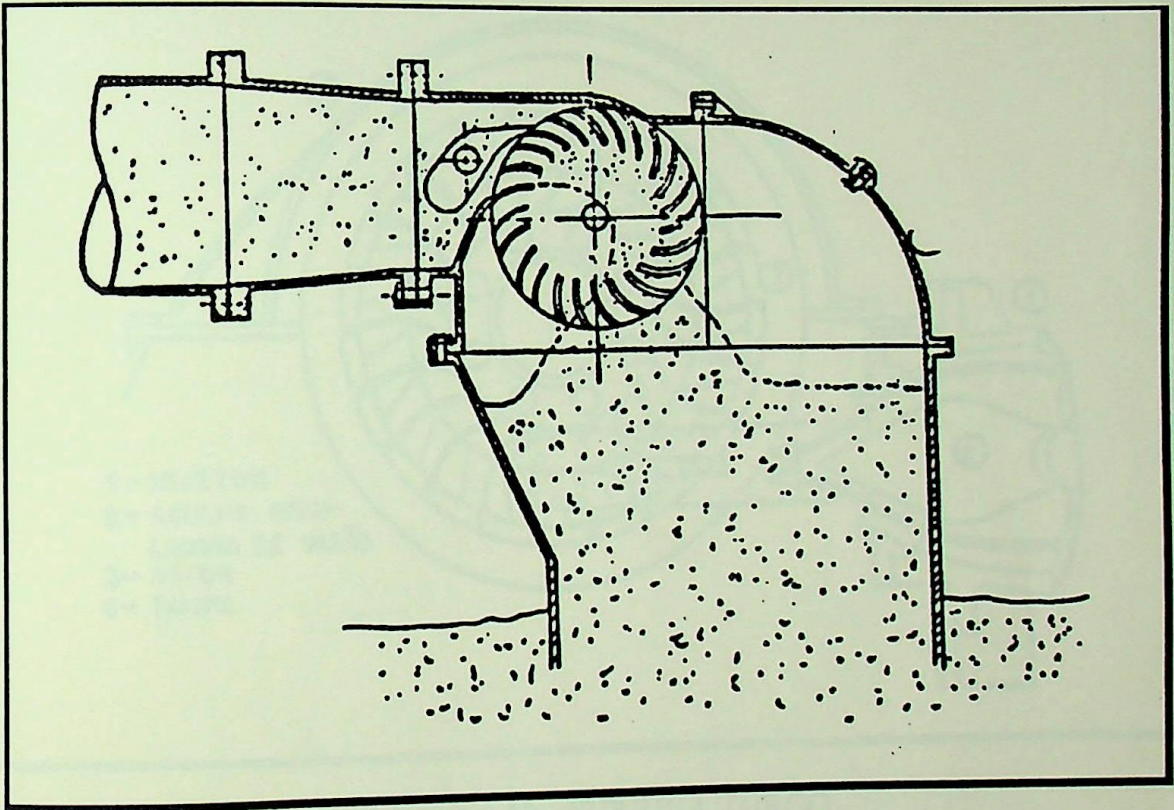


FIGURA 2.8 - TURBINA MICHELL - BANKI

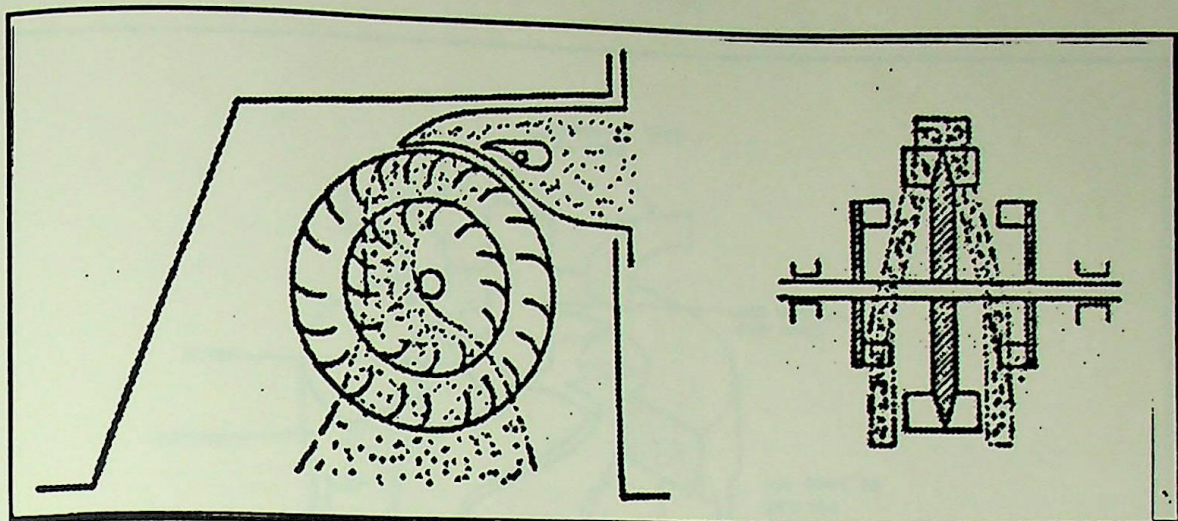


FIGURA 2.9 - TURBINA DE FLUXO PARTIDO - "SPLIT - FLOW"

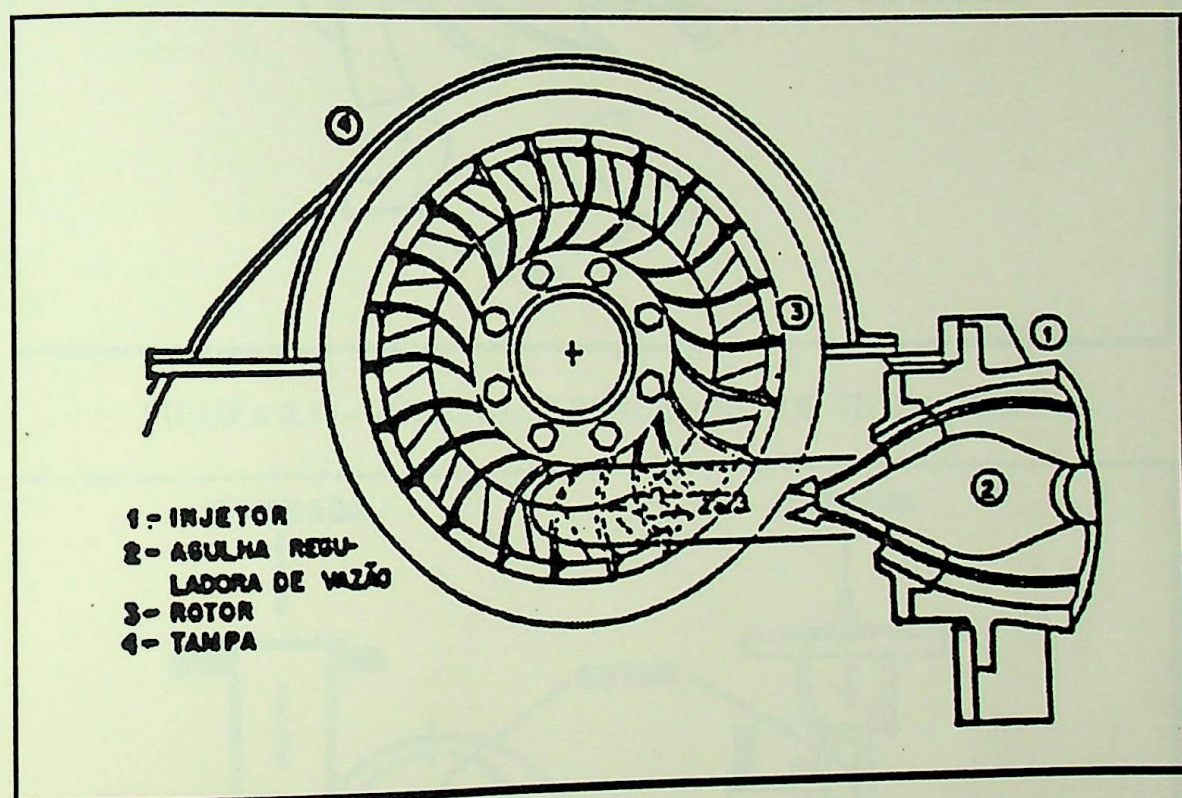


FIGURA 2.10 - TURBINA TURGO

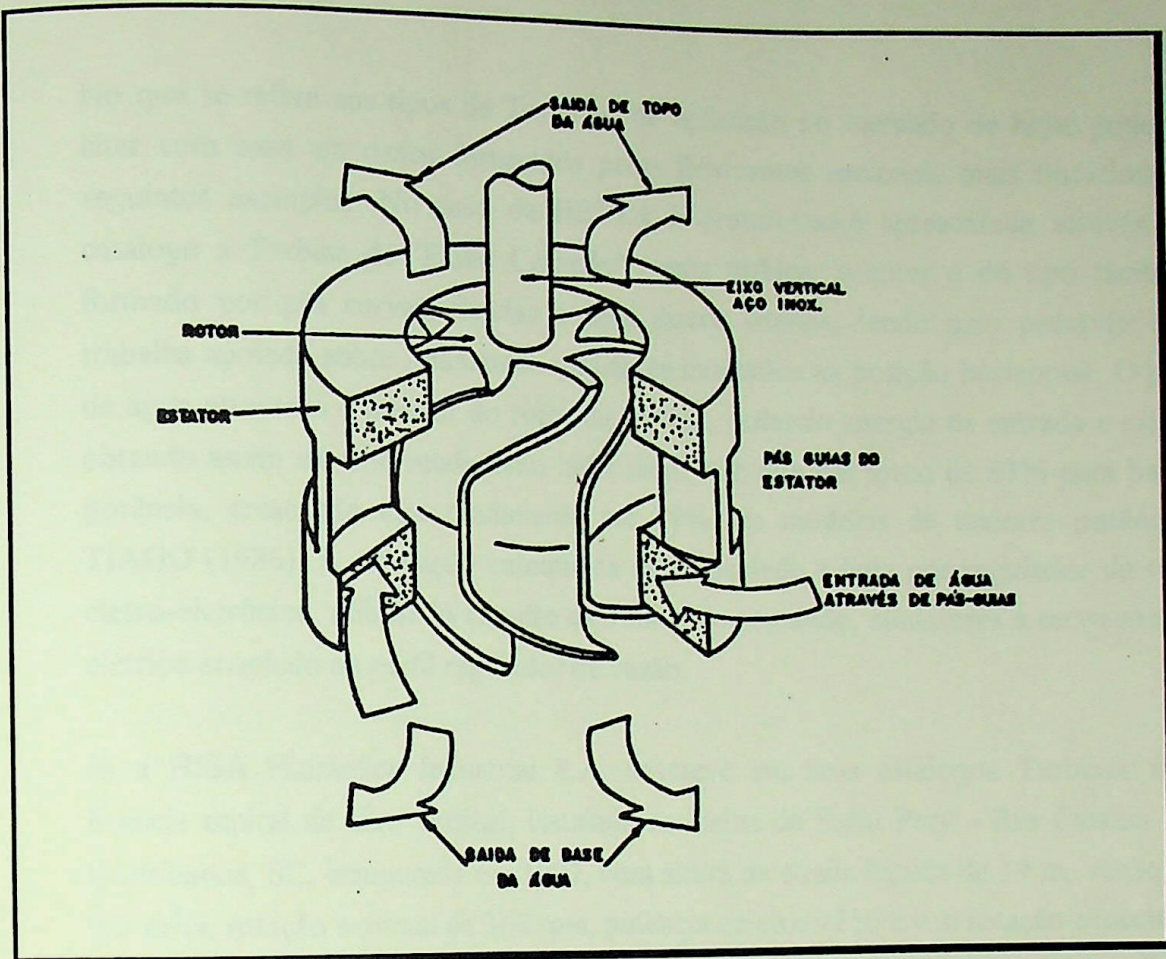


FIGURA 2.11 - TURBINA DE REAÇÃO, ROTOR TIPO SCHIELE

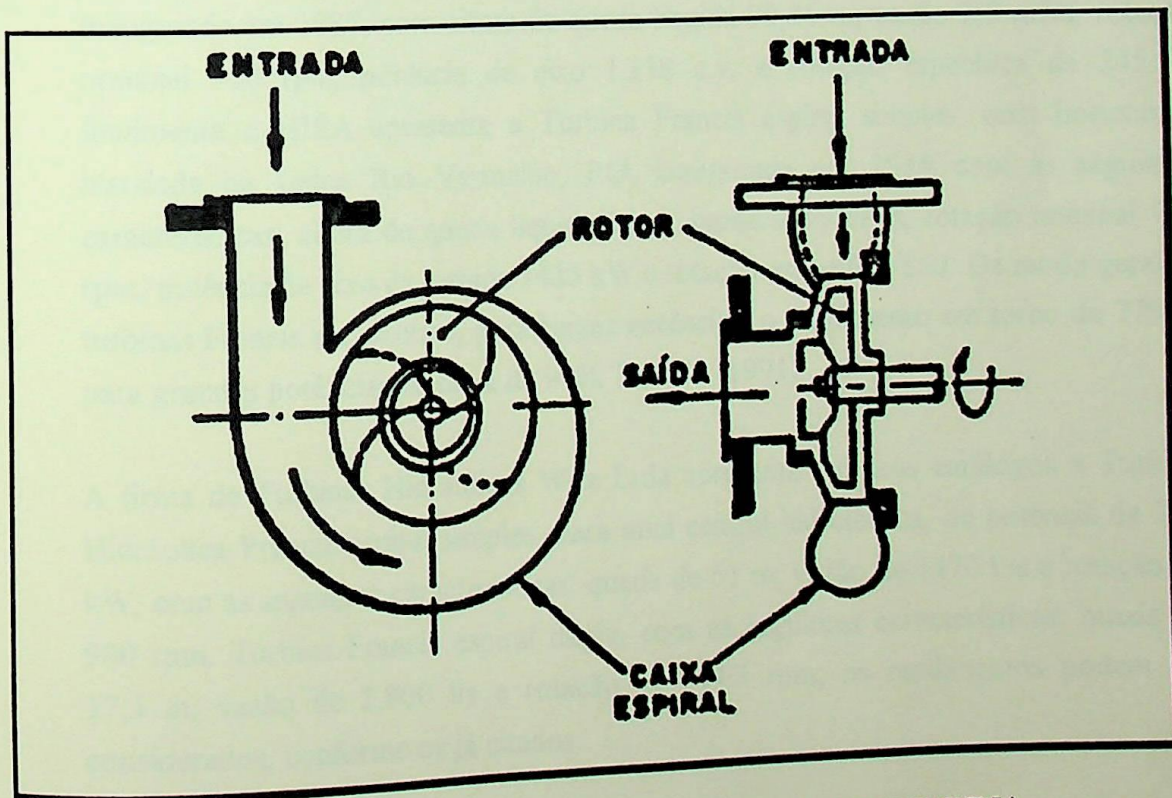


FIGURA 2.12 - BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA

No que se refere aos tipos de Turbinas, de aplicação no mercado de hoje, pode-se citar com base em dados fornecidos pelos fabricantes nacionais mais tradicionais, seguintes exemplos: No caso da BETTA Hidroturbinas, é apresentada através de catálogo a Turbina de "Fluxo Cruzado", nesta turbina, o rotor é do tipo tambor, formado por pás curvas, fixadas a dois discos laterais, tendo eixo passante que trabalha apoiado sobre rolamentos oscilantes montados na posição horizontal. O jato de água atravessa o interior do rotor da turbina, cedendo energia na entrada e saída, obtendo assim elevado rendimento hidráulico, este gira em torno de 63% para baixa potência, crescendo este rendimento até 79% em modelos de maiores potências TIAGO (1986). A regulação automática de velocidade é feita por regulador do tipo eletro-eletrônico, utilizando circuito eletrônico de comando, contadores e servo-motor elétrico acoplado ao perfil regulador de vazão.

Já a HISA Hidráulica Industrial S.A. descreve em seus catálogos Turbinas tipo Francis espiral de eixo vertical, instalada na Usina de Salto Pery - Rio Canoas em Curitiba, SC, inaugurada em 1992, com altura de queda líquida de 19 m, vazão de $9,5 \text{ m}^3/\text{s}$, rotação nominal de 360 rpm, potência de eixo 2150 c.v. e rotação específica de 420; Turbinas Francis espiral dupla, eixo horizontal, instalada na Usina Eng. Ubirajara Machado de Moraes - Salto Véu das Noivas, Poços de Caldas, MG, inaugurada em 1985, com altura de queda líquida 30,26 m, vazão $3,5 \text{ m}^3/\text{s}$, rotação nominal 720 rpm, potência de eixo 1.158 c.v. e rotação específica de 245. E finalmente a HISA apresenta a Turbina Francis espiral simples, eixo horizontal, instalada na Usina Rio Vermelho, RO, inaugurada em 1986 com as seguintes características: altura de queda líquida 74 m, vazão $2,35 \text{ m}^3/\text{s}$, rotação nominal 720 rpm, potência de eixo da turbina 1435 kW e rotação específica 150. De modo geral as turbinas Francis apresentam, para baixas potências, o rendimento em torno de 77% e para grandes potências na faixa de 90% TIAGO (1991).

