TESE
507

DESENVOLVIMENTO TEÕRICO E EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAMENTO DE TURBINA HIDRÃULICA MICHELL-BANKI

GERALDO LÚCIO TIAGO FILHO

DESENVOLVIMENTO TEÕRICO E EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAMENTO DE TURBINA HIDRÃULICA MICHELL-BANKI

GERALDO LÚCIO TIAGO FILHO

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAMENTO DE TURBINA HIDRÁULICA MICHELL-BANKI

GERALDO LÚCIO TIAGO FILHO

Escola Federal de Engenharia
Biblioteca
MAUÁ
Itajubá

Dissertação apresentada para obtenção do grau de Mestre em Ciências - Engenharia Mecânica.

Itajubá - MG

Outubro de 1987.

Ministério da Educação e Cultura
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O I

PRONUNCIAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, nomeada por Portaria nº 316 de 01/12/87, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAMENTO DE TURBINA HIDRÁULICA MICHELL-BANKI

apresenta pronunciamento no sentido de que a Comissão de Pós-Graduação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite à DDD (Divisão de Divulgação e Documentação) a expedição do título de Mestre em Engenharia MECÂNICA na Área de Concentração de Máquinas de Fluxo satisfeitas as demais exigências regimentais à GERALDO LÚCIO TIAGO FILHO.

Itajubá, 02 de dezembro de 1987

1º Examinador
Dr. José Roberto Bonilha
USP

2º Examinador
Prof. Zulcy de Souza
EFEI

3º Examinador
Prof. Márcio Tadeu de Almeida
EFEI

Ministério da Educação e Cultura
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O II

FOLHA DE JULGAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

Título da Dissertação: "DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAMENTO DE TURBINA HIDRÁULICA MICHELL-BANKI"

Autor: GERALDO LÚCIO TIAGO FILHO

JULGAMENTO

EXAMINADORES	CONCEITO	RUBRICA
1º	A+	
2º	A+	
3º	A+	

Resultado médio: Conceito A+, ou seja aprovado com distinção

Observações:

Itajubá, 02 de dezembro de 1987.

1º Examinador
Dr. José Roberto Bonilha
USP

2º Examinador
Prof. Zulcy de Souza
EFEI

3º Examinador
Prof. Márcio Tadeu de Almeida.
EFEI

Rua Cel. Rouó, 7 - 37.500 - ITAJUBÁ - MG

DESENVOLVIMENTO TEÓRICO E EXPERIMENTAL PARA DIMENSIONAMENTO DE TURBINA HIDRÁULICA: MICHELL BANKI

Geraldo Lúcio Tiago Filho

RESUMO

Este trabalho de dissertação para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, foi proposto com o objetivo de desenvolver uma metodologia de cálculo e de dimensionamento da turbina tipo Michell-Banki, também conhecida como Fluxo-Cruzado.

Devido às suas características peculiares quanto ao comportamento hidráulico e à sua simplicidade construtivas este tipo de turbina é altamente indicado para Pequenas Centrais Hidrelétricas, sendo mais notórias as suas aplicações em mini e micro-centrais.

Este trabalho partiu de uma pesquisa bibliográfica e experimental, desenvolveu-se uma metodologia de cálculo que permitiu o projeto e construção de um protótipo, o qual foi instalado e ensaiado nas dependências do Laboratório Hidráulico para Engenharia de Produto para Pequenas Centrais Hidrelétricas da Escola Federal de Engenharia de Itajubá - LHEP - PCH - EFEI.

Com resultados e conclusões obtidos nos ensaios tornou-se possível padronizar uma família de turbinas de modo a atender potências até no máximo 100 kW, atendendo assim uma importante camada de usuário, que são os produtores rurais, estabelecidos em regiões remotas, não atendidas pelo sistema energético atual.

ABSTRACT

This work of dissertation for obtaining the degree of Master of Sciences in Mechanical Engineergin is intended to develop a calculation and dimensioning methodology of the Michell-Banki - type turbine, also known as Cross-Flow turbine.

Owing to its peculiar characteristics regarding the hydraulic behaviour and to its constructive simplicity, this kind of turbine is highly indicated for Smal Hydro Plants, its applications in mini and micro-plants being more notorious.

This work starts from a technical and bibliographical research; a calculation methodology was developed which allowed the design and construction of a model, which was set up and essayed in the rooms of the Hydraulic Laboratory for Product Engineergin for Small Hydro Plants of the Federal Scholl of Engineergin of Itajubá - LHEP - PCH - EFEI.

With the results and conclusions obtained at the essays the standardization of a family of turbines so as to attend powers up to 100 kW, at most, became possible, thus attending an important range of users, who are the rural producers, established in remote areas, not supplied by the current energetic system.

DEDICATÓRIA

A minha esposa ELIZABETH e filhas SARAH e CATHIA

Aos meus pais TIAGO e MATILDE

AGRADECIMENTO

Expresso os meus agradecimentos aos professores Dr. Márcio Tadeu de Almeida, Dr. Zulcy de Souza, pela orientação e apoio técnico à realização deste trabalho.

Estendo o meu agradecimento aos professores Dr. Afonso Henriques Moreira Santos, M.Sc. Waldir de Oliveira, M.Sc. Luiz Fernando Valadão Flôres e prof. Augusto Nelson Carvalho Viana que de maneira indireta sempre incentivaram este trabalho.

Agradeço aos meus alunos e colaboradores que tanto me apoiaram no desenrolar da montagem e nos ensaios: Jairo Martins, Marcos Guedes, Tsutama Satake Neto, Lênin Porto Mendes, Sérgio Vieira da Cunha e Álvaro Vieira.

Aos funcionários do IEM, e a todos que de maneira, direta ou indireta contribuiram para realização deste trabalho, meus sinceros agradecimentos.

Em especial, agradeço à Mecânica Pesada, na pessoa do Engenheiro Antonio Puzzo, que colaborou fabricando e fornecendo o protótipo desenvolvido neste trabalho.

SIMBOLOGIA

Caracteres Latinos

a	coeficiente de perda de vazão por fuga ou rendimento volumétrico;
$a_{1\ 2}$	alturas das secções de entrada do injetor (m);
$A_{0,1,2,3,4}$	coeficientes de polinômio de 4a. ordem ;
B	largura do rotor (m) ou (mm);
Bi	largura do injetor (m);
b	corda ou largura da aparelhagem da pá (m);
$b_{1,2}$	alturas das secções da saída do injetor (m);
Cd	corda da pá diretriz (m);
$C_{1,2,3,4}$	constantes usadas no cálculo das frequências naturais;
c	velocidade absoluta do escoamento (m/s);
D	diâmetro do rotor (m) ou (mm);
d	diâmetro de eixo (m);
e	espessura (m);
E	módulo de elasticidade (N/m^2);
E	esforço máximo (N);
$F_{1,2,3}$	coeficientes de polinômio de 2a. ordem;
F	força (N)
fa	coeficiente de atrito;
fs	fator de segurança;
f	flecha (m);
g	aceleração da gravidade (m/s^2)
H	altura efetiva de queda (m)
h	distância da corda da pá do seu centro de curvatura (m);
h_p	perda de carga em m.c.a (m);
h_v	altura diferencial lida no manômetro de mercurio em U (m);
I	momento de inercia polar (m^4) ;
K	coeficiente ou constante em geral
$K_{1,2,3,4,5}$	constantes usadas nos cálculos dos esforços atuantes no rotor;
K_f	fator de concentraçaõ de tensão;
L	distância do filete médio do escoamento ao centro do rotor (m)

$L_{1,2}$ comprimento da pá diretriz (m);
M momento fletor (N.m);
$\dot{m}$ vazão em massa (kg/s)
m relação entre os diâmetros interno e externo ;
n rotação (rps) ou (rpm);
n_{qA} rotação específica ; $n_{qA} = 3.n.Q^{0,5}.H^{-0,75}$; n(rps)
P pressão estática (N/m^2);
P potência (kW);
Q vazão (m^3/s);
q força distribuída (N/m);
R raio, quando refere-se ao dimensionamento da turbina;
altura da coluna de mercúrio do manômetro em U, quanto refere-se à leitura de ensaio (m);
R' altura da coluna d'água do manômetro em U (m);
r raio da pá(m);
$\bar{r}$ raio médio(m);
R_{fa} relação entre flechas;
R_A força de reação nos mancais (N)
S Seção transversal (m^2);
$S_{1,2,3,4}$ constantes, para o dimensionamento da pá diretriz
Sup refere-se aos suportes de massa padrão, usados nos ensaios;
T torque ou momento torçor (N.m)
t_T tempo (s);
u velocidade tangencial (m/s)
V_A variável auxiliar para o cálculo da frequência natural
w velocidade relativa (m/s)
X_d distância do ponto de aplicação da força ao centro do eixo da pá diretriz (m);
X_4 abscissa da aresta externa da pá do rotor(m) ;
X_p abscissa do centro de pressão do injetor(m);
y_4 ordenada da aresta externa da pá do rotor (m);
y_g distância do C.G da pá do rotor ao seu centro de curvatura (m);
$\bar{y}$ ordenada do C.G. (m);
y_p ordenada do centro de pressão no injetor (m);
Y trabalho específico (J/kg);
z cota do ponto à uma referência qualquer (m)
Z número de pás do rotor;

Caracteres Gregos

α	ângulo entre a velocidade absoluta e a direção tangencial;
β	ângulo de construção da pá do rotor entre as velocidades relativa e tangencial;
γ	peso específico;
δ	ângulo de admissão (ou de abrangência, ou de abertura) do injetor;
ε_R	grau de reação;
ε_Y	relação de energia transformada entre as duas passagens;
η	rendimento
Θ	inclinação do manômetro
Θ_1 a Θ_3	ângulos auxiliares;
Θ_5	ângulo de curvatura da pá do rotor;
$\Theta_4{}_A$	ângulo que a força resultante faz sobre as pás em direção X;
Θ_3	ângulo que a força nominal, que atua na pá, forma com a direção X;
ϕ	constante de perda no injetor, também chamado de coeficiente de descarga do injetor;
ξ	folga entre o rotor e o injetor;
ρ	massa específica;
σ	tensão;
ψ	ângulo de trabalho;
ν	viscosidade cinemática;
ω	velocidade rotacional ($2\Pi n$);

Operadores

∂	diferencial parcial.

Indices Alfabéticos Inferiores

a	atrito, quando refere-se à potência;
a	água, quando refere-se à peso e massa específica;
c	componente de velocidade na direção absoluta;
cis	cisalhamento;
d	disco do rotor;
d	disparo, é o mesmo que embalamento;
e	de entrada, quando refere-se à velocidade;
	de embalamento, quando refere-se à rotação de eixo;
	efetiva, quando refere-se a potência e rendimento;
	externo, quando refere-se a diâmetros e raios;
exc	excitação;
f	atrito;
f	flexão, quando refere-se a tensão;
h	hidráulico;
H	refere-se a altura de queda constante;
Hg	refere-se ao mercúrio;
i	injetor, quando refere-se às dimensões do mesmo;
	interno, quando refere-se à diâmetro, raio e rendimento;
it	interno teórico, quando refere-se à rendimento;
m	mecânico, quando refere-se à rendimento componente de velocidade na direção meredional;
máx	máximo;
n	nominal;
n	fadiga, quando refere-se à tensão;
ot	ótimo;
opt	ótimo;
p	primitivo;
pá	refere-se à pá do rotor;
pd	refere-se à pá diretriz;
Q	refere-se à vazão constante;
r	rotor;
R	reação;
S	saída;
t	total, quando refere-se a rendimento e potência,
	turbina, quando refere-se à constantes,
	tangencial, quando refere-se à velocidade;
Y	energia específica;
v	grandeza referida ao Venturi.

Indices Numéricos Inferiores

Referem-se ao escoamento da água

1	entrada do injetor;
2	saída do injetor;
3	folga;
4	entrada do rotor, início da primeira passagem;
4'	início da segunda passagem;
5	saída do rotor, fim da segunda passagem;
5'	fim da primeira passagem.

Referem-se às grandezas calculada:

11	grandeza unitária, admensional;
∞	infinito número de pás;
I	refere-se à primeira passagem;
II	refere-se à segunda passagem;

Traçado do Injetor

1.1 a 1.n - raios de traçagem da parte inferior do injetor;
2.1 a 2.n - raios de traçagem da parte superior do injetor.

4A - refere-se à situação de máximo esforço.

Referem-se ao ponto de tomada de pressão feitas durante os ensaios:

1	entrada da peça de transição;
2	entrada do injetor;
5	interior da tampa da turbina.