A firma de Turbinas Hidráulicas Wirz Ltda apresenta em seus catálogos a Turbina Hidráulica Francis espiral simples, para mini central hidrelétrica, de potência de 750 kW, com as seguintes características: queda de 61 m, vazão de 1470 l/s e rotação de 900 rpm. Turbina Francis espiral dupla, com as seguintes características: queda de 17,3 m, vazão de 2.800 l/s e rotação de 514,3 rpm; os rendimentos podem ser considerados, conforme os já citados.

Já a empresa Turbinas Hidráulicas Santa Rita afirma através de catálogos que fabrica Turbinas Michell-Banki "quase que padronizadas", com variação de 3m de altura de queda, 2 cv. até 20 m, 21 cv. com variações em polias e mancais. Diz também que a empresa está capacitada a atender a vazões entre 0,3 e 5 m³/s e quedas de 3 a 10 m, com Turbinas Francis em caixa aberta. Para quedas de mais de 15 m e pequenas vazões inferiores a 0,1 m³/s, utilizam Turbina Pelton.

A Toshiba do Brasil S/A, oferece Turbinas Michell Banki com potência de até 1.000 kW. E tem instalado na Usina de Tatu, em Limeira, SP, uma Turbina que apresenta as seguintes características: potência de 50 kW, altura de queda líquida 10 m, vazão de 0,5 m³/s e rotação de 400 rpm TIAGO (1986).

A JOMECA, tradicional fabricante de pequenas Turbinas Francis e Pelton, estuda a comercialização de um protótipo de uma turbina Michell Banki para quedas de 10 m e vazão de até 0,3 m³/s. Este projeto procurou-se viabilizar através de convênio entre LHPCH EFEI (Laboratório Hidromecânico de Pequenas Centrais Hidroelétricas, da Escola Federal de Engenharia de Itajubá) e o STIMIC (Secretaria de Tecnologia Industrial do Ministério da Indústria e Comércio) TIAGO (1986).

Estes comentários a respeito de firmas especializadas na produção e comercialização de pequenas turbinas, demonstra que o aspecto negativo em relação as microcentrais, parte, inicialmente, dos próprios fabricantes de turbinas, que em grande parte não estão dispostos a desenvolver e pesquisar novos tipos de rotores, de aplicação em pequenos aproveitamentos, com custos de fabricação menores que os atuais. E por si só, demonstram a necessidade de pesquisas para o desenvolvimento de novos modelos de rotores.

3 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS

El mundo físico descrito por la mecánica clásica es un mundo en el que el tiempo avanza de forma continua y el espacio es euclídeo. En este mundo, las partículas se mueven siguiendo trayectorias bien definidas y las fuerzas actúan de forma instantánea. Sin embargo, la mecánica cuántica introduce una serie de cambios fundamentales en nuestra comprensión de la naturaleza a nivel microscópico.

Capítulo 3

Este capítulo se centra en los fundamentos teóricos de la mecánica cuántica, comenzando con la ecuación de Schrödinger y el concepto de función de onda. Se exploran las propiedades de las ondas y cómo se relacionan con las partículas a través de la dualidad onda-partícula. También se discuten los postulados básicos de la mecánica cuántica y el papel del observador en el proceso de medición.

3.1. INTRODUCCIÓN

La mecánica cuántica es una teoría que describe el comportamiento de la materia a nivel atómico y subatómico. A diferencia de la mecánica clásica, en la que las partículas tienen una posición y un momento bien definidos en todo momento, en la mecánica cuántica, las partículas se describen mediante una función de onda que proporciona probabilidades de encontrarlas en ciertos lugares. Este capítulo introduce los conceptos básicos de la mecánica cuántica, desde la ecuación de Schrödinger hasta el principio de incertidumbre de Heisenberg.

3 - FUNDAMENTOS TEÓRICOS:

O estudo teórico dos rotores das máquinas hidráulicas de fluxo é fundamentada na equação da conservação do momento da quantidade de movimento, obtida do produto vetorial da equação da conservação da quantidade de movimento, equação 3.1, pelo vetor posição \vec{R} .

$$\sum \vec{F}_{VC} = \int_{SC} (\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}) \vec{V} \quad (3.1)$$

Assim, para escoamentos em regime permanente associados a rotores, pode-se escrever a equação 3.2, aplicada a um volume de controle, VC, de uma superfície de controle SC, que envolve o rotor, onde \sum é a soma dos momentos das forças que agem sobre o volume de controle VC e \vec{R} é o vetor posição.

$$\sum \vec{M}_{VC} = \int_{SC} (\rho \vec{V} \cdot d\vec{A}) \vec{V} \wedge \vec{R} \quad (3.2)$$

No desenvolvimento teórico da equação das máquinas hidráulicas são admitidas algumas hipóteses simplificadoras, necessárias para facilitar o tratamento matemático das equações envolvidas. Essas hipóteses levam a uma solução teórica útil, mas que só adquire conotação prática após ser devidamente corrigida por coeficientes empíricos. As hipóteses adotadas são: Escoamento incompressível, Fluido Ideal, Perfil Uniforme de Escoamento, Regime Permanente, Rotor Ideal

3.1 - FUNCIONAMENTO DA TURBINA DE REAÇÃO

Conforme LINSLEY & FRANZINI (1978) pode-se ter uma boa compreensão do funcionamento das turbinas de reação, atentando para o fluxo através de um rotor de escoamento radial fig. 3.1. A velocidade da água na entrada, ao incidir sobre a pá do rotor, é praticamente tangente à extremidade de saída da palheta-guia. A velocidade do bordo de entrada das pás do rotor é $u_1 = \omega \cdot r_1$, onde ω é a velocidade angular do rotor em radianos por segundo. Para melhores condições operacionais, a água ao sair de entre as palhetas-guias deve escoar suavemente para o interior do rotor. Para conseguir esse resultado, a rotação do rotor deve ser tal que a velocidade v_1 da água, relativamente à das pás, seja tangencial a elas. Verifica-se no diagrama das velocidades que a componente tangencial de V_{t1} , na entrada do rotor pode ser calculada como:

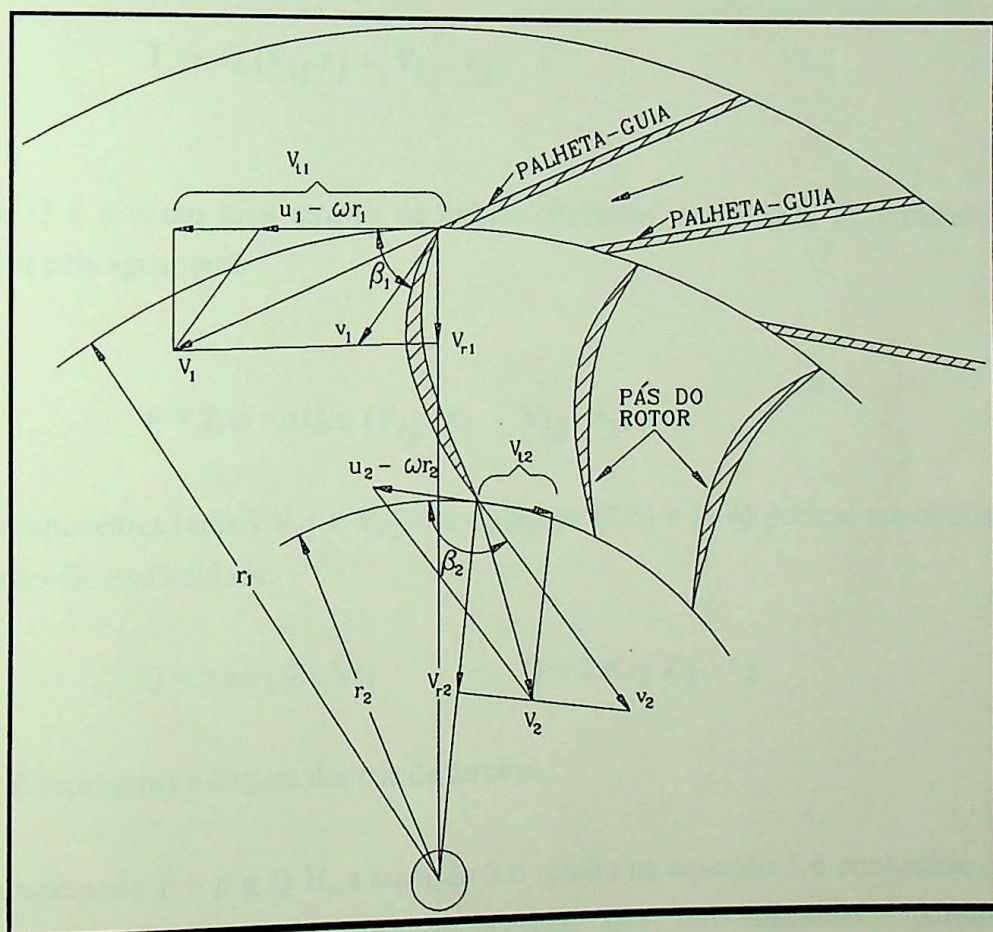


FIGURA 3.1 - Composição de Forças Para Turbina de Reação

$$V_{t1} = \omega \cdot r_1 + V_{r1} \cdot \cot \beta_1 \quad (3.3)$$

Onde V_{r1} é a componente de radial de V_1 .
 β_1 é o ângulo da pá do rotor

Na saída:

$$V_{t2} = \omega \cdot r_2 + V_{r2} \cdot \cot \beta_2 \quad (3.4)$$

O torque T agindo no rotor pode ser calculado pela equação 3.2, fornecendo:

$$T = \rho \cdot Q \cdot (V_{t1} \cdot r_1 - V_{t2} \cdot r_2) \quad (3.5)$$

Onde Q é a vazão total através da turbina. Portanto, a potência P , transmitida à turbina pela água, será:

$$P = T \cdot \omega = \rho \cdot Q \cdot \omega (V_{t1} \cdot r_1 - V_{t2} \cdot r_2) \quad (3.6)$$

As componentes radiais V_{r1} e V_{r2} das equações (3.3) e (3.4) podem ser obtidas da equação da continuidade

$$Q = 2 \cdot \pi \cdot r_1 \cdot Z_1 \cdot V_{r1} \quad \therefore \quad Q = 2 \cdot \pi \cdot r_2 \cdot Z_2 \cdot V_{r2} \quad (3.7)$$

onde Z representa a largura das pás da turbina

E considerando $P = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H$, a equação 3.6 resulta na equação 3.8 conhecida como equação de Euler ou equação fundamental das turbomáquinas, hidráulicas, modalidade motora.

$$H_t = \frac{\omega}{g} (V_{t1} \cdot r_1 - V_{t2} \cdot r_2) \quad (3.8)$$

3.2 - ROTEIRO PARA DIMENSIONAMENTO DE ROTORES DE TURBINAS DE REAÇÃO

Neste ítem utilizar-se-á o roteiro para dimensionamento básico de rotores de turbina de reação apresentado por SOUZA(1981). Para o projeto básico do rotor de reação com pás de simples curvatura, objeto deste trabalho. As limitações do Laboratório Hidromecânico Didático Científico, determinará a escolha da vazão, da altura de queda e rotação para o cálculo do modelo da turbina. A seguir apresenta-se o roteiro para o projeto.

3.3.1 - Trabalho Específico

$$Y = H \cdot g \quad (3.9)$$

onde:

Y: Trabalho específico da máquina de fluxo em J/Kg

H: Altura Efetiva de queda em m

g: aceleração da gravidade em m/s^2

3.3.2 - Determinação da Rotação Específica

A rotação específica, segundo ADDISON (1932). é a razão da semelhança entre as máquinas de fluxo, ou seja, para que duas máquinas sejam semelhantes, basta que apresentem semelhança geométrica e que operem com a mesma rotação específica. A rotação específica pode ser expressa pela seguinte equação:

$$n_{qA} = 10^3 n \frac{Q^{0,5}}{(H \cdot g)^{3/4}} \quad (3.10)$$

onde:

H g: Trabalho específico, em J/Kg

n: Rotação, em rps

Q: Vazão, em m³/s

g: aceleração da gravidade, em m/s²

Segundo BOVET, Apud em MACINTYRE (1983) o n_{qA} pode ser obtido pelas relações apresentadas por ele.

$$n_{qA} = \left(30 \frac{D5e}{D4i}\right)^{1,5} \quad (3.11)$$

onde:

D5e: Diâmetro externo de saída do rotor, em metros

D4i: Diâmetro de entrada do rotor, em metros

Segundo SOUZA (1984) a relação entre o diâmetro médio de entrada do rotor e o diâmetro externo de saída do rotor determina a tendência do mesmo demonstrado através de uma equação empírica representada por gráfico.

$$n_{qA} = f\left(\frac{D4m}{D5e}\right) \quad (3.12)$$

onde:

f: É a função dada em gráfico

D4m é o diâmetro médio de entrada do rotor, é obtido por:

$$D4m = \frac{D4i + D4e}{2} \quad (3.13)$$

sendo:

D_{4i} : Diâmetro interno de entrada no rotor

D_{4e} : Diâmetro externo do rotor

D_{5e} : Diâmetro externo de saída do rotor

SOUZA Z, (1991) ainda apresenta a seguinte expressão, para a obtenção da rotação específica:

$$n_{qA} = 0,165 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qA}^2 - 0,835 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qA} + 2,017 \quad (3.14)$$

Neste trabalho é adotada a média dos valores encontrados através dos métodos citados, pelas equações 3.10, 3.11, 3.12, 3.13, 3.14.

3.3.3 - Rotação

Considerando-se a aceleração da gravidade, g , constante e igual a $9,81 \text{ m/s}^2$ na equação 3.10, obtem-se a rotação específica, n_{qt} , no sistema técnico de unidade, dado por:

$$n_{qt} = n \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (3.15)$$

onde:

n : Rotação, em rpm

Q : Vazão, em m^3/s

H : Altura de queda útil, em m

Relacionando as unidades de cada termo das equações 3.10 e 3.15, respectivamente para os sistemas internacional e técnico, resulta na relação a seguir:

$$n_{qA} = 3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \quad (3.16)$$

Assim, explicitando a rotação, n, da expressão 2.16, obtém-se:

$$n = \frac{n_{qA}}{3} H^{0,75} \cdot Q^{-0,5} \quad (3.17)$$

Neste trabalho a rotação é adotada pela média dos valores encontrados através da equação 3.17, onde o n_{qA} é obtido através das equações 3.10, 3.11, 3.12, 3.13, 3.14. Considerando-se a rotação média em relação a rotação específica, para o cálculo do rotor.

3.3.4 - Vazão:

Como neste caso a variação é muito pequena e tendo em vista os efeitos do atrito, considera-se a vazão em relação ao triângulo de velocidades, na saída do rotor, portanto têm-se:

$$\operatorname{tg} \beta \cdot 5_e = \frac{C_{m5}}{U_{5e}} \quad (3.18)$$

$$\operatorname{tg} \beta \cdot 5_e = \frac{4 \cdot Q \cdot 60}{(\pi \cdot D^2 \cdot 5_m)(\pi \cdot D \cdot 5_m) \cdot n} \quad (3.19)$$

$$\operatorname{tg} \beta \cdot 5_e = 24,32 \cdot \frac{Q}{n \cdot (D^3 \cdot 5_m)} \quad (3.20)$$

$$Q = \frac{(D^3 \cdot 5_m) \cdot \operatorname{tg} \beta}{24,32} \cdot n \quad (3.21)$$

onde:

- β : É o ângulo de saída externo do rotor
 D_{5m} : É o diâmetro médio externo do rotor, em m
 n : Rotação, em rpm
 C_m : Componente meridional, em m/s
 U : Componente tangencial, em m/s

3.3.4.1 Cálculo da componente meridional

$$Q = C_m \cdot S \cdot f_e \quad (3.22)$$

$$Q = C_m \cdot \pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot f_e \quad (3.23)$$

onde:

- D_4 É o diâmetro de entrada do rotor, em m
 f_e : Fator de estrangulamento, em m
 b_4 Altura das pás do rotor, em m

Sendo o fator de estrangulamento dado por:

$$f_e = \frac{t - e}{t} \quad (3.24)$$

onde:

- t : É o passo ou distância entre as pás do rotor, em m
 e : A espessura das pás, em m

O passo t é dado por:

$$t = \frac{\pi \cdot D}{Z} \quad (3.25)$$

onde:

D: diâmetro médio do rotor, em m

Z: número de pás do rotor

A espessura é dada pela seguinte fórmula:

$$e = \frac{s}{\text{sen}\beta} \quad (3.26)$$

onde:

s: É a espessura da pá, em m

β : São os ângulos de entrada e saída das pás do rotor

Resultando em:

$$C_m = \frac{Q}{\pi \cdot D_4 \cdot b_4 \cdot f_e} \quad (3.27)$$

3.3.4.2 - Cálculo da componente tangencial

$$U = \pi \cdot D_4 \cdot n \quad (3.28)$$

onde:

D_4 : É o diâmetro de entrada do rotor, em m

n: É a rotação, em rps

3.3.5 - Altura Efetiva

$$Ypá_{\infty} = U_4 \cdot Cu_4 \quad (3.29)$$

$$\eta_i = \eta_t / \eta_m \quad (3.30)$$

$$Ypá = Ypá_{\infty} / \eta_i \quad (3.31)$$

$$H = Ypá / g \quad (3.32)$$

onde:

H = Altura Efetiva, m

Ypá = Trabalho Específico do Rotor, J/Kg

Ypá_∞ = Trabalho Específico do Rotor tendendo ao Infinito

η_i = Rendimento Interno, %

η_t = Rendimento Total, %

η_m = Rendimento Mecânico, %

g = Aceleração da gravidade, m/s²

4 - ANÁLISE EXPERIMENTAL

O estudo de caracterização de uma substância química, é feito através de técnicas experimentais que permitem a obtenção dos dados de identificação dessa substância de acordo com a literatura. O estudo de caracterização de uma substância química, é feito através de técnicas experimentais que permitem a obtenção dos dados de identificação dessa substância de acordo com a literatura.

Capítulo 4

A primeira parte do trabalho experimental está relacionada com a obtenção dos dados de caracterização de uma substância química. O estudo de caracterização de uma substância química, é feito através de técnicas experimentais que permitem a obtenção dos dados de identificação dessa substância de acordo com a literatura.

Uma primeira fase de trabalho experimental, no estudo de caracterização de uma substância química, é a obtenção dos dados de caracterização de uma substância química. O estudo de caracterização de uma substância química, é feito através de técnicas experimentais que permitem a obtenção dos dados de identificação dessa substância de acordo com a literatura.

4.1 - DESCRIÇÃO DO BANDO DE FRASES DO LABORATÓRIO

O Laboratório de Química Orgânica, do Instituto de Química, da Universidade Federal de Goiás, possui um banco de frases de referência de substâncias químicas, que são utilizadas para a identificação de uma substância química.

4 - ANÁLISE EXPERIMENTAL

O estudo do comportamento de uma turbina hidráulica, é feito em uma montagem experimental que permite a obtenção dos parâmetros hidráulicos dados pelos pares de valores: vazão Q e a altura H (Potência Hidráulica) e dos parâmetros mecânicos dados através da rotação e do torque (Potência Mecânica). A relação entre as potências mecânica e hidráulica determina o rendimento da turbina.

O comportamento de turbinas hidráulicas é definido através da combinação de análises teóricas e experimentais destas máquinas, trabalhando sob diversas condições de funcionamento.

A realização da parte experimental deste trabalho foi feita no Laboratório Hidromecânico Didático Científico (LHDC) do Departamento de Mecânica da Escola Federal de Engenharia de Itajubá.

Nesta primeira fase as análises experimentais, no rotor de reação com pás de simples curvatura, já construído, foram feitas em duas etapas. A primeira foi o ensaio com a abertura do distribuidor constante em máximo valor e a carga variável definindo assim, através do campo básico de funcionamento, o ponto de funcionamento do rotor. Na segunda etapa procedeu-se ao ensaio do campo básico de funcionamento, com carga constante e com o distribuidor em várias aberturas, que tem como objetivo a definição das condições ótimas de funcionamento do rotor ensaiado.

4.1 - DESCRIÇÃO DO BANCO DE ENSAIOS DO LABORATÓRIO HIDROMECAÊNICO DIDÁTICO - CIENTÍFICO (L.H.D.C):

O Laboratório Hidromecânico Didático - Científico L.H.D.C, denominado Laboratório Richard Bran, Professor da EFEI e pioneiro no ensino de Máquinas de Fluxo no Brasil. É o laboratório de máquinas hidráulicas da EFEI, com finalidades

didáticas e científicas e constitui-se em um dos mais completos Laboratórios do Brasil nessa área. O laboratório tem como objetivo principal fornecer condições para o desenvolvimento de recursos técnicos e de capacitação profissional na área de pesquisas e desenvolvimento de turbinas hidráulicas a serem utilizadas em Pequenas Centrais Hidroelétricas - PCH.s. Especificamente, este estudo está dirigido às micro-centrais hidrelétricas, potências até 100 kW, visando aumentar o campo de aplicação de tipos de rotores já produzidos no mercado, para atender principalmente às necessidades energéticas em regiões não interligadas ao sistema nacional.

A figura 4.1 mostra uma perspectiva do circuito geral de alimentação que é constituído por um grupo motobomba elétrico de 30 kW de potência com variação de velocidade obtida através de acoplamento hidrocínético. A motobomba permite simular quedas efetivas de 0 a 30 m.c.a e fornece vazões de 0 a 140 l/s.

Este circuito principal pode alimentar um grupo gerador de 5 kW de potência, composto de turbina de reação, regulador de velocidade, volante e gerador interligado e quadro de comandos para ensaios em paralelo com a rede ou em carga independente. Alternativamente o circuito geral pode alimentar turbina com rotor tipo Francis ou Hélice para ensaios de campo de funcionamento com auxílio de freio elétrico. O circuito dispõe de moderno equipamento de medidas eletro-mecânicas.

Uma descrição sucinta do funcionamento do circuito pode ser expressa da seguinte maneira: a bomba succiona água do tanque de alimentação recalçando-a para o tanque de pressão, que alimenta o duto de adução da turbina. A água após passar pela turbina vai para a tubulação de retorno, alimentando um canal de vidro em direção ao tanque de alimentação.

As medidas relativas a altura efetiva são obtidas no duto de adução e sucção da turbina, e as medidas de vazão são obtidas no encanamento de medidas, localizado entre o tanque de pressão e a bancada de testes da turbina, que contém um medidor Venturi.

4.1.1 - MONTAGEM PARA ENSAIOS DA TURBINA DE PÁ DE SIMPLES CURVATURA:

A figura 4.2 mostra o banco de ensaios de turbinas que é constituído pela seção de ensaios com caixa espiral, onde é montado o rotor para ensaios. Na figura 4.2 estão

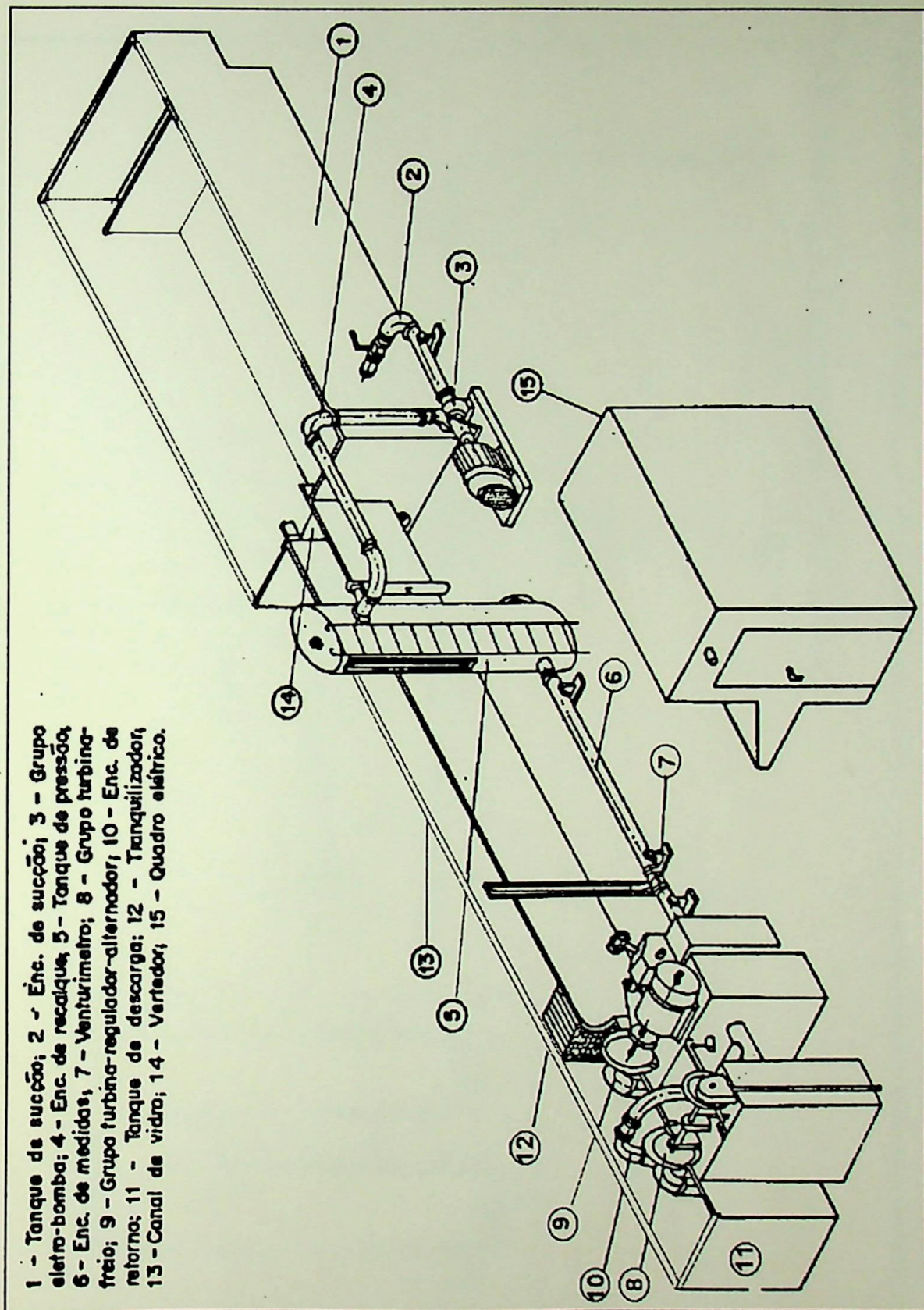


FIGURA 4.1 - LABORATÓRIO HIDROMECAÊNICO DIDÁDICO - CIENTÍFICO

representados os principais pontos de medida para o levantamento do campo básico de funcionamento da turbina de pá de simples curvatura. A altura de queda líquida é medida na entrada da turbina no ponto 1. Neste ponto é feita a tomada de pressão através do anel piezométrico (AP), que é medida por manômetro de colunas de mercúrio.

A simulação de carga da turbina é obtida através do freio eletrodinamométrico que funciona como um gerador, sendo auxiliado por resistências líquidas e elétricas. A rotação do freio eletrodinamométrico é medida, com tacômetro ótico digital no eixo - árvore da turbina, enquanto que o momento de frenagem é medido através da força (F) exercida pelo braço de alavanca (B) sobre uma balança digital.

A distância Z entre o ponto 1 e o 0 (zero) do piezômetro é constante e conhecida. A altura X entre o 0 (zero) do piezômetro e o nível do tanque de jusante é medida na escala do piezômetro. As figuras numeradas de 4.3 a 4.8 ilustram o ensaio e os aparelhos usados para medição.

4.1.2 - OBJETIVO DO ENSAIO DE CAMPO BÁSICO DE ALTURAS VARIÁVEIS:

Este ensaio tem como objetivo, o levantamento do campo básico de funcionamento de um rotor de reação com pá de simples curvatura, permitindo uma análise da faixa de altura H, vazão Q e rotação n na qual se situa o rotor que está sendo ensaiado. Este campo básico de funcionamento, para o distribuidor α mantido totalmente aberto, se refere a vazão Q versus rotação n com alturas H variáveis e fornece um diagrama que é conhecido como "diagrama de colinas". A partir deste campo serão determinadas as condições de funcionamento para o rotor ensaiado.

4.1.3 - INSTRUMENTAÇÃO:

Para os testes do levantamento do diagrama de colinas da turbina, foram utilizados os seguintes aparelhos e instrumentos de medidas:

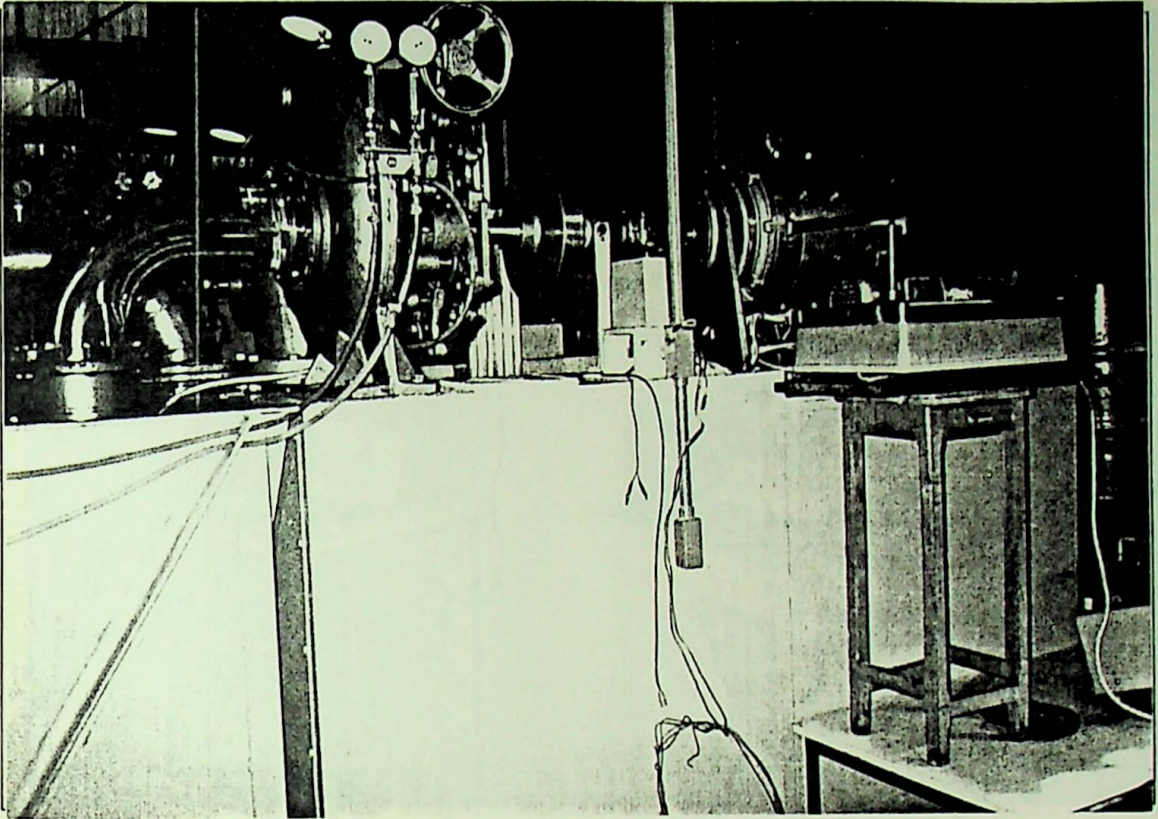


Figura 4.3 - Foto da Vista Geral da Bancada de Testes

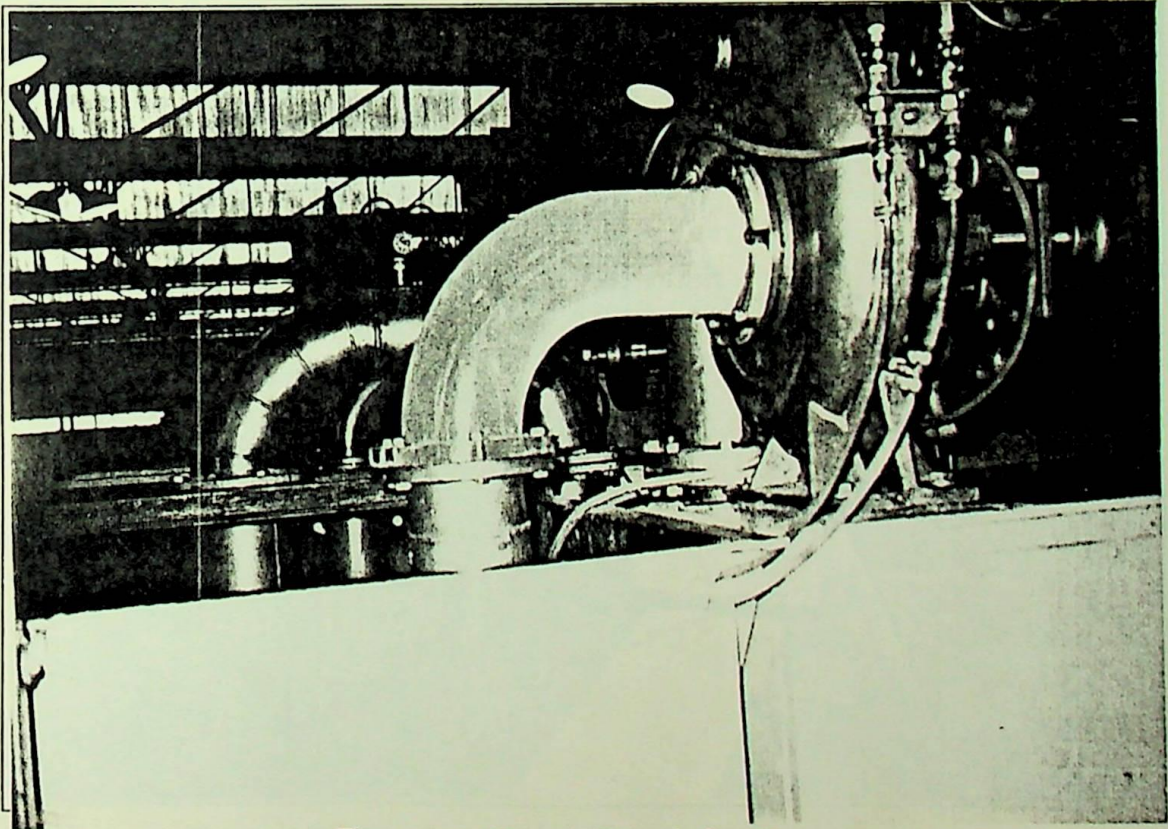


Figura 4.4 - Foto do Duto de Sucção

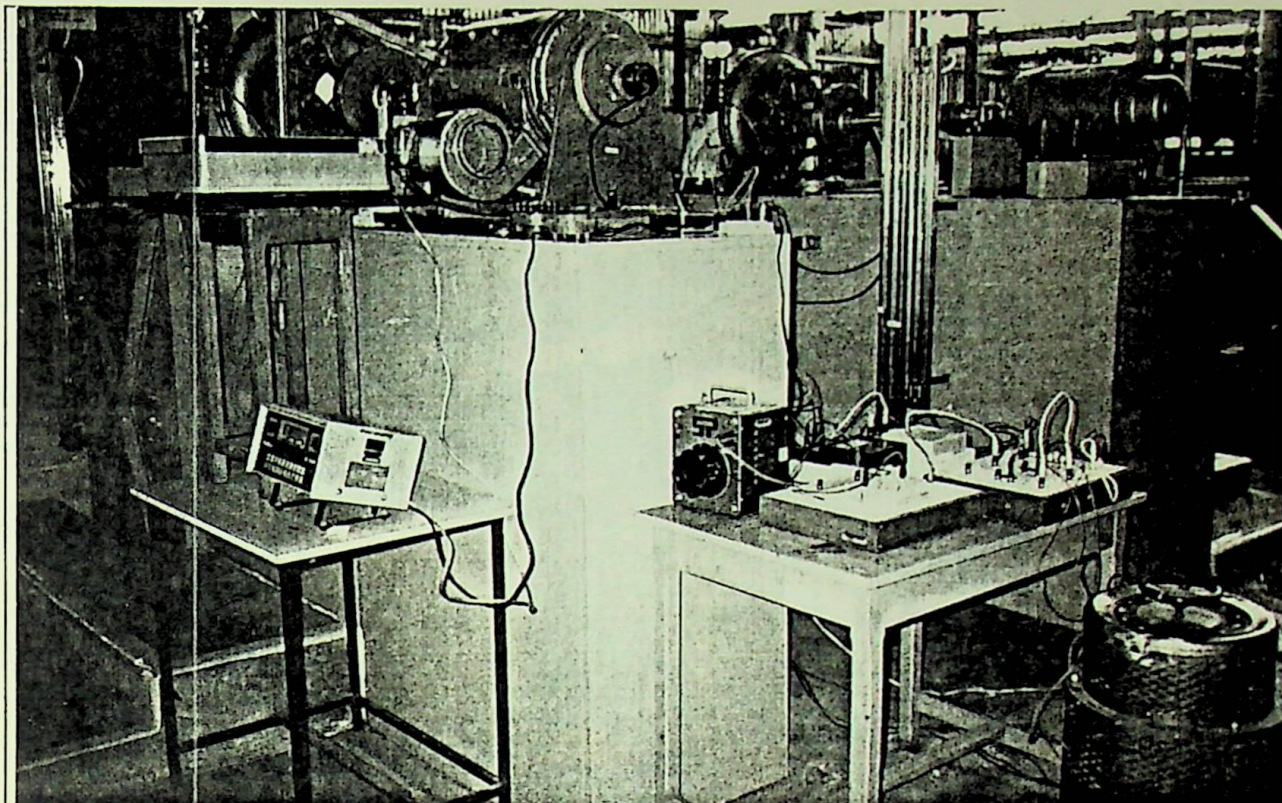


Figura 4.5 - Foto da Montagem da Aparelhagem de Medição

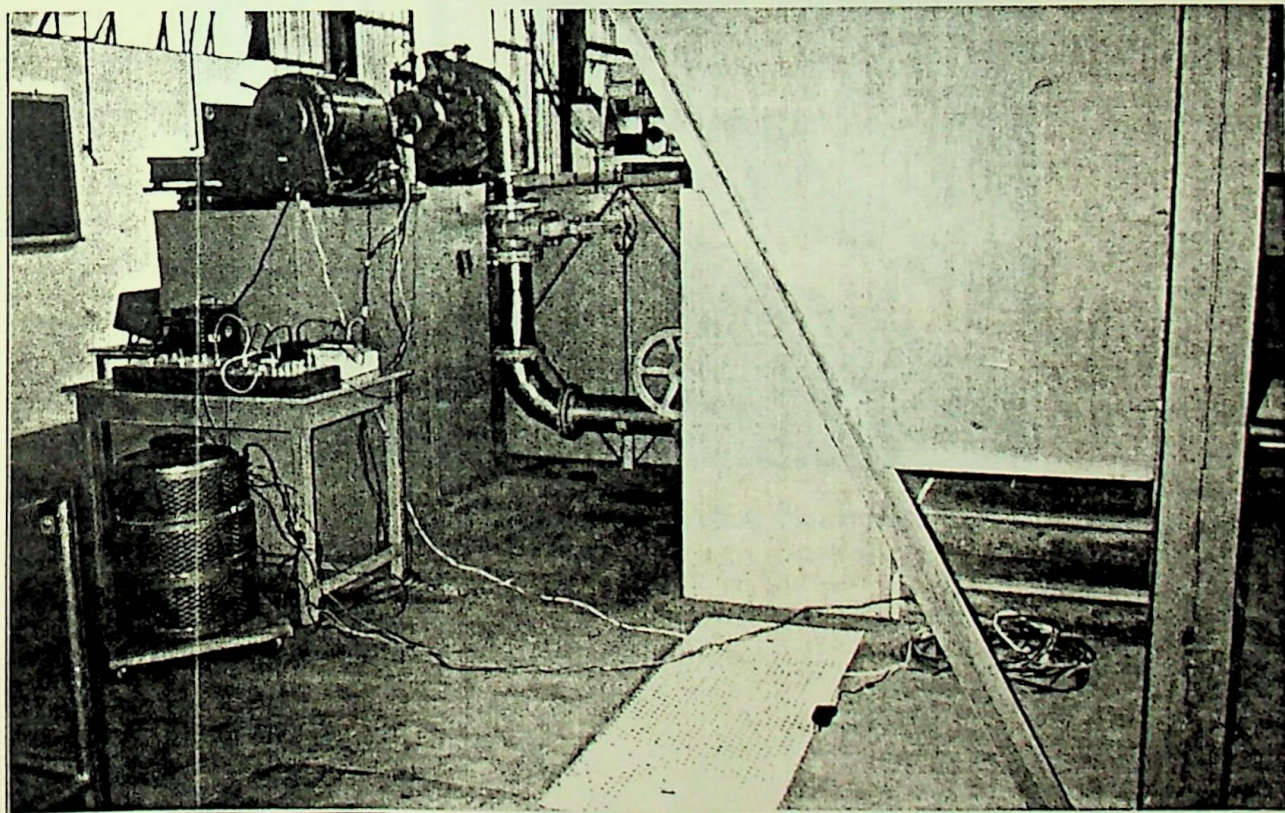


Figura 4.6 - Foto da Montagem da Aparelhagem de Medição

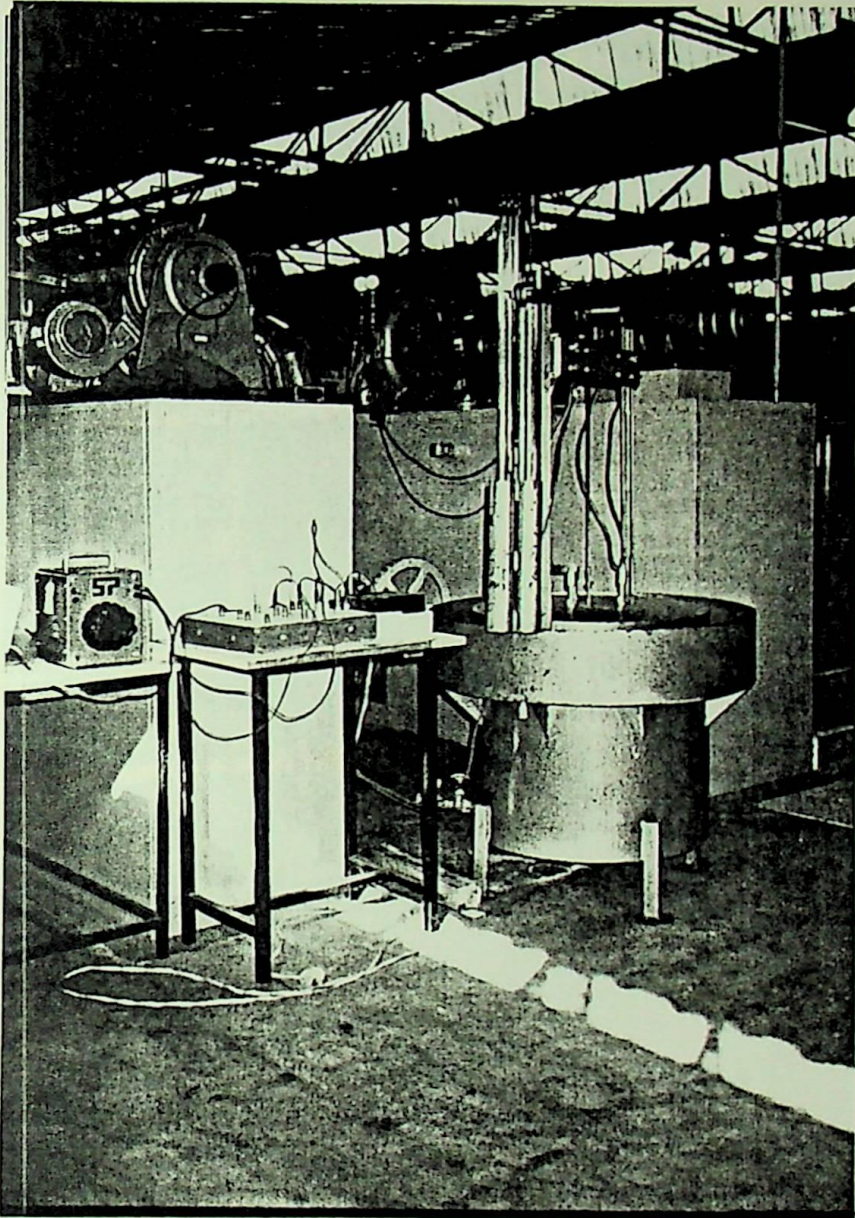


Figura 4.7 - Foto da Montagem da Aparelhagem de Medição

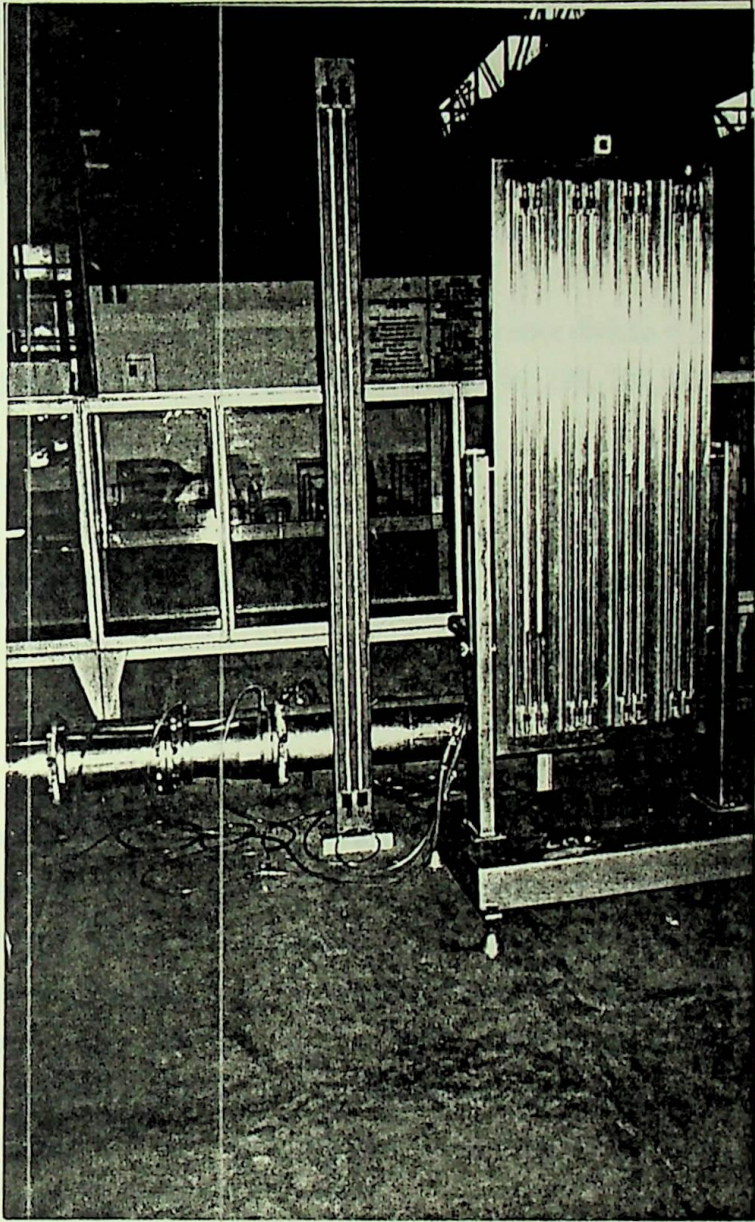


Figura 4.8 - Foto do Venturi e Manômetros de Mercúrio e Água

- Freio Eletrodinamométrico OERLIKON - Tipo 55 - C4, iex 6A, Rotação: 0 - 4000 rpm, Potência 20 cv
- Manômetro do tipo U de mercúrio - Fabricante: Engecon, Projeto EFEI, fundo de escala: 1300 mm, menor divisão 1 mm
- Tacômetro - Fabricante: Microtest, modelo L25 Quartzo, série C21, erro de 5 rpm
- Venturi - Fabricante: Engecon, Projeto: EFEI, segundo a norma NF x 10 - 101 - Measure des Début Instantâneas des Fluides, que corresponde a ISO 5167, França, vazão de 0 a 0,340 m³/s
- Balança digital - Fabricante: Filizola, 20 Kg. menor divisão = 100 g
- Pesos padronizados aferidos de 5, 10, 20, 50, 80, 100, 200, 500, 1000, 1500 e 6500 gramas

4.1.4 - SEQÜÊNCIA DE CÁLCULOS:

4.1.4.1 - Vazão:

A vazão é obtida através de um medidor tipo Venturi construído com base na norma DIN como o número de Reynolds do escoamento é maior que 10⁵, o regime de escoamento é fracamente turbulento, adota-se um valor constante para, o coeficiente de vazão Cv. Verificada entre o projeto e devido á diferenças verificadas entre o projeto e a construção foi necessário obter um coeficiente de correção, Cc, por meio de calibração. O Laboratório Hidromecânico Didático Científico mantém o medidor devidamente calibrado, fornecendo o valor corrigido para o produto M x cc, conhecido como eficiência do Venturi.

A expressão da vazão é representada por:

$$Q = C_v \cdot E \cdot S \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot \Delta h} \quad (4.1)$$

Para o Venturi o LHDC tem-se os seguintes dados:

Cv= coeficiente de vazão - 0,986

E = Coeficiente de Aproximação - 1,25

S= área - m²

D= diâmetro - 0,13943 m

g = aceleração da gravidade - $9,785 \text{ m/s}^2$

ΔH = grandeza obtida no manômetro de água - m.c.a

Valores esses que substituídos na equação 4.1, fornecem a seguinte expressão simplificada para a vazão:

$$Q = 0,083356 \sqrt{\Delta H} \quad (4.2)$$

4.1.4.2 - Altura de queda efetiva: H

A obtenção da altura de queda efetiva se dá pela diferença de pressão entre os pontos 1 e 2 da seção de ensaio da turbina, representados na figura 4.2.