Figuras

		PAG.
1.1	Eficiência da Turbina Fluxo-Cruzado construída por Banki - Injetor Simples	04
1.2	Curvas de rendimentos da Turbina Fluxo-Cruzado, ou Michell-Banki, de Injetor Bi-partido, comparada com a da Turbina Francis	05
1.3	Turbina Michell-Banki - Componentes Principais	06
1.4	Curva de rendimento da Turbina Michell-Banki, de dois setores, em função da carga	08
1.5	. Curva de carga e de rendimentos para utilização da Turbina Michell-Banki e Francis em meio rural típico	09
1.6	Curva de carga e de rendiemntos para utilização de Turbina Michell-Banki e Francis em pequenas povoações	09
1.7	Rendimento já obtidos da Turbina Michell-Banki	25
1.8	Turbina Fluxo-Partido ("split-flow") - Esquema	30
2.1	Corte transversal esquemático de uma Turbina Michell-Banki	40
2.2	Triângulos de velocidades para entrada e a saída	42
2.3	Triângulos de velocidades para um rotor Michell-Banki	44
2.4	Curvas de rendimento do rotor Michell-Banki função do ângulo α_4, tomando o ângulo β_4 constante	51
2.5	Largura útil do rotor e injetor	56
2.6	Esquema da trajetória absoluta do filete interno no interior do rotor	58
2.7	Elementos parageometria e equacionamento das pás	61
2.8	Trajetória e ângulo de trabalho do jato	64
2.9	Campo teórico do funcionamento de uma Turbina Michell-Banki	68
2.10	Injetor teórico	69

PAG.

2.11	Esquema do modelo matemático do injetor para a turbina Michell-Banki	73
2.12	Modelo geométrico para um setor do injetor	75
2.13	Desenho do injetor para Turbina Michell-Banki	82
3.1	Forças oriundas do escoamento	87
3.2	Gráfico da força resultante	90
3.3	Pá de saída, velocidade relativa e força hidráulica na sáida	95
3.4	Forças hidráulicas nas pás de entrada e saída	95
3.5	Esquema das forças	97
3.6	Carga uniformimente distribuída sobre a pá	98
3.7	Tipos de rotores	99
3.8	Pá do rotor e cotas para o cálculo do momento de inércia	100
3.9	Força de reação nos mancais, para turbina tipo 1	104
3.10	Forças de reação nos mancais para a turbina tipo 2	106
3.11	Forças atuantes no injetor, oriundas da pressão	109
3.12	Momento na pá diretriz	111
5.1	Laboratório Hidromecânico de Engenharia da Produto para Pequenas Centrais Hidrelétricas-LHEP-PCH-EFEI	124
5.2	Campo de Utilização do Laboratório Hidromecânico de Engenharia de Produto para PCH's - EFEI	125
5.3	Dimensões Básicoas do Rotor e Injetor de uma Turbina Michell-Banki	126 127
6.1	Vista do Conjunto da Turbina Michell-Banki em fase de montagem no LHEP-PCH-EFEI	133
6.2	Detalhe do Injetor da Turbina Michell-Banki, com a pá diretriz toda aberta	133
6.3	Turbina Michell-Banki, vista frontal do rotor	134
6.4	Turbina Michell-Banki, detalhe da pá diretriz	134

		PÁG.
6.5	Esquema da Instalação da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI	135
6.6	Montagem da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI, detalhe da instalação do tubo de montante	136
6.7	Montagem da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI, detalhe da montagem do tubo de jusante (sucção)	136
6.8	Vista geral do LHEP-PCH-EFEI, com a Turbina Michell Banki instalada para ensaio	137
6.9	Instalação da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH--EFEI, detalhe do freio, da transmissão por correia tomadas de pressão e alavanca da pá diretriz	137
6.10	Detalhes da Turbina Michell-Banki instalada no LHEP-PCH-EFEI com vista das tomadas de pressão, tampa , tubo de sucção	138
6.11	Detalhes da Turbina Michell-Banki, instalada no LHEP-PCH-EFEI. Vista do tubo e tanque de sucção	138
6.12	Turbina Michell-Banki sendo ensaiada no LHEP-PCH	139
6.13	Detalhe da abertura de válvula de entrada de ar da turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI	139
7.1	Curva de calibração do Venturi do LHEP-PCH-EFEI	142
7.2	Potência perdida no freio OERLINKON	147
7.3	Curvas de rendimentos da Turbina Michell-Banki,obtidas em ensaio no LHEP-PCH e fornecidas por outros pesquisadores |17|.	149
7.4	Turbina Michell-Banki - Campo básico de funcionamento por altura constante, H = 10 |m|	150
7.5	Turbina Michell-Banki - Campo básico de funcionamento para altura constante, H = 8 |m|	151
7.6	Turbina Michell-Banki - Campo básico de funcionamento para altura constante, H = 12 |m|	152
7.7	Potência de atrito da Turbina Michell-Banki e do freio OERLINKON, instalados no LHEP-PCH	155

PÁG.

7.8	Turbina Michell-Banki - Curva de recepção teórica para rotação constante, n = 625 |rpm| ; H = 10 |m|	159
7.9	Turbina Michell-Banki - Curva de recepção teórica para rotação constante, n = 560 |rpm| ; H = 8 |m|	162
7.10	Turbina Michell-Banki - Curva de recepção teórica para rotação constante, n = 700 |rpm| ; H = 12|m|	165
7.11	Turbina Michell-Banki - Campo básico de funcionamento em grandezas unitárias - H = 10 |m|	168
7.12	Turbina Michell-Banki- Campo básico de funcionamento em grandezas unitárias - H = 8|m|	164
7.13	Turbina Michell-Banki - Campo básico de funcionamento em grandezas unitárias - H = 12|m|	170
7.14	Curva de carga da Turbina Michell-Banki trabalhando sob diferentes quedas	171
7.15	Curva de recepção em grandezas admensionais para altura constante, queda 10|m|	172
7.16	Curva de recepção em grandezas admensionais para altura constante, queda 8|m|	173
7.17	Curva de recepção em grandezas admensionais para altura constante, queda 12|m|	174
8.1	Diagrama para selecionar Turbinas Michell-Banki, padronização OLADE |3|	181
8.2	Diagrama dos campos de funcionamento das Turbinas Michell-Banki, a serem padronizadas	182
8.3	Ábaco de pré-seleção do diâmetro e largura do rotor	183
8.4	Critérios para determinar o campo de aplicação de Turbina Michell-Banki	184
8.5	Campo de aplicação das turbinas padronizadas	189

Tabelas

1.1	Dados de comportamento da turbina Michell-Banki; Já publicados |17|	26
1.2	Características dos aços de uso corrente na fabricação de turbinas hidráulicas |30|	31
2.1	Limitações para o projeto da turbina Michell-Banki.	54
2.2	Valores de constante K_i para o cálculo de largura do injetor	57
2.3	Razão de aspecto usada por alguns fornecedores	58
7.1	Massa específica do mercúrio puro e da água nas condições ambientes	144
7.2	Condições de funcionamento obtidas das curvas de recepção	149
7.3	Potência de atrito da turbina Michell-Banki. Dados medidos e calculados	154
7.4	Valores lidos e calculados da curva de recepção teórica para altura da queda H = 10m, n = 625 rpm	158
7.5	Condições de funcionamento da Turbina Michell-Banki funcionando a 10 (m) de queda	160
7.6	Valores lidos e calculados da curva de Recepção Teórica para altura de queda H = 8 m , rotação, n = 560 rpm	161
7.7	Condições de funcionamento da Turbina Michell-Banki funcionando a 8 (m) de queda	163
7.8	Valores lidos e calculados da curva de recepção teórica para altura de queda H = 12 m, n = 700 rpm , constantes	164
7.9	Condições de funcionamento da Turbina Michell-Banki funcionando a 12 (m) de queda	166
7.10	Resultados obtidos nos ensaios em Grandezas Unitárias	167

8.1 Dados básicos para definição do campo de atuação das turbinas 180

8.2 Relações de vazões do protótipo a 10 (m) de queda 185

8.3 Limitações para o campo de aplicação da turbina Michell-Banki 186

8.4 Campo de aplicação e condições de projeto das turbinas Michell-Banki padronizadas 187

9.1 Porcentual de Energia transformada nas duas passagens da água pelo rotor de alguns projetos 193

Conteúdo

i Folha de Rosto

ii Resumo

iii Abstract

iv Dedicatória

v Agradecimento

vi Simbologia

xi Lista de figuras

xv Lista de tabelas

xvii Indice

Capítulo 1 - A Turbina Michell-Banki - Estado da Arte

1.1 - Introdução 02

1.2 - Descrição da Turbina Michell-Banki 03

1.3 - Componentes Principais - Descrição 04

1.4 - Comparação entre a Turbina Michell-Banki e a Francis, em Sistemas Isolados 08

1.5 - Revisão Bibliográfica 10

Capítulo 2 - Análise Hidro Dinâmica da Turbina Michell-Banki

2.1 - Trabalho específico, Potência e Rendimento Teórico 38

2.2 - Análise do triângulo de velocidades 42

2.3 - Rendimento Interno Teórico Máximo 47

2.4 - Limitações para o projeto 52

2.5 - Largura do injetor 55

2.6 - Largura do rotor 58

2.7 - Razão do aspecto 58

2.8 - Diâmetro interno do rotor 58

2.9 - Diâmetro máximo do eixo do rotor 60

2.10- Traçado das pás 61

2.11- Trajetória e ângulo de trabalho 63

2.12- Constante para o raio do injetor e constante da turbina 65

2.13- Campo teórico de funcionamento 67

2.14- Estudo, Dimensionamento e Desenho do Injetor 69
2.15- Definição das Grandezas Unitárias da Turbina Michell-Banki 83
2.16- Regras de Semelhança a serem aplicadas à Turbina Michell-Banki 83
2.17- Coeficiente de Vazão de fuga 84

Capítulo 3 - Cálculo Mecânico dos Componentes da Turbina Michell-Banki
3.1 - Análise dos esforços atuantes na turbina 87
3.2 - Pás do rotor
3.3 - Discos suportes das pás do rotor 103
3.4 - Eixo do rotor 104
3.5 - Forças atuantes no injetor 108
3.6 - Dimensionamento de pá diretriz 111

Capítulo 4 - Procedimentos para utilização dos programas computacionais
4.1 - Introdução 115
4.2 - Programas computacionais para o dimensionamento da turbina 117
4.3 - Procedimento para utilização do Programa MBANKI Ø1 117
4.4 - Procedimento para utilização do Programa INJETOR 120

Capítulo 5 - Dimensionamento do Protótipo
5.1 - Introdução 123
5.2 - Laboratório Hidro Mecânico da Engenharia de de Produto para Pequenas Centrais Hidrelétricas LHEP - PCH(s) 123
5.3 - Projeto do Protótipo da Turbina Michell-Banki usando os programas computacionais 126

Capítulo 6 - Construção e Instalação do Protótipo
6.1 - Construção do Protótipo 129
6.2 - Instalação do Protótipo no LHEP-PCH 130
6.3 - Equipamentos utilizados nos Ensaios 131

Capítulo 7 - Ensaio dos Protótipos

7.1 - Razões do Ensaio 141
7.2 - Objetivos do Ensaio 141
7.3 - Desenvolvimento para a obtenção do Campo Básico 141
7.4 - Resultado dos ensaios 148
7.5 - Curvas de Recepção Teórica, para Rotação Constante 149
7.6 - Condições Nominais de funcionamento 156
7.7 - Curvas de Recepção Teórica - Tabelas,Gráficos e Resultados 158
7.8 - Campo básico e Cruvas de Recepção usando grandezas unitárias 167
7.9 - Conclusões do Ensaio 175

Capítulo 8 - Padronização da Turbina Michell-Banki

8.1 - Critérios para a padronização 178
8.2 - Procedimento para a padronização de uma família de turbinas MIchell-Banki 180
8.3 - Divisão do campo de aplicação e determinação do número de turbinas a padronizar 185
8.4 - Dimensionamento das turbinas 186

Capítulo 9 - Conclusões e Recomendações 191

Referências Bibliográficas 200

Anexo I - Metodologia do Cálculo Hidromecânico dos Componentes da Turbina (15 págs.) 205

Anexo II - Desenhos e Tabelas Dimensionais das Turbinas Michell Banki Padronizadas (40 pags.) 206

C A P Í T U L O 1

A TURBINA MICHELL-BANKI-ESTADO DA ARTE

1 - A TURBINA MICHELL-BANKI - ESTADO DA ARTE

1.1. Introdução

Seguindo a tecnologia mundial de incentivar o desenvolvimento do setor energético na exploração das pequenas potências hidrelétricas, em Novembro de 1983, foi lançada no Brasil uma proposta de Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas/PNPCH. Este programa, elaborado por um grupo de trabalho coordenado pela ELETROBRÁS, fornece as principais diretrizes sobre as características que compõem uma PCH.

Este mesmo documento classifica os pequenos aproveitamento hidrelétricos em: MicroCentral Hidrelétrica quando a potência for inferior a 100 (kW), MiniCentral quando for entre 100 e 1000(kW) e Pequena Central quando gerar potências entre 1000 e 10000 (kW).

Em documentos propostos ao Ministério da Indústria e Comércio [4] e outro editado pela ABNT [1] foram estabelecidos os tipos de turbinas a serem fornecidos para as empresas governamentais e que deverão ser, na sua quase totalidade, fabricados no Brasil. O índice de nacionalização exigido é de 95%.