No ponto 1, entrada da turbina, a carga é calculada pela equação de Bernoulli que resulta na expressão:

$$H_1 = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} + Z_1 \quad (4.3)$$

No ponto 2, na entrada do tubo de sucção, é calculada pela expressão:

$$H_2 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (4.4)$$

Onde:

$\frac{P}{\gamma}$ → Carga estática

$\frac{v^2}{2 \cdot g}$ → Carga dinâmica

Z → Carga de Posição

Igualando-se as expressões (4.3) e (4.4) resulta na expressão que fornece a carga na entrada da turbina, ou seja:

$$H = \frac{P_1 - P_2}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2 \cdot g} + Z_1 - Z_2 \quad (4.5)$$

Considerando:

$$P_2 = P_3 = P_{atm} = 0 \text{ (pressão relativa)}$$

$$z_2 = 0 \text{ (linha de referência)}$$

A expressão (4.5) resulta em:

$$H = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{v_1^2 - v_2^2}{2g} + z_1 \quad (4.6)$$

Para o banco de ensaios mostrado na figura 4.2 tem-se:

$$Z_1 = Z + X \quad (4.7)$$

onde:

Z = Diferença de altura entre o anel piezométrico e o zero da escala do piezômetro,

Z = 0,0150 metros, e;

X = Altura medida entre o zero da escala do piezômetro e o nível de jusante da turbina

Substituindo-se (4.7) na expressão (4.6) vem:

$$H = \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2 - V_2^2}{2g} + Z + X \quad (4.8)$$

onde as velocidades V_1 e V_2 , são dadas por :

$$V_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_1^2} \quad (4.9)$$

$$V_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot D_3^2} \quad (4.10)$$

Sendo:

V_1 e V_2 - Velocidades nas seções 1 e 2 - m/s -

Q - Vazão obtida no Venturi, calculada pela expressão (4.2) - m³/s

D_1 e D_2 - Diâmetro das tubulações, que nesse caso são dados:

$$D_1 = 0,150 \text{ m}$$

$$D_2 = 0,250 \text{ m}$$

Altura referente a carga estática na seção 1: $\frac{P_1}{\gamma}$

De acordo com o manômetro de coluna de mercúrio, mostrado na figura 4.2, a altura de carga estática, é calculada, aplicando-se a equação da estática dos fluidos da seguinte forma:

$$P_1 - \gamma_a \cdot (h_1 - y) + \gamma_{hg} \cdot h_1 - \gamma_{hg} \cdot h_2 - \gamma_a \cdot h_3 = P_{atm} = 0$$

$$P_1 = \gamma_a \cdot h_1 - \gamma_a \cdot y - \gamma_{hg} \cdot h_1 + \gamma_{hg} \cdot h_2 - \gamma_a \cdot h_3$$

$$P_1 = -h_1 \cdot (\gamma_{hg} - \gamma_a) + \gamma_{hg} \cdot h_2 - \gamma_a \cdot y + \gamma_a \cdot h_3$$

$$\frac{P_1}{\gamma} = \frac{\gamma_{hg}}{\gamma_a} \cdot h_2 - h_1 \left(\frac{\gamma_{hg} - \gamma_a}{\gamma_a} \right) + \frac{\gamma_a}{\gamma_a} \cdot h_3 - \frac{\gamma_a}{\gamma_a} \cdot y$$

Como os pesos específicos são:

$$\gamma_{hg} = 13,6 \cdot 10^3 \text{ Kgf/m}^3 \quad \therefore \quad \gamma_a = 1 \cdot 10^3 \text{ Kgf/m}^3$$

A expressão acima resulta em na altura de queda estática em m.c.a no ponto 1 que e dado por:

$$\frac{P_1}{\gamma} = 13,6 \cdot h_2 - 12,6 \cdot h_1 + h_3 - y \quad (3.11)$$

Sendo:

h_1, h_2 e h_3 - medidas obtidas no manômetro de colunas, figura 4.2 - m -

y - valor medido figura 4.2 m

$y = 0,811$ m

4.1.4.3 - Potência hidráulica - P_h

A potência hidráulica disponível na entrada da turbina é dada pela seguinte expressão:

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-3} \quad (4.12)$$

onde:

P_h = potência hidráulica, dada em kW

ρ = massa específica da água, dada em kgf/m^3

g = aceleração da gravidade, dada em m/s^2

Q = vazão, dada em m^3/s

H = altura de queda líquida, dada em m

4.1.4.4 - Potência de eixo no freio : P_e

A potência P_e é obtida pelo produto do momento pela rotação, impostas ao freio eletrodinamométrico. A rotação em rpm é medida por um tacômetro ótico manual e o torque é obtido pelo produto do comprimento do braço (b) pela força (F) por ele exercida em uma balança digital, conforme mostra figura 4.2

Sendo:

$$P_e = M \cdot \omega \quad (4.13)$$

onde:

$$\omega - \text{é a velocidade angular calculada por } \omega = 2\pi \cdot n \quad (4.13.1)$$

$$M - \text{é o momento exercido pelo freio é dado por } M = F \cdot b \quad (4.13.2)$$

Assim sendo resulta que:

$$P_e = F \cdot b \cdot 2\pi \cdot n \quad (4.14)$$

sendo n , a rotação medida, em r.p.s

Assim, substituindo (4.14) em (4.13) tem-se que a potência dissipada no eixo do freio é dada por:

$$Pe = F \cdot g \cdot b \cdot 2\pi \cdot \frac{n}{60} \cdot \frac{1}{1000} \quad (4.15)$$

Onde:

F: É a força medida na balança em kgf

Pe: Potência de eixo no freio em kW

b: Distância entre aplicação da força e o eixo do freio em m

g: Aceleração da gravidade em m/s^2

n: Rotação por minuto em rpm

M: Momento do conjugado dado por kgf.m

ω : Velocidade rotacional em rad/s

No caso específico da instalação do LHDC tem-se:

B= 0,49 m.

Assumindo a aceleração da gravidade como sendo $g=9,81 m/s^2$, a expressão (4.15) fica reduzida a:

$$Pe = \frac{F \cdot b \cdot n}{973,42} \quad (4.16)$$

4.1.4.5 - Rendimento total da turbina :

O rendimento total da turbina é dado pela relação entre a potência gerada pela mesma, dissipada no freio eletrodinamométrico e a potência hidráulica consumida, ou seja:

$$\eta_t = \frac{Pe}{Ph} \cdot 100 \quad (4.17)$$

onde:

η_t : Rendimento %

Pe: Potência de eixo kW

Ph: Potência hidráulica kW

4.1.5 - SEQUÊNCIA DE OPERAÇÕES, PARA O ENSAIO COM O DISTRIBUIDOR, A ABERTURA CONSTANTE E A CARGA VARIÁVEL:

A primeira fase do ensaio foi realizada com o distribuidor da turbina todo aberto, sendo ajustado, através do variador de velocidades, a pressão desejada na entrada da turbina.

A rotação pode ser variada através de resistências líquidas e elétricas ligadas ao freio eletrodinamométrico. Obtida a rotação procede-se as leituras referentes a altura de queda efetiva h_1 e h_2 , no manômetro de colunas de mercúrio, em seguida mede-se a vazão através das leituras h_3 e h_4 no manômetro de água ligado ao Venturi, e as leituras da altura X no piezômetro, da rotação do eixo - árvore da turbina e da força F no braço do freio demonstrados na fig.4.2.

Com os valores lidos, calculam-se a vazão, a altura de queda disponível, a potência hidráulica, a potência de eixo e o rendimento total da turbina, que são utilizados para o elaboração do campo básico de funcionamento, com vazão Q versus rotação n , para abertura do distribuidor α mantida constante. Os valores lidos e calculados para essa primeira etapa são apresentadas na tabela 1 e tabela 2 do anexo.

4.1.6 - CAMPO BÁSICO DE FUNCIONAMENTO COM O DISTRIBUIDOR, A ABERTURA CONSTANTE E A CARGA VARIÁVEL:

O procedimento para a construção do campo básico de funcionamento foi realizado da seguinte maneira constroe-se um gráfico com os valores da vazão Q calculada, versus a rotação n , lida, para cada altura de queda variável e um gráfico, auxiliar, com os valores de rendimento da turbina η_t calculado, versus rotação n , lida, referente á mesma altura de queda. Os pontos de mesma eficiência foram transpostos do gráfico auxiliar para o gráfico principal da vazão Q calculada, versus, rotação n , lida, isto para cada altura de queda ensaiada. Com os pontos de rendimentos marcados relativamente às diversas quedas, torna-se assim possível o traçado das curvas de iso-rendimentos, formando assim a denominada curva de colina da turbina hidráulica. A figura 3.9 mostra o resultado desse tipo de diagrama obtido no ensaio da turbina. O

ponto de funcionamento do rotor irá definir a faixa de funcionamento da turbina para a melhor altura de queda útil mostrado na figura 4.9

Assim, torna-se possível proceder a segunda fase das análises, isto é, fazer o ensaio do campo básico do rotor para obtenção das condições ótimas a partir dos pontos já definidos.

4.2 - ENSAIO DA TURBINA DE PÁ DE SIMPLES CURVATURA PARA ALTURA CONSTANTE COM VARIAÇÃO DO DISTRIBUIDOR

4.2.1 - BANCO DE ENSAIOS DA TURBINA DE PÁ DE SIMPLES CURVATURA:

A figura 4.2 mostra o banco de ensaios de turbinas que é constituído pela seção de ensaios com caixa espiral, onde é montado o rotor para ensaios. Na figura 4.2 estão representados os principais pontos de medida para o levantamento do campo básico de funcionamento da turbina de pá de simples curvatura. A altura de queda líquida é medida na entrada da turbina no ponto 1. Neste ponto é feita a tomada de pressão através do anel piezométrico (AP), que é medido pelo manômetro de colunas de mercúrio.

A simulação da carga da turbina é obtida através do freio eletrodinamométrico, que funciona como um gerador, auxiliado por resistências líquidas e elétricas. A rotação do freio eletrodinamométrico é medida com tacômetro ótico digital no eixo - árvore da turbina, enquanto que o momento de frenagem do freio é medido através da força (F) exercida pelo braço de alavanca (B) sobre uma balança digital.

A distância Z entre o ponto 1 e o 0 (zero) do piezômetro é constante e conhecida. A altura X entre o 0 (zero) do piezômetro e o nível do tanque de jusante é medido na escala do piezômetro.

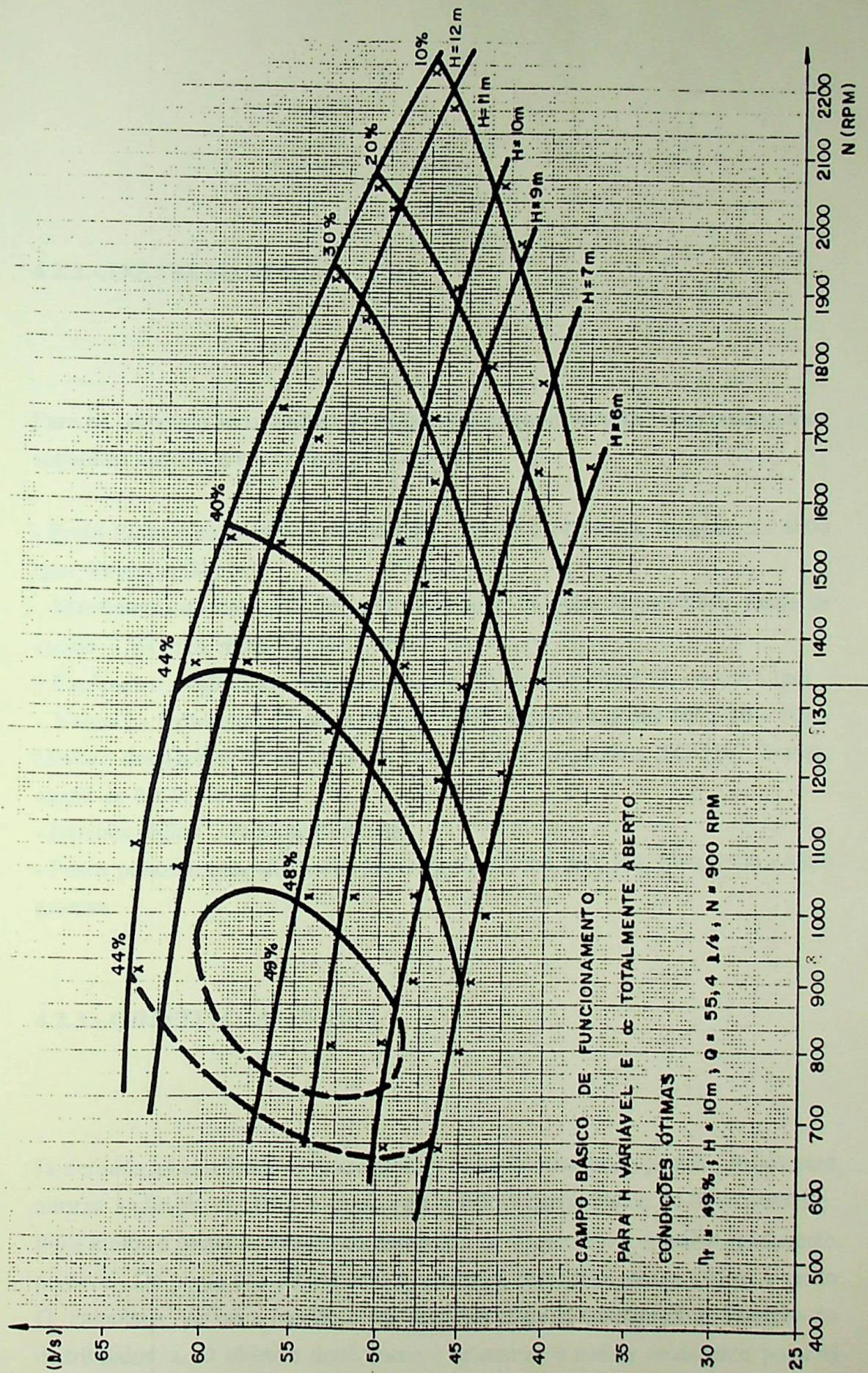


Figura 4.9 - Campo Básico de Funcionamento Para H Variável e Distribuidor α Totalmente Aberto

4.2.2.-.INSTRUMENTAÇÃO

Para os testes do levantamento do diagrama de colinas da turbina, foram utilizados os seguintes aparelhos e instrumentos de medidas:

- Freio Eletrodinamométrico OERLIKON - Tipo 55 - C4, iex 6A, Rotação: 0 - 4000 rpm, Potência 20 cv
- Manômetro do tipo U de mercúrio - Fabricante: Engecon, Projeto EFEI, fundo de escala: 1300 mm, menor divisão 1 mm
- Tacômetro - Fabricante: Microtest, modelo L25 Quartzo, série C21, erro de 5 rpm
- Venturi - Fabricante: Engecon, Projeto: EFEI, segundo a norma NF x 10 - 101 - Measure des Débuts Instantâneas des Fluidez, que corresponde a ISO 5167, França, vazão de 0 a 0,340 m³/s
- Balança digital - Fabricante: Filizola
- Pesos padronizados aferidos de 5, 10, 20, 50, 80, 100, 200, 500, 1000, 1500 e 6500 gramas

4.2.3.-.OBJETIVO DO ENSAIO.

Já definida as condições de funcionamento da turbina através do primeiro ensaio para alturas variáveis, foi feito o ensaio para definir o campo básico de funcionamento. Para a altura ótima e variação do distribuidor α , visando obter o melhor rendimento possível. De posse dos valores lidos e calculados, desenha-se em um gráfico a vazão Q , calculada, versus a rotação n lida para uma altura H constante com variação do distribuidor α . O objetivo deste ensaio é determinar o melhor rendimento possível para esta turbina. A partir deste diagrama de colinas serão determinadas as condições ótimas de funcionamento do rotor.

4.2.4-. SEQÜÊNCIA DE CÁLCULOS

4.2.4.1 - Vazão:

A vazão é obtida através de um medidor tipo Venturi da mesma maneira descrita no item 4.1.4.1, do ensaio anterior é dado pela expressão 4.2.

4.2.4.2 - Altura de queda efetiva: H

A obtenção da altura de queda efetiva se dá pela diferença de pressão da mesma maneira descrita no item 4.1.4.2, do ensaio anterior é dado pela expressão 4.8 e 4.11.

4.2.4.3 - Potência Hidráulica - Ph

A potência hidráulica disponível na entrada da turbina é obtida da maneira descrita no item 4.1.4.3 , do ensaio anterior é dado pela expressão 4.12.

4.2.4.4 - Potência de eixo no freio: Pe

A potência Pe é obtida pelo produto do momento pela rotação, impostas ao freio eletrodinamométrico. é obtida da maneira descrita no item 4.1.4.4 do ensaio anterior é dado pela expressão 4.16

4.2.4.5 - Rendimento total da turbina :

O rendimento total da turbina é obtido da maneira descrita no item 4.1.4.5 do ensaio anterior é dado pela expressão 4.17.

4.2.5 - SEQUÊNCIA DE OPERAÇÕES

O segundo ensaio foi feito para a altura de queda constante já definida no primeiro ensaio. Através do variador de velocidades coloca-se a pressão constante na entrada da turbina, sendo ajustada a altura de queda pelo manômetro de colunas de mercúrio demonstrado na figura 4.2. Através da variação do distribuidor são obtidas as leituras da altura das colunas no manômetro de mercúrio h_1 e h_2 , da vazão medida no Venturi h_3 e h_4 , da altura X do piezômetro, da rotação n no eixo-árvore da turbina e da força (F) do braço (b) do freio. Com os valores lidos, calcula-se a vazão, a potência hidráulica, a potência de eixo e o rendimento da turbina que são utilizados para o elaboração do campo básico de funcionamento para a vazão Q calculada versus rotação n lida com altura de queda H sendo mantida constante e abertura do distribuidor α variável.

3.2.6 - CAMPO BÁSICO DE FUNCIONAMENTO COM O DISTRIBUIDOR, A ABERTURA VARIÁVEL E A CARGA CONSTANTE:

O procedimento para a construção do campo básico de funcionamento é realizado da seguinte maneira: plota-se num gráfico os valores vazão Q , calculada, versus rotação n , lida, para altura de queda constante e em um gráfico auxiliar, os valores de rendimento da turbina η_t calculado, versus, rotação n lida, referente a mesma altura de queda. Os pontos de mesma eficiência são transpostos do gráfico auxiliar para o gráfico principal de vazão Q calculada versus rotação n lida, isto é feito para cada abertura do distribuidor α . Com os pontos de rendimentos marcados relativamente às diversas aberturas do distribuidor α , torna-se assim possível o traçado de curvas de iso-rendimentos, formando assim a denominada curva de colina da turbina hidráulica. A figura 4.10 mostra o resultado desse tipo de diagrama obtido no ensaio do rotor. O ponto de maior rendimento obtido no diagrama de colina define o ponto ótimo de funcionamento do rotor, sendo denominado de ponto nominal do rotor. Os valores lidos e calculados são apresentados na tabela 3 e tabela 4 do anexo.

3.4 - ANÁLISIS DE RESULTADOS

3.4.1 - Características de Refer

El primer paso en el análisis de los resultados es la identificación de los factores que influyen en el comportamiento de los datos. En este caso, se debe considerar el efecto de la temperatura y la humedad en las propiedades mecánicas de los materiales.

Capítulo 5

Este capítulo describe el método de ensayo utilizado para determinar las propiedades mecánicas de los materiales. Se detallan los procedimientos de preparación de las probetas, el montaje de las máquinas de ensayo y el registro de los datos experimentales.

5.1 - Descripción del Método de Ensayo

Los ensayos se realizaron en el Laboratorio de Mecánica y Resistencia de Materiales (L.M.R.M.) de la Facultad de Ingeniería, Universidad Nacional de Cuyo. Se utilizaron máquinas de ensayo de tipo universal y se registraron los datos de tensión y deformación en tiempo real.

5 - ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 - Características do Rotor

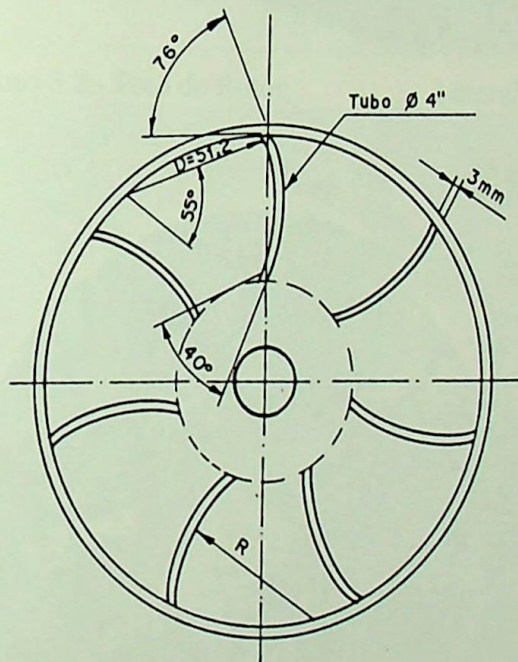
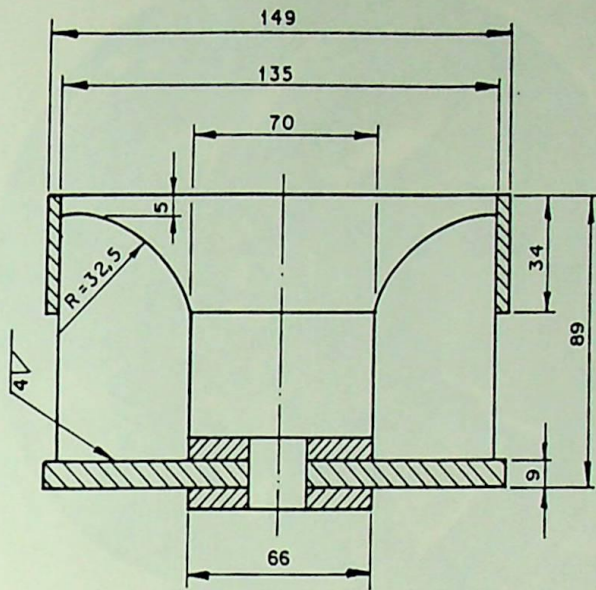
A Figura 5.1 mostra o desenho do rotor de pás com simples curvatura, cujas dimensões foram obtidas de forma a adaptá-lo a uma caixa espiral já existente na bancada de testes do Laboratório Hidrodinâmico Didático Científico (L.H.D.C.).

O projeto deste rotor teve como objetivo a obtenção de uma máquina de baixo custo para ser utilizada em microcentrais hidrelétricas, sujeitas a variação de nível de jusante, tornando inviável a utilização de turbinas de eixo horizontal.

Os ângulos de entrada e saída de projeto foram fixados em 76° e 40° , respectivamente. As figuras de 5.2 a 5.5 ilustram o rotor. O rotor foi concebido para ter construção simples, o que permitiu sua montagem nas dependências da oficina do Laboratório Hidrodinâmico de Pequenas Centrais Hidrelétricas (L.H.P.C.H.). As pás, em vez de calandradas, foram construídas a partir de um tubo de diâmetro de 4" e 3 mm de espessura. Elas foram fixadas ao disco base e anel através de solda elétrica.

5.2 - Verificação das Dimensões do Rotor

As dimensões do rotor foram verificadas no Laboratório de Metrologia e Controle da Qualidade (L.M.C.) do Instituto de Engenharia Mecânica da Escola Federal de Engenharia de Itajubá. O quadro 5.1 apresenta os dados da comparação entre o projeto e a medida realizada sobre o rotor construído, onde a maior diferença encontrada foi no ângulo de saída, que apresentou um erro de construção de 37° .



DATA	19 / JULHO / 95	LHPCH-EFEI
PROJETO	PROF. TIAGO	
DESENHO	S. ANDRADE <i>S. Andrade</i>	DESENHO N.º
ESCALA	TURBINA HIDRÁULICA	LHPCH-098
UNIDADE	COM PÁS DE SIMPLES	
mm	CURVATURA. MODELO 1	

Figura 5.1 - Turbina Hidráulica com Pás de Simples Curvatura

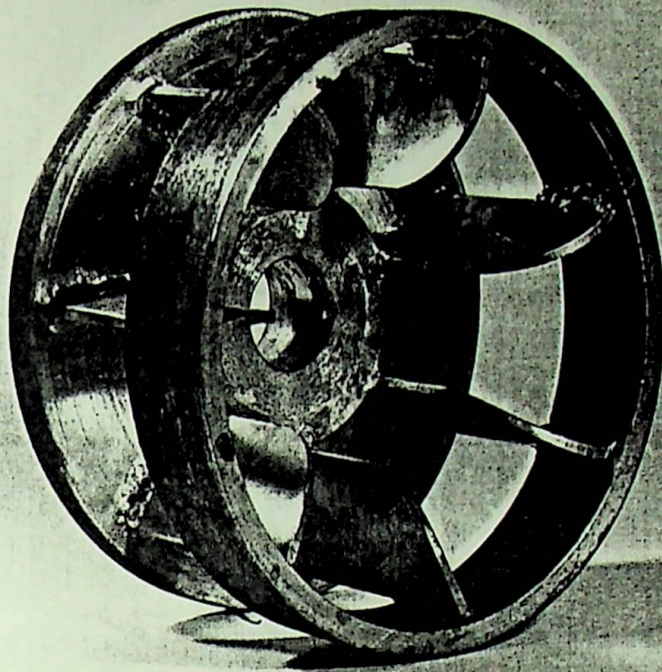


Foto 5.2 - Foto do Rotor, Lateral

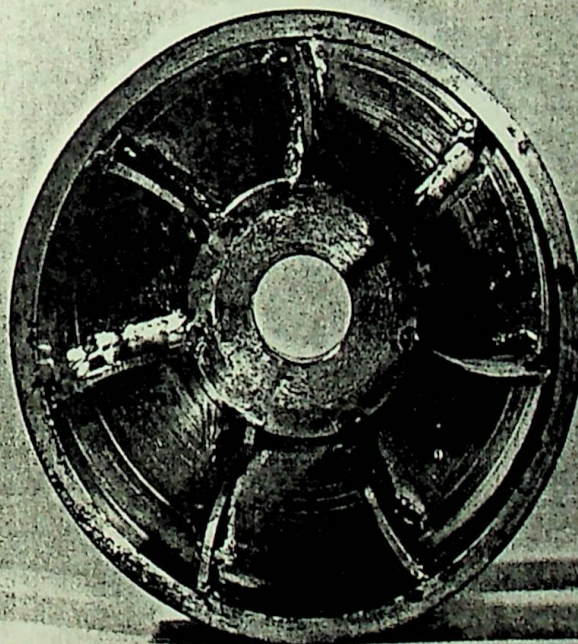


Foto 5.3 - Foto Frontal do Rotor

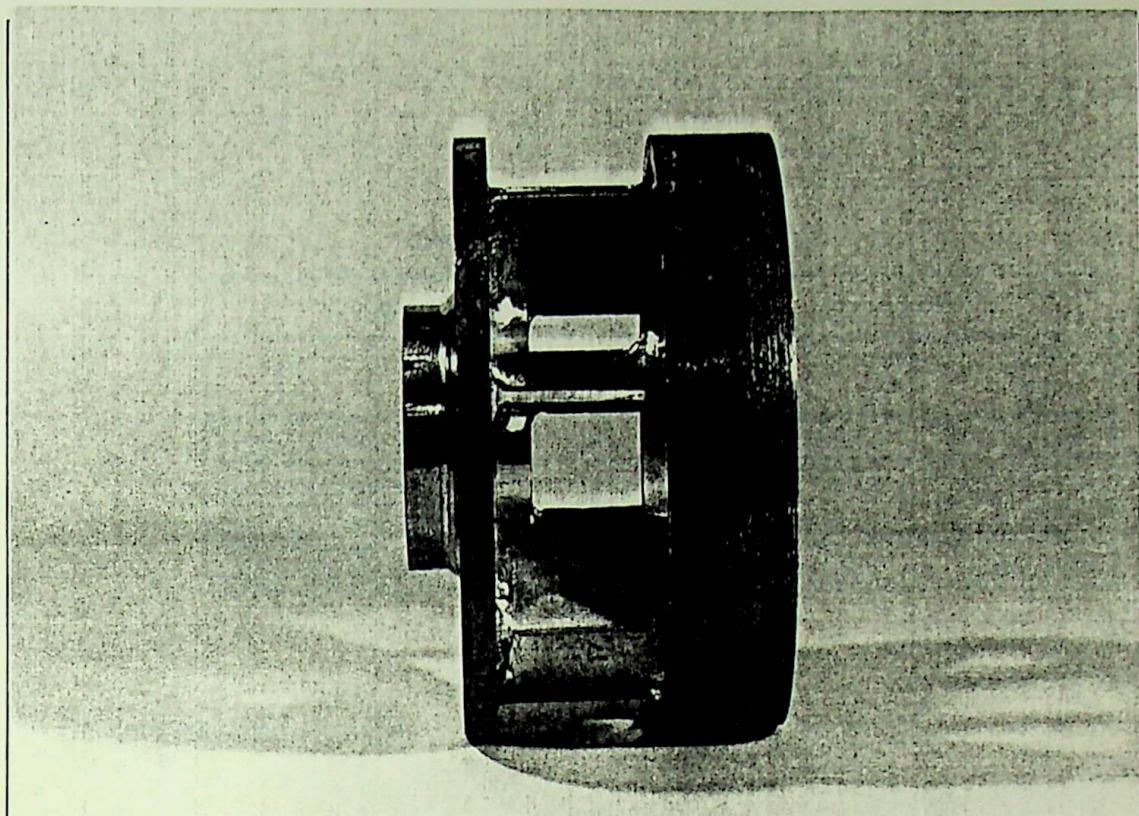


Foto 5.4 - Foto Lateral do Rotor

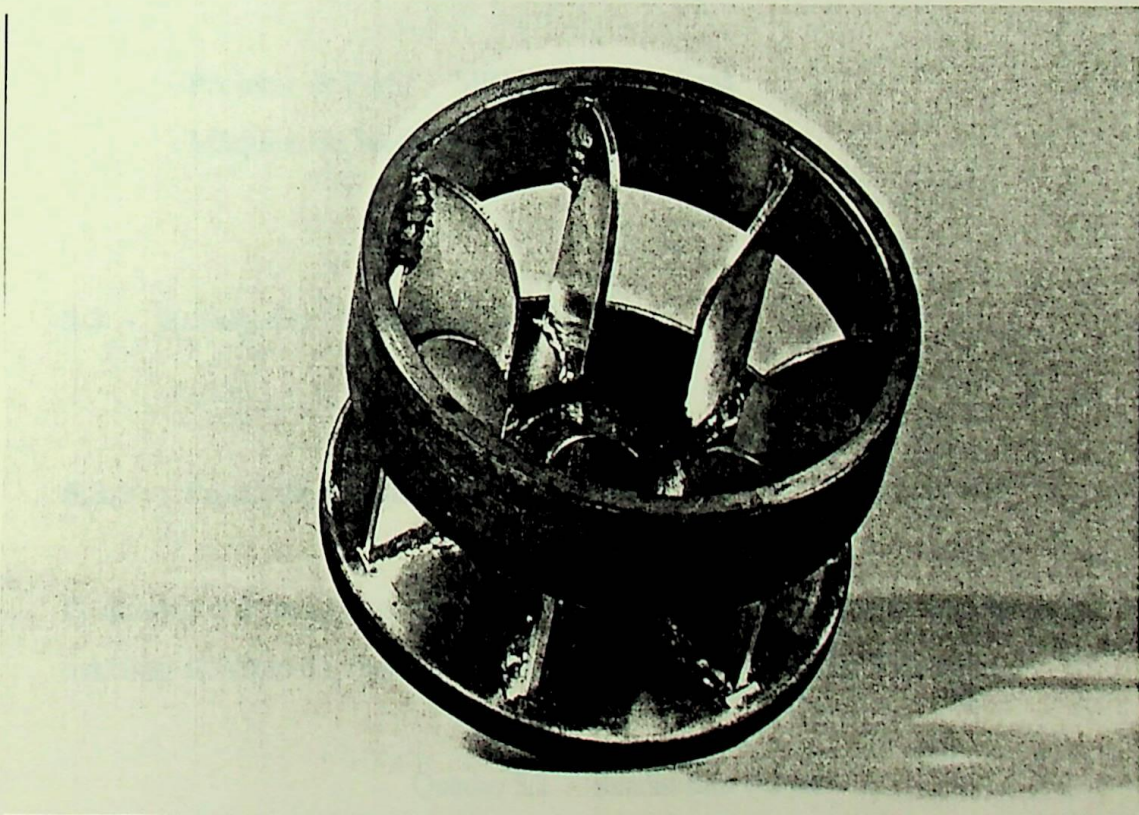


Foto 5.5 - Foto do Rotor, Inferior

Quadro 5.1 - Dimensões do Rotor

Valores de Projeto			Valores Reais		
Pá 11	Entrada 76°	Saída 40°	Pá 7	Entrada 78°	Saída 77°
Espessura da Pá		3mm	Espessura da Pá		2,8mm
Largura da Pá		43mm	Largura da Pá		43,8mm
Diâmetro Interno		66mm	Diâmetro Interno		66,2mm
Diâmetro Externo		135mm	Diâmetro Externo		134,8mm

5.2.1 - Instrumentação

Os instrumentos utilizados para a medida das dimensões do rotor foram:

- Projetor de Perfil - MP32 - Carlzeiss/Jena
- Máquina de Medir Coordenadas - Mitutoyo

5.3 - Resultados Obtidos nos Ensaios

5.3.1 - Ponto de Rendimento Máximo

O quadro 5.2 mostra os resultados obtidos nos ensaios da turbina em seu ponto de máximo rendimento; dados estes obtidos conforme descritos no Capítulo 4.