Embora sempre citada nestes documentos e em propostas oficiais, a turbina Michell-Banki ou Fluxo-Cruzado, ainda não é padronizada e sua tecnologia encontra-se em estado embrionário no nosso país.

Devido a sua simplicidade construtiva e às suas características hidráulicas esta turbina, objeto deste estudo,se destaca diante das outras e mostra-se altamente indicada para aplicações em Pequenas Centrais Hidrelétricas, mais notadamente para Micro e MiniCentrais.

O objetivo deste trabalho é, partindo-se de uma pesquisa bibliográfica e experimental, desenvolver uma metodologia de cálculo hidromecânico de forma que, projetado e construído um protótipo, este permita a padronização de uma família de turbinas que cubra o campo de aplicação característico deste tipo de turbo-máquina.

1.2. Descrição da Turbina Michell-Banki

A turbina Michell-Banki, também conhecida como: Fluxo-Cruzado, "Cross-Flow", Fluxo Transversal, Michell, Michell-Ossberger, é classificada como uma turbina de ação, de admissão parcial, fluxo transversal e duplo efeito.

Devido à sua simplicidade de projeto ela demonstra ser facilmente adaptada e construída em simples oficinas, mesmo que estas estejam localizadas em locais remotos e que tenham poucos recursos técnicos. As principais operações de usinagem são: cortar, tornear e soldar chapas metálicas.

Devido às singularidades de projeto e de funcionamento, esta turbina apresenta entre várias, as seguintes vantagens únicas e inerentes:

- vários componentes, como disco do rotor, injetor e tampa, podem ser feitos a partir de chapas de aço carbono e as pás podem ser calandradas ou cortadas de tubos de aço,
- os objetos que se engastam as pás quando ocorre a primeira passagem, tendem a serem expulsos do rotor após meia revolução do rotor, quando a água dá a segunda passagem,
- os custos iniciais de uma turbina Michell-Banki são inferiores aos de qualquer outro tipo de turbina usada para centrais hidrelétricas de baixa queda. Também são menores os custos de manutenção e operação,
- a rotação a ela imposta é adequada para uso em geradores, moinhos de milho, serrarias, maquinários agrícolas, oficinas e estações de bombeamento,
- apresentam baixos custos de trabalhos civis necessários para a sua instalação,
- adaptam-se a tubos de sucção,
- a princípio não está sujeita ao efeito de cavitação, em consequência é livre dos efeitos que dela advem [7,31],
- apresenta um efeito positivo sobre a ecologia, visto que devido ao seu funcionamento há um aumento de oxigênio dissolvido nas correntes fluviais [31],
- um dos aspectos mais valiosos desta turbina é a forma favorável da sua curva de rendimento que, apesar de

ter um valor inferior aos das outras turbinas apresenta um plano bastante extenso, conforme observa-se na figura (1.1) a qual mostra a curva de eficiência da turbina Fluxo-Cruzado construída por Banki [8] .

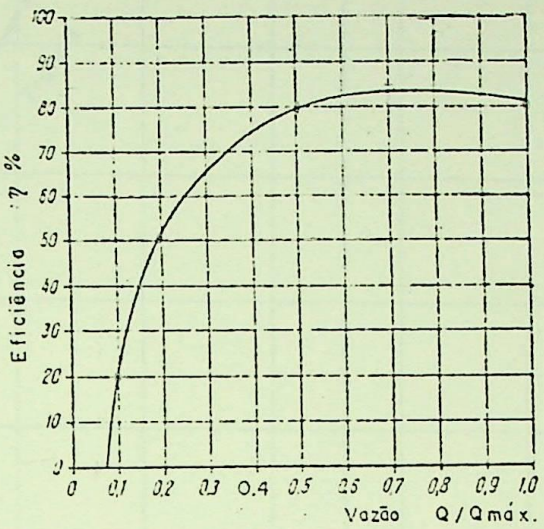


Fig. 1.1 - Eficiência da Turbina Fluxo-Cruzado Construída por Banki Injetor Simples

Esta curva é melhorada com o uso do injetor bi-partido na razão 1:2 do comprimento útil total. As respectivas pás operatrizes são operadas em sequência de modo a produzir o máximo de eficiência sobre todo o campo de vazão. A pá menor é usada para baixas cargas, a maior para médias cargas e as duas juntas para toda carga. Com este procedimento a curva de rendimento apresenta-se da forma mostrada na figura (1.2). Esta curva é obtida pelo fabricante OSSBERGER[10].

1.3. Componentes Principais - Descrição

Outra importante particularidade é que esta turbina apresenta somente dois componentes móveis: o rotor e a pá diretriz, sendo constituída dos seguintes componentes principais:

1. PEÇA DE TRANSIÇÃO

   É usada quando a turbina é ligada a uma tubulação forçada. A sua função é mudar a seção circular do tubo em retangular, conforme é a do injetor, sem que ocorra perdas de cargas significativas no escoamento da água.

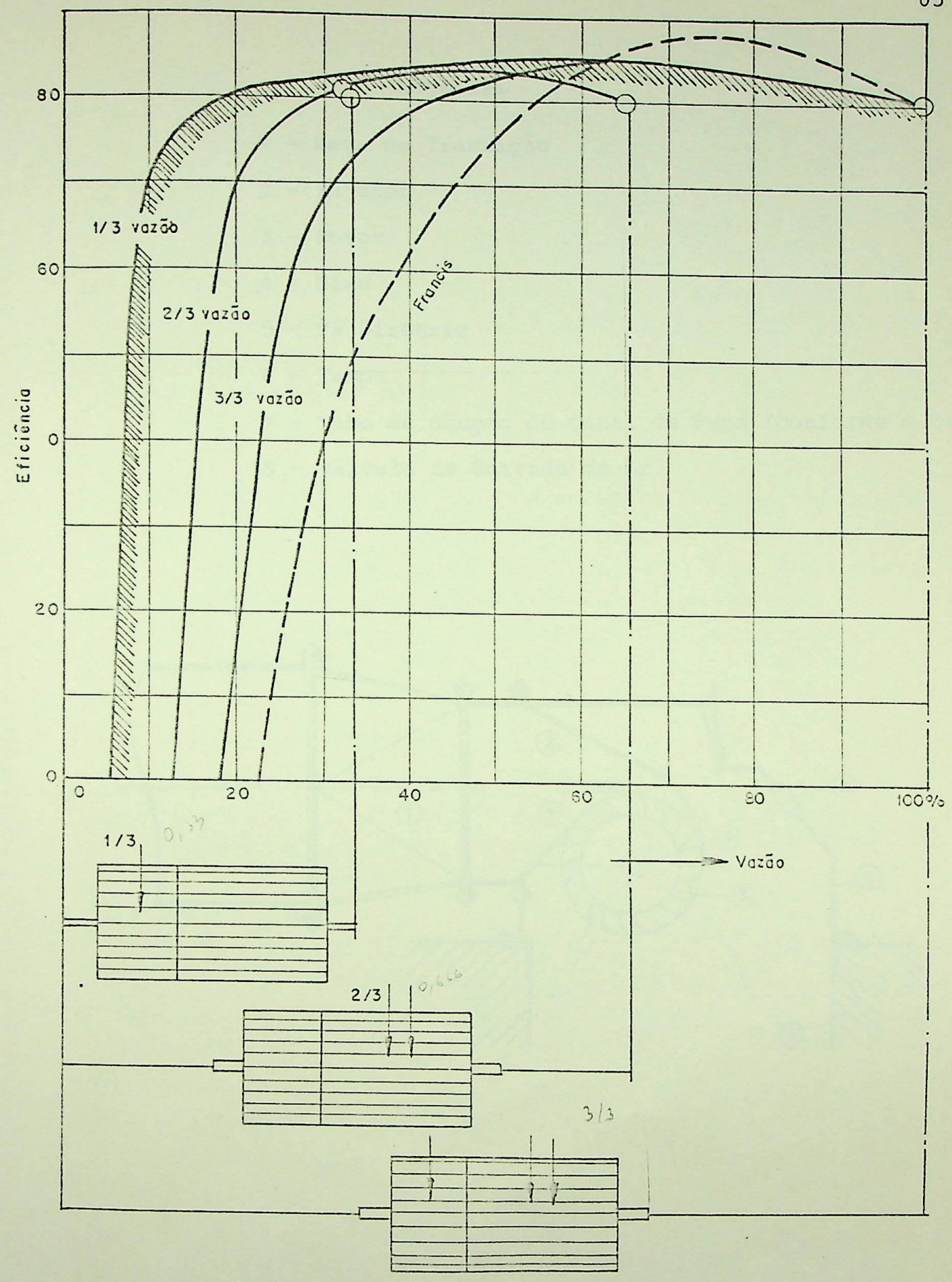


Fig. 1.2 - Curvas de Rendimento da Turbina Fluxo-Cruzado, ou Michell-Banki, de Injetor Bi-Partido, Comparada com a Turbina Francis.

Legenda:

1 - Peça de Transição

2 - Injetor

3 - Rotor

4 - Eixo

5 - Pá Diretriz

6 - Tampa

7 - Tubo de Sucção ou Canal de Fuga (conforme o caso)

8 - Válvula de Entrada de Ar.

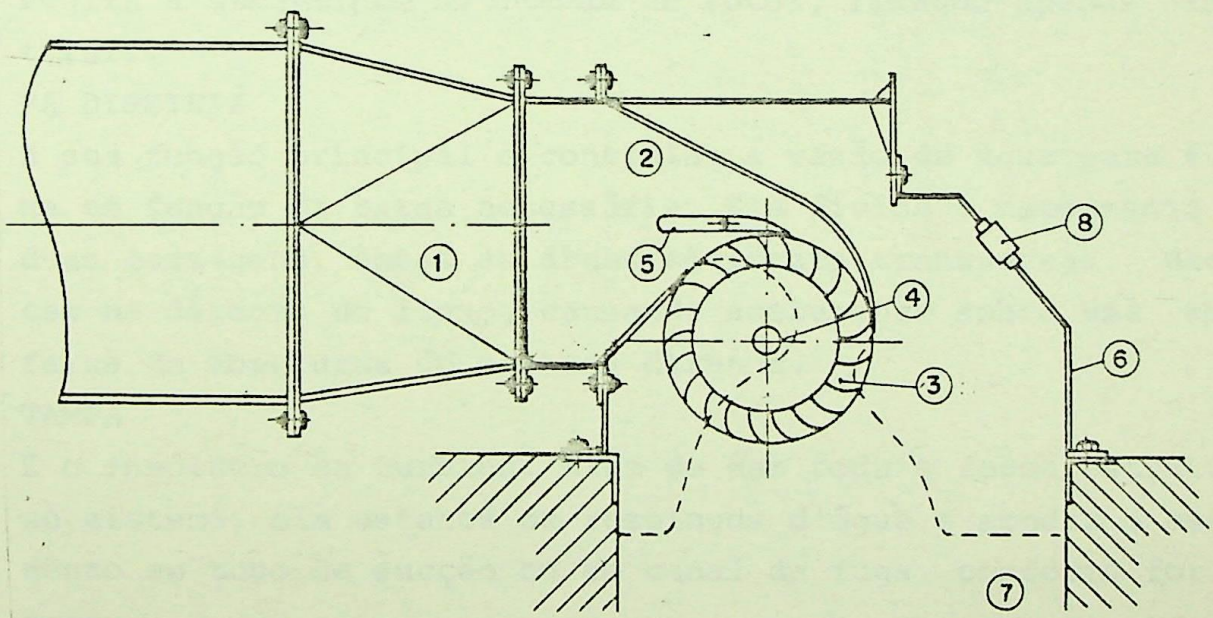


Fig. 1.3 - Turbina Michell-Banki - Componentes Principais.

2. INJETOR

A sua função é converter a energia disponível em energia cinética. Ele deve transpor a água para o rotor de maneira que não ocorra choques na entrada do rotor.

3. ROTOR

Apresenta a forma de barril, ou gaiola de esquilo. É composto de dois discos de aço unidos entre si por várias pás de raio circulares, feitas de chapas de aço calandradas ou cortadas de tubos. Quando os rotores apresentam grandes comprimentos, faz-se uso de anéis intermedianos inrijecedores; de modo a reduzir a extensão não apoiada da pá.

4. EIXO

Sempre usado na horizontal, normalmente é passante através do centro do rotor, transfere o conjugado ao gerador. Devido a possibilidade do eixo, em certos casos, vir a interceptar o escoamento, para rotores de pequenos comprimentos, há quem sugira a sua retirada do interior do rotor, fixando apenas nas laterais.

5. PÁ DIRETRIZ

A sua função principal é controlar a vazão da água para turbina em função da carga necessária. Ela divide o escoamento em duas passagens. Ambas as áreas secionais transversas decrescem na direção do fluxo, causando aceleração sobre uma ampla faixa de aberturas do sistema diretor.

6. TAMPA

É o invólucro da turbina. Além de dar toda a forma estrutural ao sistema, ela estanca os respingos d'água e conduz o escoamento ao tubo de sucção ou ao canal da fuga, conforme for o caso.