Quadro 5.2 - Rendimento Ótimo

H [m]	Q [m ³ /s]	n [rpm]	P _h [kW]	P _e [kW]	η _t [%]
10	0,0554	900	4,901	2,351	50

O rendimento total máximo obtido de $\eta_t = 50[\%]$ está abaixo do esperado, se comparado com os rendimentos das turbinas Michell-Banki e das bombas funcionando como turbinas BFTs, que são da ordem de $70[\%]$, como mostram os trabalhos de TIAGO (1986) e VIANA (1986).

5.3.2 - Dimensionamento do Rotor

O quadro 5.3 mostra os resultados obtidos do roteiro para dimensionamento proposto por Souza (1985), descrito no Capítulo 3.

Quadro 5.3 - Valores para o Dimensionamento

n_{qA}	n [rpm]	Q [m ³ /s]	H [m]
188	900	0,154	10

5.3.3 - Rotação Específica

A rotação específica pode ser determinada, segundo Addison (1932), para o ponto de máximo rendimento obtido. Tem-se:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot n \cdot \frac{Q^{0,5}}{(H \cdot g)^{3/4}} \approx 112$$

Segundo Euclides (1970), o resultado obtido mostra que a turbina ensaiada apresenta as características de um rotor lento.

5.3.4 - Curvas de Recepção

Do campo básico de funcionamento apresentado na figura 4.9 do Capítulo 4, obtém-se as curvas de recepção do rotor, descritas como potência hidráulica, potência de eixo e rendimento da turbina versus vazão, para a rotação ótima de 900rpm e altura de queda de 10m, conforme mostra a figura 5.6. Observa-se que ocorre uma queda de rendimento de somente 2%, para a faixa de variação da vazão entre $0,038[\text{m}^3/\text{s}]$ a $0,061[\text{m}^3/\text{s}]$.

Este comportamento da máquina mostra que ela é adequada para atuar em locais onde haja variação de vazão, como é o caso típico de microcentrais isoladas, de grande aplicação no meio rural.

Do campo básico de funcionamento mostrado na figura 4.10 do Capítulo 4, levanta-se as curvas altura de queda, rendimento da turbina e potência de eixo versus vazão, para a rotação ótima de 900rpm, com variação na altura de queda, mostrados na figura 5.7. A partir desta figura 5.7 conclui-se que a variação de altura entre 6 e 12 metros apresenta uma queda de rendimento de 5,5%, a qual é alta em função do baixo rendimento obtido por esta turbina. Desta maneira a máquina em questão não favorece microcentrais que apresentam variação de altura.

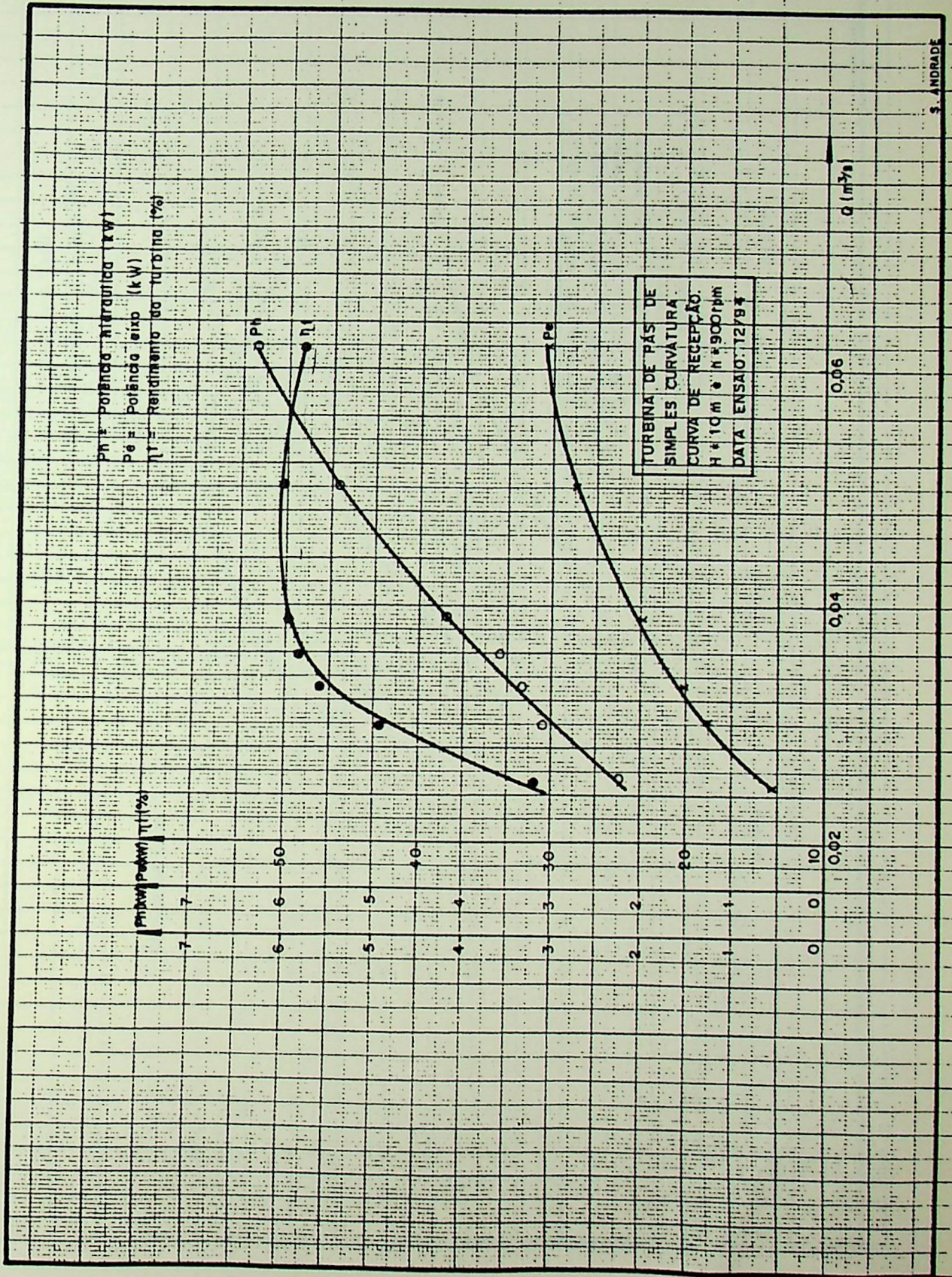


Figura 5.6 - Curvas de Recepção para Altura Constante

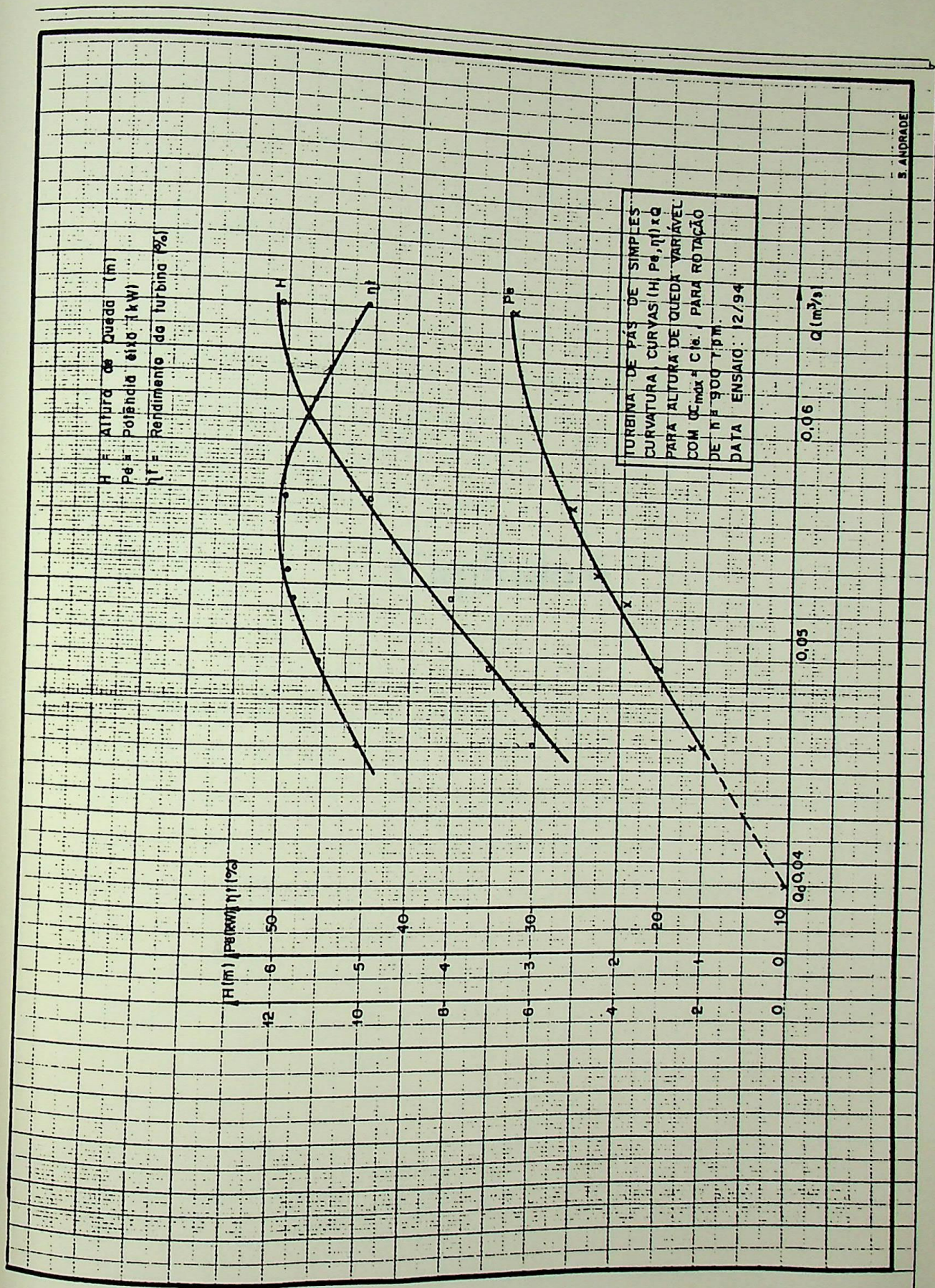


Figura 5.7 - Curvas de Recepção Para Altura Variável

4- CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Apresentamos aqui os resultados obtidos durante o desenvolvimento do trabalho de campo, bem como as conclusões e recomendações para a melhoria do sistema de controle de qualidade da produção de leite em pó.

Capítulo 6

Este capítulo tem como objetivo apresentar os resultados obtidos durante o desenvolvimento do trabalho de campo, bem como as conclusões e recomendações para a melhoria do sistema de controle de qualidade da produção de leite em pó.

Os dados obtidos durante o desenvolvimento do trabalho de campo foram analisados e os resultados são apresentados a seguir. A análise dos dados mostrou que a qualidade do leite em pó produzido no Brasil é inferior à qualidade do leite em pó produzido no exterior.

Esses dados levaram à conclusão de que a qualidade do leite em pó produzido no Brasil é inferior à qualidade do leite em pó produzido no exterior. Isso se deve à falta de controle de qualidade durante a produção.

Para melhorar a qualidade do leite em pó produzido no Brasil, é necessário implementar um sistema de controle de qualidade durante a produção. Isso pode ser feito através da adoção de normas técnicas e da realização de auditorias de qualidade.

Além disso, é importante que os produtores de leite em pó adotem medidas para melhorar a qualidade do leite em pó produzido no Brasil. Isso pode ser feito através da adoção de boas práticas de fabricação.

6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Conforme o objetivo deste trabalho, que era o de estudar um rotor de pás de simples curvatura e de fabricação de baixo custo adequado para aproveitamentos hidrelétricos de pequenas potências, gerados por variação das marés nas várzeas do rio Amazonas, pode-se concluir que apesar dos baixos rendimentos de $\eta_t = 50\%$, há possibilidade de se desenvolver tais equipamentos. O rendimento de 50% obtido nos ensaios, ficou muito abaixo da expectativa inicial para rotores nesta ordem de potência, que é em torno de 70%; entretanto, devido aos problemas e defeitos de fabricação e projetos detectados, é de se esperar que a construção deste tipo de rotor, seguindo procedimentos mais adequados, consiga obter melhores rendimentos que venham a viabilizar o uso deste equipamento.

O ponto nominal de operação deste equipamento é de altura de queda útil de 10m, vazão de 55,4 l/s, rotação de 900 rpm e a faixa de utilização de 6 a 12 metros, considerando uma queda de rendimento de 5% para um rendimento mínimo de 44,5%.

Estes estão bastante fora do campo de aplicação almejado para quedas variando de 1 a 3 metros. Portanto, nota-se que faz-se necessário o estudo de um rotor mais adequado para estas condições.

Um ponto a favor da operação deste rotor, foi o aspecto apresentado pela curva de recepção, levantada a uma rotação de 900 rpm. Por ela pode-se verificar que ocorre uma queda de rendimento de apenas 2% numa faixa entre 38 a 61 l/s. Esta é uma característica importante em máquinas que operam em microcentrais isoladas, de áreas rurais, onde há uma grande variação da curva de carga.

Máquinas com curvas de recepção com platôs extensos são as mais indicadas para tal situação, como é o caso deste rotor.

De acordo com a metodologia proposta no trabalho de Souza (1985), o rotor proposto na condição de 10m de uma queda, apresentará uma vazão de 154 l/s, com uma rotação específica de 188, o que corresponde a um rotor de reação normal. Outro problema importante detectado na construção do rotor, foi a diferença de ângulos entre o rotor construído e projetado, que foi de 37° . Esta variação provocou a criação de uma componente de choque e, conseqüentemente acarretou na diminuição do aproveitamento da energia cinética, sendo portanto responsável pela queda de rendimento da máquina.

Para a região em estudo, a opção de geração descentralizada, através de usinas de baixa potência, mostrou ser uma opção viável. Para tanto, sugere-se o projeto e construção de um novo rotor para tentar alcançar a faixa de 70%, o que o tornará competitivo para esta região.

7 - BIBLIOGRAFIA:

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. - NB 228 Ensaios de recepção de turbinas hidráulicas. Rio de Janeiro

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. - NBR 6412 Turbinas hidráulicas: recepção de modelos. Rio de Janeiro

BETTA HIDROTURBINAS E COMERCIO LTDA. Franca, 1994. /Catálogo/

CORUMBATAI, restauração da usina elétrica. São Paulo, CESP, 1982.

DIRETRIZES do Programa Nacional para Pequenas Centrais Hidroelétricas. Rio de Janeiro, ELETROBRAS, 1982

EUCLIDES, M. Notas de Aula de Máquinas de Fluxo Instituto Tecnológico de Aeronáutica. 1970

HISA HIDRÁULICA INDUSTRIAL S.A. INDUSTRIA E COMERCIO. Joaçaba, 1994./Catálogo/

JOMECA LTDA. São Paulo, 1994. /Catálogo/

LISLEY, R.K ; FRANZINE, J.B. Engenharia de recursos hídricos. São Paulo, EDUSP, 1978

MACINTYRE, A.J. Máquinas motrizes hidráulicas. Rio de Janeiro, Guanabara Dois, 1983

MAGALHÃES, F.A. A eletrificação no Brasil: história e energia. São Paulo, ELETROPAULO, 1986

MANUAL de pequenas centrais hidrelétricas. Rio de Janeiro, ELETROBRAS, 1986

MUSEU EMÍLIO GOELDI. Energia elétrica gerada pela maré. Belém, 1994.

/Resumo de projeto/

S.A. CENTRAL ELÉTRICA DE RIO CLARO. História da Energia Elétrica em São Paulo. São Paulo, CESP, 1986.

SAVELLI, M. Sinopse histórico da energia elétrica no Brasil. Separata da revista mundo elétrico, 75 anos de energia elétrica no Brasil. São Paulo 1976

SOUZA, Z. Centrais hidreletricas dimensionamento de componentes. São Paulo, Edgard Blucher, 1992.

SOUZA, Z. Dimensionamento de componentes. São Paulo, Edgard Blucher, 1991.

SOUZA, Z. Máquinas de fluxo. Rio de Janeiro, Livro Técnico, 1969.

TIAGO FILHO, G.L. Turbinas não convencionais para pequenas centrais hidrelétricas. /Apresentado ao II Simpósio Nacional sobre Fontes Novas e Renováveis de Energia, Curitiba, 1989/

TIAGO, G.L.F. Desenvolvimento teórico e para dimensionamento de turbina hidráulica: Michell - Banki. Itajubá, 1986. Dissertação(Mestrado) - Escola Federal Engenharia de Itajubá.

TURBINAS HIDRÁULICAS SANTA RITA LTDA. São Paulo. 1994. /Catálogo/

TURBINAS HIDRÁULICAS WIRZ. Estrela, 1994. /Catálogo/

VIANA, A.N.C. Bombas funcionando como turbinas. Itajubá, 1986. Dissertação(Mestrado) - Escola Federal Engenharia de Itajubá.

TABLA DE VALORES LIGOS
ENSAYO

ANEXO

**TABELA DE VALORES LIDOS
ENSAIO 1**

ALTURA DE QUEDA ÚTIL (m)	ABERTURA DO DISTRIBUI- DOR α CONSTANTE	h4 (m)	h5 (m)	h1 (m)	h2 (m)	X (m)	F (Kgf)
4,851	$\alpha = 100\%$	0,768	0,930	0,496	0,847	0,143	0,66
4,874	$\alpha = 100\%$	0,758	0,948	0,496	0,847	0,143	0,66
4,888	$\alpha = 100\%$	0,757	0,959	0,496	0,847	0,135	1,57
4,898	$\alpha = 100\%$	0,746	0,966	0,496	0,847	0,133	2,22
4,913	$\alpha = 100\%$	0,737	0,975	0,496	0,847	0,130	2,83
4,921	$\alpha = 100\%$	0,736	0,987	0,496	0,847	0,125	3,24
5,776	$\alpha = 100\%$	0,834	1,116	0,464	0,878	0,125	2,90
5,784	$\alpha = 100\%$	0,824	1,116	0,464	0,878	0,123	3,31
5,789	$\alpha = 100\%$	0,813	1,110	0,464	0,878	0,123	3,67
5,783	$\alpha = 100\%$	0,810	1,101	0,464	0,878	0,123	3,80
6,824	$\alpha = 100\%$	0,885	1,198	0,425	0,917	0,120	3,39
6,832	$\alpha = 100\%$	0,878	1,205	0,425	0,917	0,115	3,94
6,850	$\alpha = 100\%$	0,874	1,219	0,425	0,917	0,115	4,44
7,810	$\alpha = 100\%$	0,948	1,283	0,388	0,954	0,115	3,03
7,836	$\alpha = 100\%$	0,938	1,300	0,388	0,954	0,115	4,07
7,846	$\alpha = 100\%$	0,927	1,304	0,388	0,954	0,011	4,63
7,858	$\alpha = 100\%$	0,926	1,315	0,388	0,954	0,011	4,99
9,088	$\alpha = 100\%$	1,001	1,391	0,341	1,001	0,108	3,78
9,112	$\alpha = 100\%$	0,995	1,409	0,341	1,001	0,108	4,56
9,128	$\alpha = 100\%$	0,986	1,416	0,341	1,001	0,108	5,20
9,137	$\alpha = 100\%$	0,980	1,422	0,341	1,001	0,105	5,63
9,964	$\alpha = 100\%$	1,098	1,396	0,304	1,038	0,105	0,92
10,002	$\alpha = 100\%$	1,079	1,415	0,304	1,038	0,105	1,64
10,036	$\alpha = 100\%$	1,063	1,436	0,304	1,038	0,103	2,30

ALTURA DE QUEDA ÚTIL (m)	ABERTURA DO DISTRIBUIDOR α CONSTANTE	h4 (m)	h5 (m)	h1 (m)	h2 (m)	X (m)	F (Kgf)
10,059	$\alpha = 100\%$	1,054	1,450	0,304	1,038	0,103	3,35
10,090	$\alpha = 100\%$	1,038	1,466	0,304	1,038	0,103	4,13
10,130	$\alpha = 100\%$	1,020	1,491	0,304	1,038	0,100	5,48
10,149	$\alpha = 100\%$	1,040	1,504	0,304	1,038	0,100	6,18
11,061	$\alpha = 100\%$	0,558	0,865	0,266	1,081	0,129	0,09
11,140	$\alpha = 100\%$	0,518	0,926	0,266	1,081	0,109	1,78
11,182	$\alpha = 100\%$	0,500	0,959	0,266	1,081	0,100	2,89
12,119	$\alpha = 100\%$	0,469	0,996	0,266	1,081	0,970	5,05
12,135	$\alpha = 100\%$	0,488	1,022	0,266	1,081	0,94	6,75
11,704	$\alpha = 100\%$	0,617	0,948	0,255	1,117	0,121	0,30
12,708	$\alpha = 100\%$	0,555	1,032	0,255	1,117	0,980	2,78
12,703	$\alpha = 100\%$	0,537	1,050	0,255	1,117	0,940	3,72
12,703	$\alpha = 100\%$	0,506	1,090	0,255	1,117	0,870	5,88
12,688	$\alpha = 100\%$	0,494	1,113	0,255	1,117	0,82	7,22

**TABELA DOS VALORES CALCULADOS
ENSAIO 1**

ABERTURA DO DISTRIBUI- DOR α CONSTANTE	ALTURA DE QUEDA ÚTIL (m)	VAZÃO (m ³ /s)	POTENCIA HIDRÁU- LICA Ph (kW)	POTENCIA DE EIXO Pe (kW)	RENDIMENTO DA TURBINA	ROTA- ÇÃO N (Rpm)
$\alpha = 100\%$	4,851	0,0336	1,593	0,396	0,248	1190
$\alpha = 100\%$	4,874	0,0363	1,733	0,612	0,353	980
$\alpha = 100\%$	4,882	0,0375	1,790	0,712	0,398	900
$\alpha = 100\%$	4,898	0,0391	1,874	0,838	0,447	750
$\alpha = 100\%$	4,913	0,0407	1,955	0,869	0,445	610
$\alpha = 100\%$	4,921	0,0418	2,011	0,846	0,421	520
$\alpha = 100\%$	5,776	0,0443	2,502	1,066	0,426	730
$\alpha = 100\%$	5,784	0,0450	2,549	1,067	0,418	640
$\alpha = 100\%$	5,789	0,0454	2,573	1,053	0,409	570
$\alpha = 100\%$	5,783	0,0450	2,545	1,053	0,414	550
$\alpha = 100\%$	6,824	0,0466	3,114	1,470	0,466	850
$\alpha = 100\%$	6,832	0,0477	3,187	1,453	0,461	740
$\alpha = 100\%$	6,850	0,0490	3,282	1,602	0,443	650
$\alpha = 100\%$	7,810	0,0482	3,687	1,602	0,435	1050
$\alpha = 100\%$	7,836	0,0502	3,846	1,865	0,484	910
$\alpha = 100\%$	7,846	0,0512	3,929	1,842	0,469	790
$\alpha = 100\%$	7,858	0,0520	3,997	1,834	0,459	730
$\alpha = 100\%$	9,088	0,0521	4,629	2,094	0,452	1100
$\alpha = 100\%$	9,112	0,0536	4,782	1,296	0,480	1000
$\alpha = 100\%$	9,128	0,0539	4,882	2,357	0,483	900
$\alpha = 100\%$	9,137	0,0554	4,955	2,297	0,464	810
$\alpha = 100\%$	9,964	0,0455	4,437	0,843	0,190	1820
$\alpha = 100\%$	10,002	0,0483	4,729	1,379	0,292	1670
$\alpha = 100\%$	10,036	0,0493	4,999	1,749	0,350	1510
$\alpha = 100\%$	10,059	0,0501	5,163	2,144	0,415	1310
$\alpha = 100\%$	10,090	0,0525	5,384	2,433	0,452	1170
$\alpha = 100\%$	10,130	0,0545	5,670	2,760	0,490	900
$\alpha = 100\%$	10,149	0,572	5,794	2,770	0,478	890

ABERTURA DO DISTRIBUIDOR α CONSTANTE	ALTURA DE QUEDA ÚTIL (m)	VAZÃO (m ³ /s)	POTÊNCIA HIDRÁULICA Ph (kW)	POTÊNCIA DE EIXO Pe (kW)	RENDIMENTO DA TURBINA	ROTAÇÃO N (Rpm)
$\alpha = 100\%$	11,061	0,0462	4,999	0,092	0,018	2030
$\alpha = 100\%$	11,140	0,0532	5,804	1,560	0,269	1740
$\alpha = 100\%$	11,182	0,0565	6,179	2,198	0,356	1510
$\alpha = 100\%$	12,119	0,0605	7,176	3,077	0,429	1210
$\alpha = 100\%$	12,135	0,0632	7,499	3,297	0,440	970
$\alpha = 100\%$	11,704	0,0480	5,492	0,320	0,058	2120
$\alpha = 100\%$	12,708	0,0576	7,158	2,352	0,329	1680
$\alpha = 100\%$	12,703	0,0597	7,421	2,829	0,381	1510
$\alpha = 100\%$	12,703	0,0637	7,918	3,613	0,456	1220
$\alpha = 100\%$	12,688	0,0656	8,142	3,745	0,460	1030

Dados auxiliares e condições ambientes:

CONDIÇÕES AMBIENTES	DADOS AUXILIARES	
TA = 25 (C°)	D ₁ = 0,15 (m)	Z = 0,015 (m)
Pb = 694 (mm Hg)	D ₂ = 0,25 (m)	h ₃ = 0,079 (m)
Humi = 40 (%)	Y = 0,811 (m)	b = 0,49 (m)

**TABELA DOS VALORES LIDOS
ENSAIO 2**

ABERTURA DO DISTRIBUI- DOR α VARIADO	ALTURA DE QUEDA ÚTIL CONSTAN- TE (m)	ROTAÇÃO n (Rpm)	h5 (m)	h4 (m)	h1 (m)	h2 (m)	X (mm)	F (Kgf)
$\alpha = 1$	10	1910	1,052	1,329	0,304	1,038	125	0,35
$\alpha = 1$	10	1820	1,039	1,350	0,304	1,038	122	0,91
$\alpha = 1$	10	1690	1,023	1,375	0,304	1,038	115	1,61
$\alpha = 1$	10	1530	1,006	1,396	0,304	1,038	115	2,23
$\alpha = 1$	10	1320	0,995	1,415	0,304	1,038	111	3,20
$\alpha = 1$	10	1180	0,980	1,430	0,304	1,038	100	4,13
$\alpha = 1$	10	1037	0,973	1,542	0,304	1,038	100	5,22
$\alpha = 1$	10	962	0,961	1,462	0,304	1,038	100	5,77
$\alpha = 2$	10	1900	1,082	1,299	0,304	1,038	135	0,38
$\alpha = 2$	10	1803	1,072	1,320	0,304	1,038	130	0,92
$\alpha = 2$	10	1685	1,061	1,332	0,304	1,038	125	1,45
$\alpha = 2$	10	1527	1,049	1,340	0,304	1,038	120	2,01
$\alpha = 2$	10	1325	1,040	1,365	0,304	1,038	120	2,82
$\alpha = 2$	10	1186	1,031	1,368	0,304	1,038	115	3,61
$\alpha = 2$	10	1017	1,020	1,379	0,304	1,038	110	4,59
$\alpha = 2$	10	889	1,013	1,390	0,304	1,038	110	5,27
$\alpha = 3$	10	1526	1,158	1,211	0,304	1,038	175	0,35
$\alpha = 3$	10	1347	1,153	1,215	0,304	1,038	175	0,72
$\alpha = 3$	10	1178	1,148	1,215	0,304	1,038	175	1,13
$\alpha = 3$	10	900	1,143	1,218	0,304	1,038	170	2,02
$\alpha = 3$	10	734	1,146	1,222	0,304	1,038	170	2,47
$\alpha = 3$	10	624	1,144	1,223	0,304	1,038	168	2,62
$\alpha = 3$	10	570	1,141	1,220	0,304	1,038	167	2,68

ABERTURA DO DISTRIBUIDOR α VARIADO	ALTURA DE QUEDA ÚTIL CONSTANTE (m)	ROTAÇÃO n (Rpm)	h5 (m)	h4 (m)	h1 (m)	h2 (m)	X (m)	F (Kgf)
$\alpha = 3$	10	530	1,141	1,222	0,304	1,038	167	2,72
$\alpha = 4$	10	1805	1,227	1,251	0,304	1,038	155	0,34
$\alpha = 4$	10	1634	1,128	1,265	0,304	1,038	155	0,85
$\alpha = 4$	10	1500	1,121	1,269	0,304	1,038	150	1,29
$\alpha = 4$	10	1250	1,115	1,272	0,304	1,038	145	2,07
$\alpha = 4$	10	900	1,111	1,279	0,304	1,038	142	3,12
$\alpha = 4$	10	870	1,108	1,286	0,304	1,038	140	3,74
$\alpha = 4$	10	770	1,102	1,288	0,304	1,038	140	4,11
$\alpha = 5$	10	1120	1,173	1,205	0,304	1,038	190	0,34
$\alpha = 5$	10	1040	1,175	1,208	0,304	1,038	190	0,64
$\alpha = 5$	10	800	1,170	1,205	0,304	1,038	188	1,20
$\alpha = 5$	10	670	1,171	1,206	0,304	1,038	185	1,46
$\alpha = 5$	10	470	1,167	1,202	0,304	1,038	185	1,61
$\alpha = 5$	10	340	1,169	1,207	0,304	1,038	185	1,58

**TABELA DOS VALORES CALCULADOS
ENSAIO2**

ABERTURA DO DISTRIBUI- DOR α VARIADO	ALTURA DE QUEDA ÚTIL (m)	ROTAÇÃO (Rpm)	VAZÃO (m ³ /s)	POTÊNCIA HIDRÁULICA Ph(kW)	POTÊNCIA DE EIXO Pe(kW)	RENDIMEN- TO DA TURBINA
$\alpha = 1$	9,963	1910	0,0439	4,277	0,337	0,079
$\alpha = 1$	9,994	1820	0,0465	4,546	0,834	0,183
$\alpha = 1$	10,027	1690	0,0495	4,852	1,370	0,282
$\alpha = 1$	10,065	1530	0,0521	5,127	1,718	0,335
$\alpha = 1$	10,090	1320	0,0540	5,334	2,127	0,339
$\alpha = 1$	10,109	1180	0,0559	5,331	2,454	0,444
$\alpha = 1$	10,138	1037	0,0577	5,723	2,726	0,476
$\alpha = 1$	10,159	962	0,0590	5,865	2,795	0,477
$\alpha = 2$	9,914	1900	0,0388	3,767	0,364	0,097
$\alpha = 2$	9,940	1803	0,0415	4,037	0,835	0,207
$\alpha = 2$	9,957	1685	0,0434	4,228	1,230	0,291
$\alpha = 2$	9,977	1527	0,0450	4,388	1,546	0,352
$\alpha = 2$	10,006	1324	0,0470	4,653	1,880	0,404
$\alpha = 2$	10,013	1186	0,0484	4,741	2,156	0,455
$\alpha = 2$	10,029	900	0,0554	4,901	2,351	0,500
$\alpha = 2$	10,047	889	0,0582	5,032	2,359	0,469
$\alpha = 3$	9,744	1805	0,0129	1,231	0,309	0,251
$\alpha = 3$	9,855	1634	0,0309	2,975	0,699	0,235
$\alpha = 3$	9,861	1500	0,0321	3,094	0,974	0,315
$\alpha = 3$	9,865	1250	0,0330	3,188	1,303	0,408
$\alpha = 3$	9,873	1030	0,0342	3,301	1,618	0,490
$\alpha = 3$	9,881	870	0,0352	3,400	1,639	0,482
$\alpha = 3$	9,888	770	0,0359	3,478	1,594	0,458
$\alpha = 4$	9,792	1526	0,0192	1,839	0,269	0,146
$\alpha = 4$	9,801	1347	0,0208	1,991	0,488	0,245
$\alpha = 4$	9,806	1178	0,0216	2,070	0,670	0,324
$\alpha = 4$	9,809	902	0,0228	2,191	0,918	0,419
$\alpha = 4$	9,810	734	0,0230	2,206	0,913	0,414

ABERTURA DO DISTRIBUIDOR α VARIADO	ALTURA DE QUEDA ÚTIL (m)	ROTAÇÃO (Rpm)	VAZÃO (m ³ /s)	POTÊNCIA HIDRÁULICA Ph(kW)	POTÊNCIA DE EIXO Pe(kW)	RENDIMENTO DA TURBINA
$\alpha = 4$	9,811	624	0,0234	2,249	0,823	0,366
$\alpha = 4$	9,810	570	0,0234	2,249	0,769	0,342
$\alpha = 4$	9,812	530	0,0237	2,278	0,726	0,319
$\alpha = 5$	9,786	1220	0,0149	1,428	0,209	0,146
$\alpha = 5$	9,787	1040	0,0151	1,450	0,335	0,231
$\alpha = 5$	9,787	800	0,0156	1,493	0,483	0,324
$\alpha = 5$	9,784	670	0,0156	1,493	0,493	0,330
$\alpha = 5$	9,784	470	0,0156	1,493	0,381	0,255
$\alpha = 5$	9,787	340	0,0162	1,556	0,271	0,174

DATA 08/09/1996
PROC. _____
PED. PPG
LIV. _____
Cz\$ DOAÇÃO

INVENTARIO BIM - EFEI	
DATA	Rubrica

operação

EFEI - BIBLIOTECA MAUÁ
8200819

NÃO DANIFIQUE ESTA ETIQUETA