7. TUBO DE SUCÇÃO

O seu uso foi proposto recentemente e, além de dar mais liberdade no arranjo geral da instalação, também aumenta a queda efetiva da turbina.

8. VÁLVULA DE ENTRADA DE AR

O seu uso decorre da necessidade de permitir a entrada de ar na tampa de modo a controlar o nível da água no interior da mesma. Esta necessidade ocorre devido ao uso do tubo de sucção que faz com que o ar contido no interior da tampa vá-se diluindo na água que está escoando, permitindo assim que o nível da água aumente, ocorrendo então o perigo de afogar o rotor o

que seria bastante prejudicial para a sua eficiência, visto que na sua concepção ela é uma máquina de ação.

1.4 - Comparação entre as Turbinas Michell-Banki e a Francis, em Sistemas Isolados

Através da curvas da figura (1.2), fez-se um estudo teórico sobre os rendimentos médios que as duas turbinas apresentariam se fossem atender a um mesmo sistema de carga. Para uma curva com fator de carga de 0,05, típico de uma propriedade rural no Sul de Minas [13] a turbina Fluxo-Cruzado apresentou um rendimento médio de 42% e a Francis 29%. Para uma curva de carga com fator 0,35 a primeira apresentou 80% e a segunda 72%. No primeiro caso, a turbina Fluxo-Cruzado apresenta-se 30% mais eficaz que a Francis. Esta superioridade ainda mantém-se para o segundo caso, onde a Fluxo-Cruzado ainda é 12% mais eficaz. A OLADE [3] informa que a superioridade da Fluxo-Cruzado, em sistemas isolados mantém-se em curvas com fatores de carga até 42%. É válido lembrar que esta análise é feita em função da curva obtida em turbinas construídas pela OSSBERGER [10] . Em caso de turbinas de outros fabricantes as conclusões podem ser diferentes.

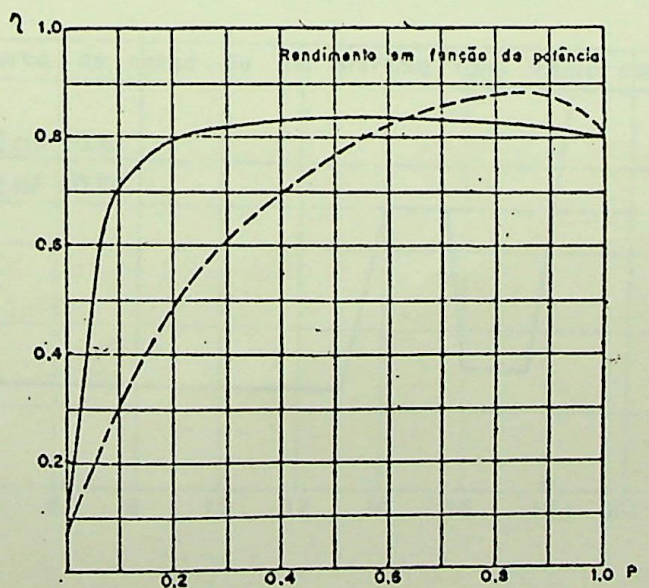


Fig. 1.4 - Curva de Rendimento da Turbina Michell-Banki, de dois Setores, em Função da Carga.

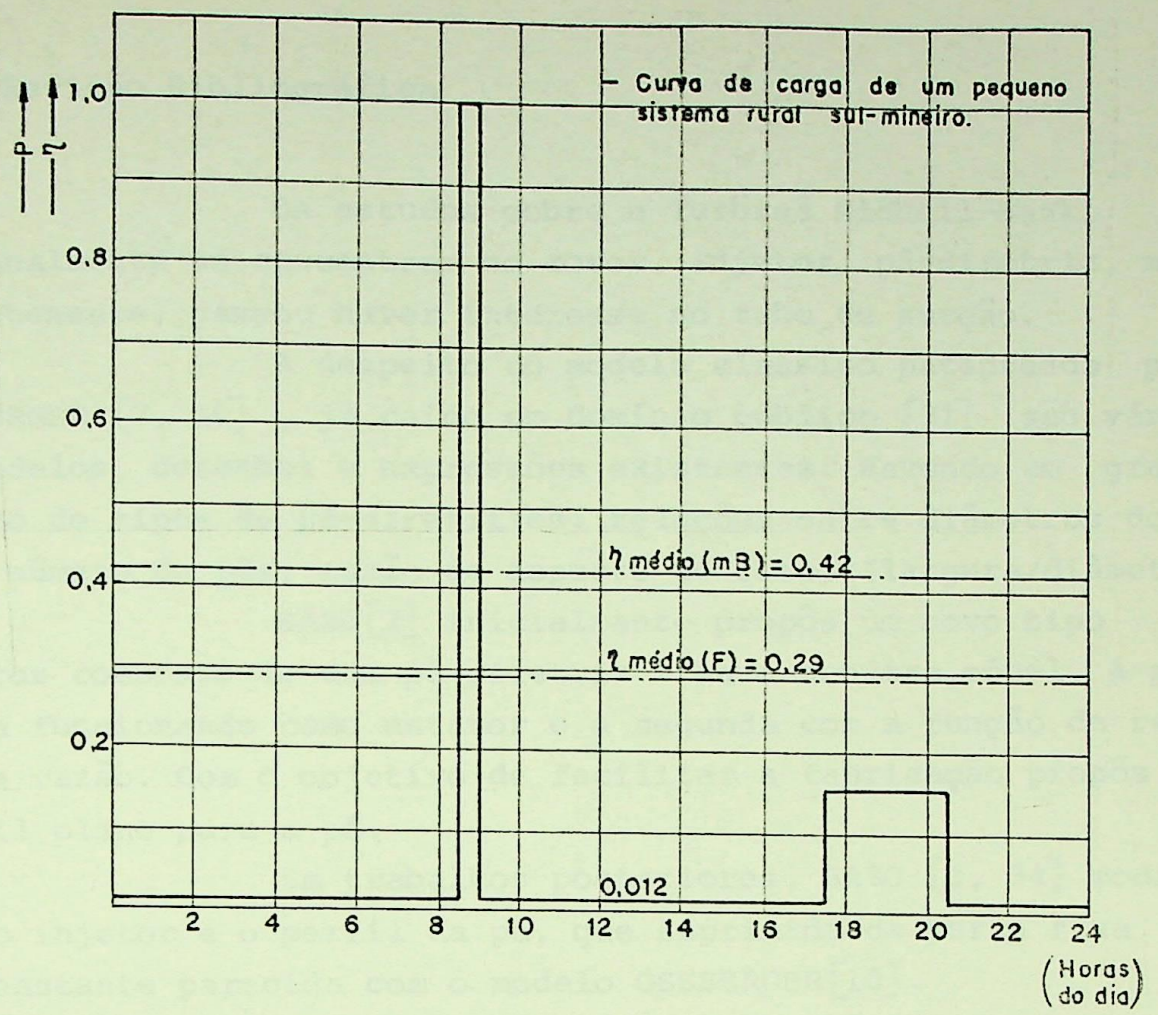


Fig. 1.5 - Curva de Carga e de Rendimentos para utilização da Turbina Michell-Banki e Francis em Meio Rural Típico.

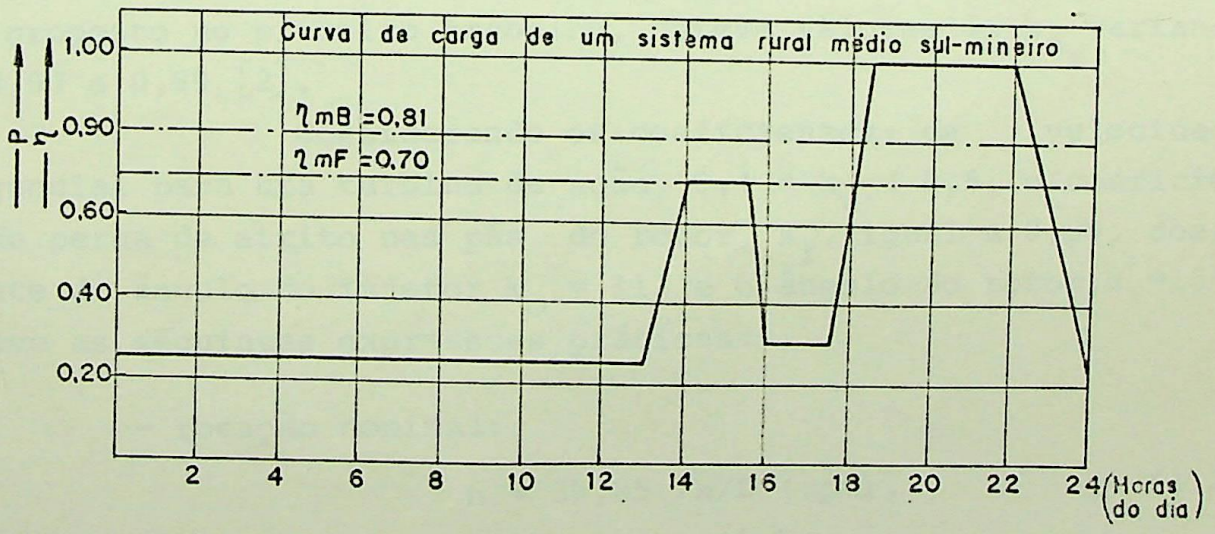


Fig. 1.6 - Curva de Carga e de Rendimentos para Utilização de Turbina Michell-Banki e Francis em Pequenas Povoações.

1.5. Revisão Bibliográfica

Os estudos sobre a Turbina Michell-Banki tradicionalmente se concentram no rotor, injetor, pá-diretriz, mais recentemente, passou haver interesse no tubo de sucção.

A despeito do modelo clássico patenteado pela OSSBERGER [7, 10] , já caido em domínio público [31] ,são vários os modelos, desenhos e expressões existentes. Havendo um grande número de tipos de pá-diretrizes, relações entre diâmetros do rotor, número de pás, razão de aspecto do rotor (largura/diâmetro).

BAZO[2] inicialmente propôs um novo tipo de injetor composto de uma pá diretriz fixa e a outra móvel. A primeira funcionando como estator e a segunda com a função de regular a vazão. Com o objetivo de facilitar a fabricação propôs um perfil plano para a pá.

Em trabalhos posteriores, BAZO [3, 34] modificou o injetor e o perfil da pá, que suprimida da parte fixa, ficou bastante parecida com o modelo OSSBERGER[10].

Definiu o coeficiente de velocidade do injetor como sendo:

$$k_c = \sqrt{1 - \Delta H_i / H} \qquad (1.1)$$

Onde ΔH_i e H representam, respectivamente, a perda de carga e queda disponível no injetor. Em ensaios no injetor proposto no primeiro trabalho, obteve vàlores de k_c variando de 0,97 a 0,99 [2].

Considerando os coeficientes: de velocidade tangencial para uma turbina de ação, $0,4 < k_u < 0,5$, o coeficiente de perda de atrito nas pás do rotor, K_f, igual a 0,99, coeficiente do ângulo do injetor k_o = 113 e o ângulo do rotor, $\alpha_4 = 16^0$, obteve as seguintes expressões práticas:

- rotação nominal:

$$n = 39,85.\sqrt{H}/D \text{ (rpm)}, \qquad (1.2)$$

- largura do injetor:

$$B = 3{,}13.Q/(\Pi.D - e.z).\sqrt{H}\ [m], \quad (1.3)$$

- largura máxima do injetor dado por:

$$B_{máx} = 2{,}5.D^2\ [m]\ , \quad (1.4)$$

- rotação específica no S.T.:

$$nq = 22{,}52.B^{1/2}(\Pi.D-e.z)^{1/2}/D\ , \quad (1.5)$$

- diâmetro máximo do eixo da pá diretriz:

$$d_{pá_{máx}} = 0{,}18.D\ . \quad (1.6)$$

Em trabalhos posteriores, BAZO [3, 30] apresenta outras relações práticas de modo a possibilitar o desenho do rotor.

Relação entre os diâmetros interno e externo:

$$D_i/D = 2/3\ , \quad (1.7)$$

Raio da pá no rotor:

$$r = D/6{,}1, \quad (1.8)$$

Diâmetro máximo do eixo do rotor:

$$d_{r_{máx}} = 0{,}325.D\ , \quad (1.9)$$

O comprimento do rotor foi tomado com sendo:

$$B = 1{,}3.B_i\ , \quad (1.10)$$

E o triângulo de velocidade pode ser construído com auxílio das seguintes relações:

$$C_4 = 4.34.\sqrt{H} \qquad (1.11)$$

$$C_5 = 1,2.\sqrt{H} \qquad (1.12)$$

$$u_4 = 2,09.\sqrt{H} \qquad (1.13)$$

$$\beta_4 = 29,83 \cong 30^{o} \qquad (1.14)$$

$$w_4 = 2,40.\sqrt{H} \qquad (1.15)$$

$$w_5 = 2,35.\sqrt{H} \qquad (1.16)$$

Ângulo total de trabalho

$$\psi \cong \delta_o + 163^{o} \text{ , onde:}$$

$$\delta = k_o.36^{o} \qquad (1.17)$$

Na primeira vez, para padronizar uma família de turbinas, BAZO [2] adotou os valores de 200 a 400 [mm] como diâmetros de rotores em 20 o número de pás, e o ângulo de abrangência do injetor variando entre 1/4 e 1/3 da circunferência. Com estes valores obteve relações variando na ordem de 500 a 1000[rpm]. Com estes dados calculou a largura do rotor:

$$B = 1,5.B_i.$$

O campo de aplicação da turbina proposto por BAZO [3, 30] foi: para altura de queda variando de 5 a 100 [m] .

Quanto aos cálculos mecânicos dos componentes da turbina, BAZO [2, 3, 30] utilizou-se das seguintes expressões:

Diâmetro do eixo da pá diretriz:

$$d_{pá} = \sqrt[3]{16.T/\Pi \ . \ \sigma_d} \quad [m] \qquad (1.18)$$

Onde o torque é dado por:

$$T = 31.D.Q.\sqrt{H} \ [kg/m] \qquad (1.19)$$

Tensão admissível do material é tomada como sendo:

$$\sigma_d = 0,2.\ \sigma_y \ [kg/m^2] \qquad (1.20)$$

Onde: σ_y é a tensão escoamento.

Em ambos trabalhos BAZO [2] usou somente 8 tipos de turbinas. No gráfico apresentado pode-se verificar que adotou um rendimento total da turbina em torno de 63,7%. Lançou mão do injetor bi-partido, mas geralmente usando a relação 1:2.

As principais dimensões da família padronizada foram tomadas de acordo com as relações B/D variando de 0,20 a 0,58 para injetor simples e 1,52 a 2,00 para o bi-dividido. A relação entre o comprimento do rotor e injetor, B/B_i, tomando como 1,33 para o primeiro caso e 1,7 para o segundo.

O professor ZULCY DE SOUZA [4] em conjunto com o professor MÁRCIO TADEU DE ALMEIDA [5], baseados nos estudos de BAZO [2, 3] propuseram uma metodologia de dimensionamento da turbina Michell-Banki. Além de enumerar as principais vantagens de turbina apresentam um breve histórico e a indicam para quedas acima de 1 [m] até 100 [m], com vazões variando de 15 a 20000 [l/s] e potências de até 1000 [kW]. O rendimento total é suposto entre 55 a 83% sendo que, em seus cálculos adotam 70%. Informam que este tipo de turbina pode apresentar rotações específicas que variam de 30 a 180, campo este que cobre perfeitamente ao de Pelton de 2 jatos até Francis normal. Fazendo uma breve análise comparativa entre as curvas características de Michell-Banki e Francis, concluíram que, para atender uma curva de carga típica do meio rural brasileiro, que se apresenta com baixo fator de carga, a primeira mostra-se 17% mais eficiente que a segunda. BAZO [3] já havia concluído que a Michell é mais atraente quando atende uma carga cujo fator é inferior a 0,5.

As principais relações apresentadas pelos autores foram objetos desta dissertação, as quais serão demonstradas nos capítulos seguintes.

Em um artigo em que o prof. ZULCY DE SOUZA [26] faz um estudo sobre a rotação de disparo, ou de embalamento, entre os diversos tipos de turbinas, concluiu que a da turbina Michell-Banki, considerada como uma máquina de ação pura, é dada por:

$$n_e = (1{,}27 \text{ a } 1{,}37) . \sqrt{H}/D . \cos\alpha_4 , \qquad (1.21)$$

valores estes um pouco inferiores aos da turbina Pelton, calculada sob as mesmas condições.

O prof. L. A. HAIMERL [7] fornece um pequeno histórico da turbina Michell-Banki. O autor não concorda que esta turbina seja puramente de ação, segundo este pesquisador esta classificação deve-se ao fato que o projeto original era uma verdadeira turbina de pressão constante dado a existência de uma folga, entre o injetor e o rotor, suficientemente grande, de modo que houve espaço para o jato expandir livremente de lado. Atualmente, devido à proximidade do injetor com o rotor, feito com o objetivo de obter melhorias de rendimentos, existe uma pequena pressão positiva no interstício. Isto pode ser demonstrado através de medições de fluxo na turbina com ou sem rotor. Pesquisa esta realizada pelo prof. F. EULER, no Colégio Técnico de Hagen[7]; ocasião que encontrou vazão maior para o injetor, com a turbina sem rotor.

As principais relações e valores indicados por HAIMERL foram:

Razão de diâmetro:

$$D_i/D = 2/3 \qquad (1.22)$$

Ângulo de entrada do rotor na primeira passagem:

$$\beta_4 = 30^o \qquad (1.23)$$

Ângulo de saída das pás do rotor

$$\beta_5', \beta_4' = 90^o$$

Velocidade periférica unitária para $\eta = 0,82$

$$u_{11} = \sqrt{\eta . g/1,732} = 2,16 \ [m/s] . \quad (1.24)$$

Rotação unitária para os valores acima:

$$n_{11} = 41 \ [rpm] . \quad (1.25)$$

sendo que a OSSBERGER utiliza o intervalo $35 < n < 39$.

Vazão unitária:

$$Q_{11} = Q/D^2 . \sqrt{H} = 0,05 . \sqrt{B/D} \quad (1.26)$$

para $u = 2,16 \ [m/s]$, $\beta_5 = 90^o$.

Razão de aspecto:

$$B/D = 3 \text{ a } 3,5 \text{ (para grandes vazões)} \quad (1.27)$$

Velocidade específica (métrica)

$$n_1 = 3,6 . n_1 . \sqrt{Q_{11} . \eta} \quad (1.28)$$

Se adotando os valores acima, obtem-se :

$$n_{11} = 125 . \sqrt{B_1/D_1} \quad (1.29)$$

Sendo que atualmente respeita-se o intervalo

$$n_{11} = (75 \text{ a } 120) . \sqrt{B_1/D_1} . \quad (1.30)$$

HAIMERL [4] fazendo um balanço de energia entre a entrada e saída da primeira passagem, considerando $u_i = (2/3) . u_1$; $w_i = (3/4) . u$ e que perda específica por atrito do escoamento na primeira passagem de $(h_{4-5})/H \cong 0,035$, com o valor teórico de $u_{11} = 2,16 \ [m/s]$ obteve um grau de reação de 6,3%, demonstrando assim que esta turbina trata-se de uma máquina com pequeno grau de reação. Deduziu também a expressão que fornece a relação de energia entre as duas passagens, obtidas

através de equação do momento entre os dois estágios.

$$\varepsilon_Y = \frac{M_{4-5'}}{M_{4'-5}} = \frac{P_{4-5'}}{P_{5'-4}} = \frac{D.C_{u4} - Di.C_{u5'}}{Di.C_{u4'} - D.C_{u5}} \qquad (1.30)$$

Desta expressão, substituindo os valores já adotados, HAIMERL [7] obteve que a primeira passagem desenvolve 4,6 vezes mais torque que na segunda passagem. Isto indica que 82,14% da energia é transformada na primeira passagem e o restante 17,86% na segunda passagem. Indicou ainda o ângulo de admissão δ , variando de 90^{o} a 120^{o}, sendo este último o valor adotado pela OSSBERGER que também adota os valores , para o diâmetro do rotor, variando de 200 a 600 mm , escalonados em 100[mm] , e que recentemente , a mesma companhia usou diâmetro de 800 [mm] para uma vazão de 4 $[m^3/s]$.

Com relação as características construtivas da turbina informou que o eixo passante não apresenta efeito adverso à passagem da água e que somente na partida da turbina a água bate no eixo. No mesmo trabalho o autor informa que o número das pás do rotor, feitas de aço inox, pode variar de 26 a 30 e quando o rotor apresentar grandes comprimentos deve-se usar anéis enrijecedores intermediários.

A altura máxima indicada para o tubo de sucção poderia variar de 1,5 a 2 [m].

Quanto à eficiência, embora o valor médio máximo indicado seja 82% a 70% da vazão, o valor máximo já obtido foi de 86% e que em geral, no caso prático, as eficiências são bem inferiores a estes valores.

A rotação de embalamento da turbina Michell-Banki fica entre os valores.

$$n_e = (1,8 \text{ a } 2).n \qquad (1.31)$$

Comparando a Michell-Banki com a Francis diante de uma curva de utilização anual da potência gerada, verificou que a Michell-Banki apresenta um ganho de potência na ordem de 10800 HPh. Esta análise foi feita para as duas turbinas especificadas para a mesma queda (H = 7,5 m) e vazão com incidên-

cia de 90 dias ($Q = 0,6\ m^3/s$). Este estudo foi feito com o objetivo de mostrar que, embora a turbina Michell-Banki apresente rendimento mais baixo que a Francis, ela apresenta melhor rendimento a cargas parciais.

Se comparada com a KAPLAN, a Michell-Banki apresenta um custo bem inferior, pois embora apresentando um rendimento superior, os custos de instalação são bem superiores para a KAPLAN e esta só pode ser usada em locais de baixa queda e grandes vazões. Já a Michell-Banki pode ser usada em várias situações diferentes.

MOSONYI [8] informa que na turbina Banki, muito adequada para baixas quedas, ocorre uma deflexão de 90° na direção do jato e que este tipo de turbina corresponde a um tipo limite entre rotores de impulsão e de reação, pois, devido a proximidade do injetor com o rotor, pode ocorrer alguma sobre-pressão no escoamento se as sessões ficarem completamente ocupadas de água, como é o caso da primeira passagem.

Continuando, MOSONYI [8] observou que:

- a diferença entre a turbina Fluxo-Cruzado e as outras turbinas é que nela, não ocorre deflexão axial, logo, como consequência, o diâmetro do rotor pode ser determinado sem fazer caso do engolimento do rotor, o qual afetará somente a largura do mesmo.

- a espessura máxima permissível ao jato d'água pode ser determinada em função do diâmetro selecionado e baseado em fundamentos hidráulicos ou experimentalmente.

- deve-se evitar grandes comprimentos para os rotores visto que, por razões estruturais, exigiram pás extremamente grossas e o uso de discos intermediários.

Caso os rotores devam ser longos, sugeriu o uso de um ou mais rotores montados sobre o mesmo eixo com vários mancais intermediários. São as chamadas turbinas Michell-Banki de células duplas ou células múltiplas. Neste caso sugeriu um eixo descontínuo.

Neste artigo, MOSONYI [8] além do uso da pá diretriz com acionamento manual ou automático, indicou o uso de mancais de rolamento, tubo de sucção e que as pás do rotor fossem cortadas de tubos de aço.

Quanto aos parâmetros para o dimensionamento da turbina, MOSONYI [8] indicou a seguinte sequência de cálculo:

- estabelece-se a queda e vazão turbinada;
- supõe-se a rotação da turbina;
- calcula-se o diâmetro do rotor, dado pela expressão Banki:

$$D = 39,3.\sqrt{H}/n \quad [m], \tag{1.32}$$

ou, para turbinas mais recentes

$$D = 36,5.\sqrt{H}/n \quad [m], \text{ onde:} \tag{1.33}$$

H em [m] e n [rps].

A secção transversal de entrada do rotor, (saída do injetor) é tomada como sendo:

$$S_i = k.D , \tag{1.34}$$

onde a constante k pode assumir valores entre 0,075 a 0,100. Estes valores foram especificados por BANKI[8], que com isto garantia que não haveria choque de água com o eixo. Z. FINTOR [8] , através de experimentos realizados nas dependências da empresa GUNZ WAMAG, obteve valores em torno de 0,3 para esta constante.

Da expressão acima obtém-se a relação:

$$b = 1,8.S_i, \text{ onde:}$$

b é a largura de aparelhagem da pá.

Desta expressão deduziu-se que 72% da energia é transformada na primeira passagem e o restante na segunda.

A capacidade de vazão seria dada por:

$$Q = \phi.k.b.D.\sqrt{2.g.H} , \text{ onde:}$$

ϕ é a capacidade da vazão do injetor e que varia de 0,96 a 0,98;

B, largura do rotor, é dado pela expressão:

$$B = 0,006.n.Q/k.H, \text{ onde:}$$

k = 0,075 a 0,1, obtém-se:

$$B = (0,08 \text{ a } 0,06).n.(Q/H), \tag{1.35}$$

n [rpm].

Para turbinas mais recentes utiliza-se:

$$B = 0,02.n.(Q/H).$$

Dentre as vantagens deste tipo de turbina , MOSONYI [8] enumera as seguintes:

- a rotação de turbina pode ser arbitrariamente selecionada dentro de um grande campo sendo, para algumas alturas dadas, regulada pelo diâmetro do rotor o qual pode ser adotado, dentro de certos limites, indiferentes da capacidade da vazão;
- pode-se obter bons rendimentos em um amplo campo de vazão;
- a construção da turbina é extremamente simples;
- o espaço requerido para a instalação é pequeno;
- facilidade de operação e manutenção.

Como desvantagem cita:

- a necessidade de serem instaladas em um nível acima do da jusante, ocorrendo uma perda de altura disponível.Para sanar, em parte, este tipo de problema, sugeriu o uso do tubo de sucção;
- embora a sua eficiência seja superior às das rodas d'água, ela, em geral, é inferior aos das outras turbinas. Este fato torna-se irrelevante em pequenas instalações onde a preocupação maior é com o baixo custo e simplicidade de instalação e operação.

Quanto ao rendimento, indicou que em instalações de quedas variando de 2,5 a 3,6 [m] já se obteve rendimentos na ordem de 70%.

O campo de aplicação indicado foi de H = 2 a 100 [m] e Q = 20 a 2500 [l/s] .

VERPLANCK [9] em seu relatório além de dar um pequeno histórico da turbina, informa da sua baixa velocidade unitária, definiu-a como uma turbina radial e de impulso com admissão parcial de ar. A máxima eficiência é garantida pela OSSBERGER em torno de 83% mas em muitos casos para a melhor posição da pá diretriz ela podeexceder aos 86%. Informou que a maior turbina , em termos de dimensões físicas, já instalada pela OSSBERGER trata-se de um pequeno moinho instalado em STUTTGART, Alemanha, cujas características principais são : P = 20,6 [kW]; H = 3,6 [m]; Q = 7 $|m^3/s|$, onde o rotor apresentava as seguintes dimensões: D = 1250 |mm|, B = 3,3 |m| . Finalmente informa que no momento, a OSSBERGER não intensiona usar diâmetros superiores a este valor.

Quanto ao material usado na fabricação da turbina, relata que o uso de pás feitas de aço inoxidável é feito em função das condições de corrosão da água, mas isto não é viável. Em locais onde haja quantia apreciável de terra ou areia pode ocorrer erosão das pás.

A OSSBERGER TURBINENFABRIK [10], de longe o maior fabricante mundial deste tipo de turbina, no seu catálogo apresenta o histórico da turbina Fluxo-Cruzado OSSBERGER. Classifica-a como turbina radial, tipo de impulso com admissão parcial. Informa que trata-se de uma turbina de baixa rotação, que devido ao duplo efeito o rotor nunca fica sujo de folhas, flocos de neve e gelo. Esta turbina não é sujeita a cavitação e que as pás do rotor, geralmente em número de 30, são curvadas somente na direção radial, não existindo impulso axial. Quando na montagem o rotor é cuidadosamente balanceado.

O campo de aplicação apresentado é de vazões entre 20 a 9000 [l/s] , altura de 1 a 200 [m], potência até 1000 [kW] dependendo da altura e do tipo da turbina a rotação pode variar de 50 a 2000 [rpm].

Garante um rendimento de 80%, cujo valor ótimo ocorre entre 17 a 100% da vazão. Em medições já obteve rendimentos na ordem de 84 a 88%.

A rotação de embalamento deste tipo de turbina é na ordem de 1,8 vezes a nominal.

Indica o uso do tubo de sucção para instalações de baixa e médias quedas, sendo que a altura adotada é da ordem de 0,90 [m].

A FUJI |11| no seu catálogo de turbinas para pequenas centrais apresenta uma família padronizada de turbinas Fluxo-Cruzado, cujo campo de aplicação é dado por: quedas variando de 7,5 a 100 [m] , vazão de 0,15 a 5,0 [m^3/s] , potência: 50 a 1000 [kW]. Além disto mostra que os diâmetros dos rotores adotados são: 315, 400, 500, 630, 800 e 1000 [mm] , e a razão de aspecto, (B/D), variando de 0,5 a 3,55.

Informa que este tipo de turbina é adequado para uso em centrais de desvio e, em locais de médias quedas. Para alturas superiores a 100 [m] as turbinas Pelton e Francis, mostram-se mais econômicas.

A rotação específica, n_{qA}, cobre o campo 40 a 150.

Como a referência para determinação da altura efetiva,ainda não se encontra padronizada, propõe como referência a linha de centro do rotor. No caso de usar o tubo de sucção acrescenta-se a altura efetiva a diferença do nível do interior da turbina e do da jusante. O rendimento do tubo é tomado como sendo 70%. A altura máxima do tubo de sucção é tomada em 3[m], e a cota entre a geratriz interior do rotor e o nível d'água, no interior da tampa, é tomado em 0,5 [m] .

Visto que geralmente faz-se necessário multiplicar a velocidade de rotação das turbinas de modo a diminuir o número de par de polos, a FUJI [11] indica o uso de multiplicador quando as rotações forem inferiores a 720 [rpm] (60 [Hz]) ou 600 |rpm| (50 [Hz]). Neste caso o equipamento ideal será: para potências inferior a 150 [kW] lança-se mão de multiplicador por correias, para potências superiores usa-se a caixa de engrenagens paralelas.

Finalmente, além de apresentar um gráfico que permite a escolha de turbina adequada, o catálogo fornece, além da rotação e potência aproximadas, todas as dimensões básicas de cada máquina, bem como do multiplicador de velocidade das engrenagens.

A TOSHIBA DO BRASIL S/A [12] , visualizando um mercado potencial, está oferecendo no Brasil uma família padronizada de turbina Michell-Banki cujo campo de aplicação é o seguinte: altura de queda efetiva variando de 4 a 100 [m] , vazão de 0,2 a 5 [m^3/s] e potência de 20 a 1000 [kW] . Campo este coberto por uma família de turbinas de 6 tamanhos. Não fornece maiores dados quanto as dimensões das máquinas. Pelos gráficos de escolha das turbinas pode-se concluir que o mesmo foi construído adotando-se rendimento na ordem de 73 a 75% para potências de 50 a 100[kW], 82% para 200 a 300 [kW], 85% para potências superiores a 500[kW] e que a rotação específica varia de 45 a 186.

SANTOS, A.H.M. & HORTA [12] fazem uma análise comparativa entre custos de eletrificação do meio rural, através de linha de distribuição ou geração própria. Neste trabalho os autores fazem um levantamento na região de Pedralva e Maria da Fé, localidades tipicamente rurais, e obtiveram fatores de carga variando entre 1 a 8%, sendo 5% um valor médio. Este fator é muito importante para a viabilidade da implantação da turbina Michell-Banki, visto que uma de suas principais características é

seu comportamento a cargas parciais. Sendo estes um dos motivos que justifica o seu uso.

BARNEY [14] descreve a sua experiência em construções de Micro Centrais desenvolvida na região de Missiones , Argentina. Programa este totalmente baseado na instalação de turbinas Michell-Banki.

O pesquisador informa que este tipo de turbina é altamente apropriada para países do terceiro mundo, onde a disponibilidade de fundos são escassas. Visto que, embora apresentem rendimentos superiores, os outros tipos de turbinas, fabricados por países desenvolvidos, têm custos elevados. Por exemplo: uma turbina de 15 [kW] chega a valores de 15 a 20000 US$ e são poucos os países que podem pagá-las. Estes custos elevados, viabilizam a Michell-Banki uma vez que a mesma tem uma tecnologia simples e pode ser fabricada facilmente pelos países pobres.

As primeiras experiências do prof. BARNEY[14] começaram em 1970, com a construção de pequenos protótipos. Nesta época utilizou-se de motores assíncromos auto-excitados funcionando como geradores e a transmissão da turbina ao gerador foram usados multiplicadores de correias em "V". Atualmente a regulagem de carga é feita através de reguladores eletrônicos compostos de elementos analógicas. Como comando das turbinas foi empregado sistema eletrônico com comando por cabo elétrico e por ondas portadora. Com objetivo de obter economia foi desenvolvido comandos eletromecânicos enviando uma tensão de 12 [V],c.c., ao servo comando da turbina. Em casos mais simples o comando é feito através de cabos de aço. Em todos estes casos as distâncias não podem exceder a 1 [km].

Utilizando-se de vários materiais,como madeira para fabricação de rotores, polias feitas de rotas de camionetes BARNEY[14] desenvolveu modelos possíveis de serem construídos pelo homem do campo. Devido aos baixos rendimentos obtidos nos primeiros modelos os projetos atuais desta equipe apresenta-se muito semelhante às turbinas de OSSBERGER, sendo que o campo de aplicação sugerido e de alturas variando de 2 a 15 [m], vazões de 0,02 a 0,20 [m^3/s] . O diâmetro do rotor foi padronizado em 200[mm]. Os rendimentos obtidos nestas máquinas foi na ordem de 65%, sendo que para quedas inferiores a 20 [m] verificou que não ocorre cavitação na pá diretriz. Quanto ao material empregado , foi utilizado alumínio para fabricar a pá diretriz e, caso a

água seja abrasiva, sugeriu o uso de aço inoxidável. Para verificar se a pá diretriz está ou não bem projetada observa-se o ruído da água escoando no injetor. Se o ruído é turbulento é quase seguro que o desenho não está adequado, quando em acionamento não se percebe grande variação de ruídos em todos os pontos percorridos pela mesma, o desenho é adequado.

Para o cálculo de micro central, ele adotou para a turbina, transmissão por correia e o gerador, rendimentos na ordem de 65%, 96% e 80%, respectivamente.

A rotação da turbina é dado por:

$$n = 36.(\sqrt{H}/D) \quad [rpm] \text{, sendo:} \qquad (1.38)$$

D o diâmetro do rotor e normalmente adotado como 200[mm]

e

B, a largura do rotor:

$$B = 0{,}036.n.(Q/H) \text{ , onde}$$

n [rpm] ; Q [m^3/s] ; H [m] ; B [m].

O prof. SOUZA, Z. [15] com o objetivo de divulgar as turbinas indicadas para PCH's publicou mais um artigo onde volta a citar a turbina Michell-Banki e apresentando um resumo de seu histórico e funcionamento.

Na matéria publicada pela WATER POWER & DAM CONSTRUCTION [16], a turbina Michell-Banki é apresentada como um produto da já tradicional OSSBERGER. Apresenta como campo de aplicação alturas de 1 a 200 [m], vazões de 200 a 7000 [l/s] e potência que variam de 1 a 1000[kW]. Estas turbinas em função da queda e do diâmetro podem assumir rotações que variam da ordem de 50 a 1000 [rpm]. Informa ainda que, com objetivo de economia no processo de fabricação, a OSSBERGER desenvolveu um número de turbinas com os diâmetros fixados e variou os comprimentos conforme a necessidade.

O número de pás do rotor indicado é em torno de 30, dependendo do tamanho, sendo que com o uso da pá dividida em 1/3 e 2/3, obtem-se rendimentos máximos no campo de 16 a 100% da carga.

Classifica a turbina como uma máquina de ação, e para locais de baixas e médias quedas indica o uso de tubo de sucção que por sua vez obriga o uso de uma válvula de entrada de

ar, de modo a regular o nível de água no interior da tampa. Com isto as turbinas Michell-Banki tem sido usadas com sucesso em quedas de até 1 [m].

HOTERSALL [17] faz um pequeno desenvolvimento histórico da turbina e apresenta resumidamente um sumário da teoria uni-dimensional. Alguns aspectos bi-dimensionais também são salientados, bem como salienta o comportamento hidráulico. Finalmente é feita uma comparação com um ventilador Fluxo-Cruzado.

Faz um estudo comparativo entre o rendimento em função do número de pás que, segundo o autor, pode variar de 10 a 34. O campo de rotação específica atendido varia de 40 a 200.

No desenvolvimento da análise unidimensional da turbina de Fluxo-Cruzado, HOTERSALL [17] supôs:

- escoamento não viscoso e incompressível;
- infinitos números de pás, não incidentes ou divergentes;
- não há variação de pressão nas direções circunferencial e radial;
- não ocorrem fugas na passagem das pás exceto na pá de entrada e saída.

Classificou a Fluxo-Cruzado como um tipo limite e que a mesma opera sem queda de pressão, no limite entre impulsão e reação.

No seu artigo, HOTERSALL [17], apresenta o seguinte equacionamento para a turbina:

$$D = 42{,}3 \cdot \phi \cdot \cos\alpha_4 \cdot \sqrt{H} / \hat{n} \qquad (1.39)$$

$$c_4 = \phi\sqrt{2gH} \qquad (1.40)$$

$$B = Q/S_i \cdot c_4 \qquad (1.41)$$

$$S_i = \delta \cdot \Pi \cdot D_4 \cdot \operatorname{sen}\alpha_4 / 360^{\circ} \qquad (1.42)$$

$$\beta_4 = 180 + \operatorname{arc\,tg}(2 \cdot \operatorname{tg}\alpha_4) \qquad (1.43)$$

$$\beta_4' = \beta_5' = 90^{\circ} \qquad (1.44)$$

$$\alpha_4' = \alpha_5' \qquad (1.45)$$

$$m = D_i/D = \sqrt{2 \cdot \operatorname{sen}\alpha_4 \,(1 - \operatorname{sen}\alpha_4)} / \cos\alpha_4 \qquad (1.46)$$

$$r_{pá} = D(m^2 - 1)/4 \cos\beta_4 \qquad (1.47)$$

$$D_p = 2 \cdot (r_{pá}^2 + (D_i/2)^2) \qquad (1.48)$$

$$\Theta_5 = 2 \operatorname{arc\,tg} (m/(\sec^2 \beta_4 + 2 \cdot m^2 - 1) \qquad (1.49)$$

Para a relação S_i/D, adotou o mesmo valor anteriormente assumido por BANKI[8]e informa que este obteve a seguinte expressão para o rendimento ótimo:

$$\eta_{ot} = \phi^2.(1 + \nu.\cos^2 \alpha_4/2) \quad . \qquad (1.50)$$

Na sua revisão bibliográfica HOTERSALL[17] informou que, para o ângulo de admissão, δ , Banki havia adotado 164^o ; Z. FINTOR [17], fazendo $S_i/D = 0,3$, chegou a 123^o; a OSSBERGER [4, 17] usa 120^o e que KHOSROPANAH [17, 31] trabalhou com 3 injetores cujos ângulos de admissão eram 58, 78 e 90^o.

Segundo HOTERSALL [17], KHOSROPANAH [17, 31] concluiu que o rendimento da máquina é diretamente proporcional à este ângulo. Já HALMOS[17, 32], baseado em estudos experimentais indicou o contrário.

HOTERSALL [17] descreveu o efeito COANDA, que é o fenômeno que ocorre no injetor quando o fluxo da parte inferior do injetor permanece preso e encaixado sob o fluxo da parte superior. Este fenômeno foi observado a 1/4 de abertura da pá diretriz.

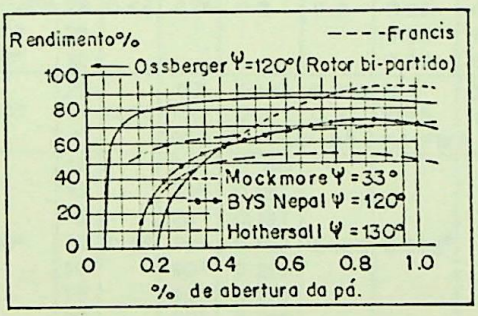


Fig. 1.7 - Rendimentos já Obtidos da Turbina Michell-Banki [17]

Com referência ao rotor da turbina, HOTERSALL, informa que: HALMOS[21, 32] refinou a teoria unidimensional esboçada primitivamente por Banki, considerou a pá bloqueada e a possibilidade da velocidade não ser uniforme. Mostrou que a razão de diâmetros $m = D_i/D$ deve ser maior 0,66 (valor este porposto por Banki) de modo que a operação de impulso seja garantida. Como primeiro estágio transforma 72% do torque, ARTER [17], sugeriu que pode-se obter ganhos de eficiência otimizando o perfil da pá para conduzir o escoamento com o primeiro estágio em detrimento ao segundo estágio.

Dependendo do projeto, a turbina de Fluxo-Cruzado poderá trabalhar com um pequeno grau de reação no primeiro estágio ou como uma turbina de impulso. HOTERSALL[17] supôs que ela provavelmente pertencerá ao tipo de ação quando o arco de

admissão for pequeno e os rotores mais longos que os injetores.

VARGA [17] forneceu dados sobre a distribuição de pressão ao longo do injetor com e sem rotor, e concluiu que a turbina operou com grau de reação. HAIMERL[7] também escreveu sobre este efeito e calculou em 6,3% o efeito de reação no primeiro estágio, para isto baseou na geometria da passagem e perdas estimadas. Este segundo efeito causa problemas na primeira passagem, segundo HOTERSALL |17|, a fuga que ocorre na ponta do injetor é causada pela queda de pressão, e que a turbina Fluxo-Cruzado é totalmente tolerante quanto ao número de pás. Fez suposições que com pequeno número de pás ocorram separações sobre as partes succionadas e a turbina opera por impulsão.Para as devidas comparações, apresentou a tabela a seguir:

Ref. Hoterssall	Autor	β_4	Z	m	δ	S_1/D_4	D_4	B_i/D_4	B_i/B	n_{11} Calc.	n_{11} Test	nd/n_{11}	H	η%
3	CAUTUTSCHI	90°	24	0.68	67°	0.2	0.2	0.25	0.95	37.1	37	2.15*	10-60	69
		90°	28					0.25	0.95		37			69
		80/85°	28					0.25	0.95		37			67
		90°	32					0.25	0.95		37			70
		90°	32					0.25	0.83		40			72
7	HOTERSSALL	90°	20	0.66	60°	0.143	0.238	0.9	0.93	37.1	38	2.22	6.7	75*
			21		130°	0.31	0.2	0.25	1		37	2.13		50'
			"	ABERTURA 3/4" PÁ GUIA FIXA, INTERNA							"	2.15		57'
8	KHOSROPANAH	90°	15	0.68	58°	0.140	0.305	0.328*	-	37.1	24	2.24	2*	61
			10		78°	0.187					28	2.21		61
			15		78°	0.187					28	2.19		67
			20		78°	0.187					26	2.47		60
			10		90°	0.216					27	1.88		65
			15		90°	0.216					31	2.12		69
			20		90°	0.216					34	2.43		67
10	MOCKMORE	90°	20	0.66	33°	0.080	0.333	0.916	1*	37.1	42.3	1.75	2.7-5.5	68
14	VARGA	90°	30	0.66	62°	0.15	0.2	0.5	0.78	37.1	41.4	2.1*	5-15	76

* ESTIMADO
\- DESCONHECIDO

Tabela 1.1 - Dados de Comportamento da Turbina Michell-Banki Publicados |17|.

NECHLEBA & KOPCKY [18] descreveu os vários tipos de turbinas fabricadas na Checoslováquia e os respectivos campos de aplicação.Dentre elas indicam a Turbina Banki, produzida pela KOVOPDNIK MĚSTA BRNA, a qual atende vazões até 0,3 $[m^3/s]$ alturas variando de 2 a 10 [m] e potências de 2 a 30 [kW] sugerindo que este campo possa exceder até 20[m] de queda , 0,6$[m^3/s]$ de vazão e 150[kW] de potência máxima. O rendimento admitido para este tipo de turbina foi de 75%. Indicou também o uso do gerador assíncrono.

O B.Y.S. [19] , empresa sediada no Nepal, apresenta no seu catálogo uma família de turbina Fluxo-Cruzado cujas características principais são:

$$D = 250,\ 300,\ 400 \text{ e } 500\ [mm]$$
$$Q = 40 \text{ a } 2000\ [l/s]$$
$$H = 3 \text{ a } 110\ [m]$$
$$P = 5 \text{ a } 200\ [kW]$$
$$\eta = 80 \text{ a } 82\% \text{ (calc.)} \qquad (1.52)$$

Dentre todas as vantagens já indicadas para a turbina Fluxo-Cruzado ela salienta que, ao comparada com a Pelton multijato, a Fluxo-Cruzado apresenta um regulador mais simplificado.

O projeto de turbina é robusto e bastante simples. Usou a pá sem divisão, o rotor pode ser facilmente montado e desmontado através de um sistema de flanges laterais bastante simples. Devido ao seu sistema de regulagem a sua curva de rendimento é bastante similar a de BANKI [8].

Pelos dados fornecidos das turbinas já construídas e instaladas pode-se concluir que esta empresa, atuando desde 1978 já forneceu 26 turbinas cujas potências variam de 6 a 200[kW], vazões de 25 a 1600 [l/s]e o rendimento, calculado, de 44 a 82%.

A ARMFIELD [20] apresenta uma família que atende de um campo de aplicação limitado entre vazões que variam de 0,02 a 5 [m^3/s] , altura de queda 2 a 100[m]e potências de 15 a 1000[kW]. Podendo as turbinas serem fornecidas com controle manual, hidráulico ou elétrico. O rotor, normalmente fabricados em aço carbono, pode ser fornecido em inox e a pá diretriz é projetada de modo a fornecer características ótimas de escoamento e eliminar alguma tendência de cavitação.

A PORTMORE ENGINEERING LTDA [21] por sua vez apresenta uma família que atende o campo de Q = 50 a 735 [l/s] , H = 2 a 30 [m] , P = 0,65 a 143 [kW]e rendimento na ordem de 75%, os diâmetros adotados foram D = 200, 300 e 400 [mm] e a razão de aspecto (B/D) - variando de 1 a 1,5. A turbina, uma máquina bastante robusta e simples, é feita de aço de alta resistência, submetida a um jateamento de areia e pintada. Já o rotor é

feito de aço CORTEN. As turbinas são fornecidas com ou sem válvula manual de controle. Todas as turbinas são com injetores a 45%, flangeadas, exceto para pedidos especiais.

A MARUSHIMA [26] empresa japonesa, também fabrica a turbina de Fluxo-Cruzado sendo que o campo de aplicação atendido é: H = 2,5 a 100 [m], Q = 0,07 a 5 [m^3/s], P = 5 a 1000[kW], n_{qA} = 40 a 150 e D = 300, 400, 500, 600 e 800 [mm]. Os rendimentos adotados por esta empresa podem ser estimados como sendo:57% até 5[kW], 60% até 20[kW], 73% até 50[kW], 76% até 150[kW], 85% até 1000[kW].

O número de pás adotado seria de 20 a 30 pás. Caso o rotor seja longo constumam colocar 1 a 3 discos intermediários e o injetor usualmente é dividido nas razões 1:1 ou 1:2.

A LITOSTROJ [23] só faz referência ao seu campo de aplicação, que é: vazão variando de 0,01 a 0,2 [m^3/s] e altura de 2,4 a 50 [m].

A única empresa brasileira que oferece este tipo de turbina é a BETTA HIDROTURBINAS [24], que as oferece dentro do seguinte campo de aplicação: Q = 0,2 a 6,0 [m^3/s], H = 2 a 100 [m] e P = 1 a 500[kW]. Embora informando que este tipo de turbina pode apresentar 80%, elaborou as suas curvas de potência e a função de H e Q, com os seguintes rendimentos: até 2|kW| - 58%, 61% para 3|kW|, 57% de 5 a 10|kW|, para 15|kW| em diante usou 61%.

A NEW FOUND POWER [25], empresa americana, as oferece de H = 3 a 30 [m], Q = 0,065 a 0,190 [m^3/s], 1,7 a 42[kW]. Informa que este tipo de turbina apresenta a vantagem de ter uma baixa velocidade de disparo, não superando o dobro da nominal, podendo ser acoplado geradores de 1800 [rpm] sem receio de haver danos.

A sua turbina obtem rendimento máximo de 15 a 100% da potência e o material que usa para fabricação do rotor é o CORTEN, A-500. Indicou que, dependendo do diâmetro, o número de pás pode variar de 20 a 30. Usa a pá diretriz bi-partida de razão 1:2. O comprimento máximo oferecido é 0,3[m] e diâmetros de 0,267 a 0,3 [m]. (B/D = 0,88 a 1).

CHÉRIÉRE [27] apresenta um campo de aplicação de H = 5 a 100[m], P = 20 a 1000 [kW], informando que a Michell-Banki é uma turbina que concorre diretamente com a Francis. Também informa que o ângulo de admissão do injetor varia de 90 a 120° e que na primeira passagem a água cede 75% da energia ao ro

tor.

Quanto a pá diretriz, menciona defeitos importantes do tipo usado por OSSBERGER, na qual, tem-se que:

- para abertura menor que 50% a pá é fortemente sujeita a cavitação e seu rendimento cai rapidamente;
- o momento torçor varia com a abertura e pode atingir valores importantes;
- a fabricação deve ser por modelagem.

Apresenta um novo tipo de dispositivo de regulagem. Tipo comporta de setor,cujas vantagens são:

- sem cavitação e melhor rendimento a abertura parcial;
- forma mais simples de fabricação, usa-se somente a soldagem.

Ele mediu o grau de reação no injetor com pá diretriz do tipo OSSBERGER e com a comporta de setor, obtendo um grau de reação de 22% a 100% da abertura para o primeiro e 12% a 60% de abertura para o segundo.

Dos modelos ensaiados obteve rendimento de 75% a 100% de abertura para turbina adotada de pá diretriz tipo OSSBERGER, e 78% a 60% de abertura para o dotado da comporta do setor.

Diminuindo o ângulo α_4 e aumentando-se α_5 obteve uma melhoria de rendimento a qual alcançou 80%. Verificou que com o aumento de α_5 há uma melhoria de incidência de água na segunda passagem.

Razão de aspecto (B/D): quando usou $B/R_e = 0,5$ ou $B/D = 0,25$, ocorreram perdas importantes de vazão.

Limitou $B/R_e = 6$ a 3 (ou $B/D = 3$ a 1,5) para $H = 10$ [m] ,

$B/R_e = 2$ (ou $B/D = 1$ a 0,5) para $H = 100$ [m] (1.53)

Os diâmetros padronizados foram: D = 250, 300, 400, 500 e 650, a máquina é ajustada à vazão através de B; mostra uma relação gráfica entre B e $Q/\sqrt{H}$; fornece um gráfico de n em função de D e H, quanto ao material, sugere o aço carbono para a tampa e inox para a válvula de setor e o rotor.

SONG [28] apresenta a confecção de um novo e

interessante tipo de turbina, desenvolvido pela BYS [19] que funciona com o princípio do Fluxo-Cruzado. Trata-se da turbina Fluxo Partido ("Split-Flow"). Ela é constituída de dois rotores formados de pás em arco de círculo, tal que a Michell-Banki, com a diferença que o rotor primário está contido no interior do secundário. Este dois rotores são montados de tal forma que a água passa apenas uma vez em cada rotor. Com isto os autores esperavam que, melhorando os ângulos das pás, houvesse uma melhoria no trajetório do escoamento. Este tipo de turbina foi construída uma pela BYS e outra pelo Centro Regional de Hangzhou (H.R.C.). POMPREF [29], executou os ensaios dos modelos e de um terceiro rotor Fluxo-Cruzado normal, também projetada para as mesmas condições.

Nos modelos Fluxo Partido POMPREF [29] não logrou bom resultados 58% para o BYS, 61% para o HRC e 70% para a Fluxo-Cruzado. Mesmo com resultados adversos os pesquisadores, prevêm boas perspectivas futuras para este tipo de turbina.

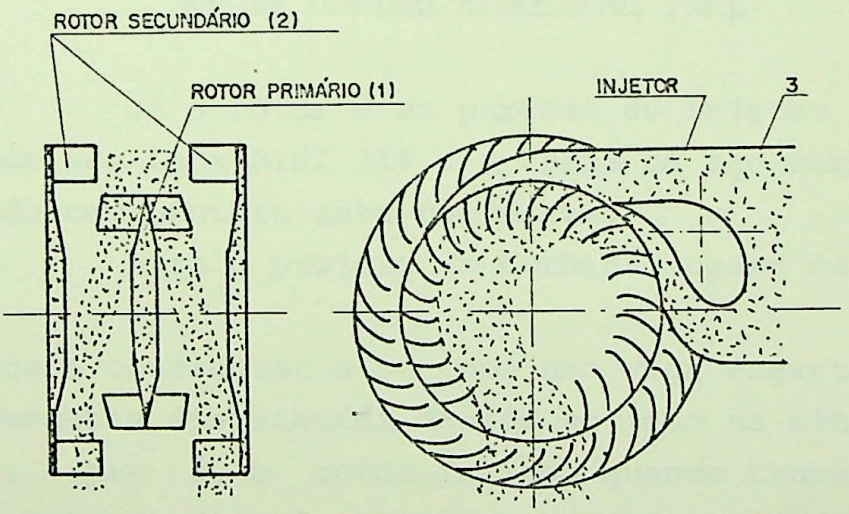


Fig. 1.8 - Turbina Fluxo-Partido "Split Flow" (Esquema).

BAZO [30] além de mostrar as mesmas relações nas referências anteriores, neste artigo mostra algumas modificações no injetor da turbina de modo que ela fica bastante parecida com o da OSSBERGER além de apresentar algumas relações práticas para o desenho do rotor.

$$D_i / D = 2/3, \qquad r = D/6{,}1,$$

$$d_{r_{máx}} = 0{,}325.D, \qquad B = 1{,}3.B, \qquad (1.54)$$

Principais ângulos: $\delta = 120^{o}$; $\Theta_5 = 75^{o}$; $\beta_4 = 30^{o}$; $\beta_5 = 90^{o}$ (1.55)

BAZO |30| apresenta alguns materiais normalmente utilizados na fabricação de turbinas os quais poderiam ser usados para a fabricação da pá diretriz.

COMPOSIÇÕES QUÍMICA

MATERIAL	C %	Mn %	Si %	Cr %	Ni %
Aço c/ 13% Cr	0.10	0.5	0.4	12.5	0.9
Aço c/ 18% Cr, 8% Ni	0.07	0.5	1.0	18.0	9.0
Aço c/ 2% Ni	0.21	0.7	0.3	0.2	0.2
Aço c/ 1,5% Mn	0.24	1.6	0.3	0.2	0.4
	Al	Fe	Mn	Ni	Cu
Bronze c/alumínio	10.0	8.0	5.0	2.0	

PROPRIEDADES MECÂNICAS

MATERIAL	FLUÊNCIA	TENSÃO	ELONGAMENTO L=5d	MÍNIMA RESIST. de IMPACTO	DUREZA BRINELL	LIMITE DE FADIGA
	Kg/mm^2	Kg/mm^2	%	Kg/cm^2	Kg/mm^2	Kg/mm^2
Aço c/13% Cr	45	65-75	15	4	190-30	30
Aço c/18 % Cr, 8% Ni	15	40-50	30	18	130-170	13
Aço c/ 2 % Ni	35	55-65	18	6	155-195	12
Aço c/1.5% Mn	34	50-60	22	6	140-180	18
Bronze c/alumínio	30	60-70	7	1	190-230	15

Tabela 1.2 - Características dos Aços de Uso Corrente na Fabricação de Turbinas Hidráulicas |30|.

Já o rotor e as paredes do injetor poderiam ser fabricados com aço inox AISI 316 e a tampa de aço carbono, jateado e protegido com pintura anti-corrosiva.

Para o projeto da turbina sugere os seguintes critérios:

. no rotor, sugere considerar a pá como uma viga engastada, com carga uniformemente distribuída devido ao jato na situação mais desfavorável, que é, o rotor freiado quando trabalhando a plena carga. Para os discos, a espessura deve ser adequada para deformar quando na soldagem. Para o dimensionamento do eixo, deve-se considerar a rotação de embalamento ($n_e \cong 2.n$), sendo que

$$n = 39{,}81.(\sqrt{H}/D) \qquad (1.56)$$

Quanto a tampa, no seu desenho deve-se considerar a trajetória da água na saída do rotor. A descarga deve possuir uma dimensão que permita a livre circulação de água que sai.

Para obter a padronização de uma família de turbinas, BAZO [30] procedeu da seguinte maneira: considerando que a demanda máxima da central vá ocorrer quando atingir 90% da capacidade máxima da turbina, a que foi dimensionada para as certas condições de queda e vazão, considerada como máximas. O li-

mite inferior de utilização de turbina foi considerado a 70% desta condição.

Para o dimensionamento da turbina e do seu campo de aplicação, BAZO padronizou o diâmetro e da posse das condições externas, calculou os outros elementos do rotor e injetor . Neste cálculo ele levou em conta os seguintes parâmetros limitantes:

diâmetro máximo do eixo da pá diretriz

$$d_{pd_{máx}} = (0,095 \text{ a } 0,097).D, \qquad (1.57)$$

razão de aspecto:

$$B/D = \begin{cases} 0,20 - 0,58, \text{ para 1 pá sem divisão,} \\ 1,52 - 2,00, \text{ para pá bi-partida,} \end{cases} \qquad (1.58)$$

$$B/B_i = \begin{cases} 1,33, \text{ para 1 pá} \\ 1,70, \text{ para pá bi-dividida} \end{cases} \qquad (1.59)$$

KHOSROPANAH e Co-autores [31] discute o desenvolvimento histórico da turbina Michell-Banki, no que tange a teoria e aos experimentos desenvolvidos. Faz referência específicas à trabalhos desenvolvidos neste tipo de turbina na Universidade do Estado do Colarado, em Fort Collins - USA.

Dentre as inúmeras informações fornecidas em seu trabalho pode-se destacar:

. jã em 1919, Banki em seus primeiros trabalhos concluiu que para se obter o máximo rendimento deve-se construir a turbina de modo que o ângulo de ataque mínimo e, considerando todas as perdas possíveis no injetor e rotor, ele é fornecido por:

$$\eta_{máx} = 0,771 - 0,304.D/H,$$

expressão esta , modificada por F. SONNEK [31]que, assumindo constante e igual a 30^{o}, ficou sendo dada por:

$$\eta_{máx} = 0,863 - 0,264.D/H.$$

SONNEK [31] também recomendou que para minimizar as perdas por fuga a largura do rotor deve ser igual à do injetor.

KHOSROPANAH[31]cita também os trabalhos realizados por:

- B.R. VANLEER [31] o qual fez um estudo comparativo entre a turbina Michell-Banki e as rodas d'água com admissão por baixo;

- MOCKMORE E MERRYFIELD [31] que investigaram, através de ensaios, o desenpenho desta turbina trabalhando sob várias situações de queda, com diferentes aberturas para o injetor, e concluiram que:

. a turbina Fluxo-Cruzado pode operar em uma faixa de vazão e queda superior à das outras turbinas;

. para cada altura constante o rendimento máximo ocorre para a mesma abertura da pá diretriz;

. o rendimento máximo detectado ficou em torno de 60% e, com algumas modificações poderia ser melhorado.

- D. G. SHEPEHED [31], indicou que 78% da transforma - ção da energia ocorre na primeira passagem;

- J. VARGA [31] investigou a variação de pressão ao longo do injetor, medindo a variação da pressão estática ao longo da parede superior e inferior do injetor com jato livre (sem rotor) e em operação (com rotor).

- R.M. KING [31] comparou economicamente a turbina Fluxo-Cruzado com um gerador a diesel e concluiu que para uma micro central apresenta vantagens mesmo que os custos estejam em torno de 60 a 100 mil US$/kWh.

- W. JOHNSON[31] , em trabalho proposto à New Found Power, introduziu o tubo de sucção, injetor com seção circular , na parte trazeira do arco e uso de uma pá guia. Este investigador obteve rendimento na ordem de 69% para ângulo de admissão em torno de 120^{o}, e concluiu que o aumento de altura há um decréscimo no rendimento máximo. Também propôs o uso de plásticos para potência inferiores a 200 [kW].

- Y. NAKASE [31] e Co-autores, na Universidade de Tukushima, Japão executaram um estudo experimental do efeito da forma do injetor sobre o desempenho e condição de vazão da turbina. Estes concluiram que:

. a turbina Michell-Banki não é uma turbina de ação perfeita e que há um pequeno grau de reação na saída do injetor;

. a água que cruza o interior do rotor é acelerada entre a primeira e a segunda passagem;

. existem duas trajetórias para a água: uma entre os dois estágios e a outra só no primeiro estágio.

KHOSROPANAH e sua equipe [35] estudaram o efeito das seguintes variáveis: número de pás, diâmetro do rotor e abertura do injetor para diferentes vazões. Testaram um rotor de 15,25[cm], três de 30,5[cm] com 20, 15 e 10 pás, e relação

$D_i/D = 0,68$. A água foi admitida verticalmente com arcos de admissão variando de 58^o, 76^o e 90^o, ângulo do arco da pá $\Theta_5 = 75^o$, $\beta_5 = 90^o$, raio da pá $r_p = 47,63$[mm], $\alpha_4 = 16^o$, $e_p = 3$[mm]. Após os ensaios concluiram que:

. o rendimento máximo aumentou com o aumento dos ângulos de admissão, para qualquer combinação Q/H;
. a turbina não é uma máquina puramente de ação;
. o número de pás tem efeito moderado no rendimento;
. o valor ótimo da largura de aparelhagem das pás em relação ao passo $(D - D_i)/t$, é 1,027, para um ângulo de abertura do injetor 90^o;
. reduzindo o diâmetro, o rendimento máximo diminui ligeiramente;
. a rotação de embalamento decresce conforme o número de pá diminui;
. o rendimento máximo ocorre para uma velocidade relativa de 0,54;
. diminuindo o diâmetro aumenta a rotação de embalamento e a nominal.

L. HALMOS [32] investigou a relação entre a espessura do jato e a largura radial das pás com as questões que daí surgem, as quais estão interrelacionadas com a característica da turbina limite. Seus estudos foram baseados nos trabalhos de Banki.

Concluiu que a expressão que fornece a relação do raio interno com o externo é função do ângulo β_4 e dado por:

$$x^2 + x.tg^2\beta_4 - tg^2\beta_4 = 0, \text{ onde } x = D_i/D \qquad (1.60)$$

Para $\beta_4 = 30^o$, tem-se que:

$$D_i/D = 0,65 \cong 0,66 \qquad (1.61)$$

A largura radial ótima de aparelhagem das pás

$$b = D - D_i = 0,17.D \qquad (1.62)$$

Largura esta que permite se encher a seção transversal e evitar a contra-pressão. Sendo que isto seria verdade só se os ângulos de fluxo concordarem com os valores admitidos, as seções transversais de fluxo foram compatíveis com o arranjo geométrico do rotor.

Nesta dedução ele não considerou a espessura da pá. Ele tentou ainda melhorar o rendimento da turbina com o aumento da espessura do jato, mas não logrou êxito, pois com isto o escoamento ficou desordenado.

Segundo HALMOS[32] a condição para a largura da aparelhagem da pá, é uma propriedade da turbina Banki que não ocorre nos outros tipos de turbinas,visto isto ser uma condição de projeto devido caráter limite da turbina Banki, que também é requerida pela condição do chamado jato compacto.

Com o aumento da espessura da pá aumenta-se os distúrbios no espaço interno do rotor. Na saída da primeira passagem as linhas de corrente direcionar-se de qualquer maneira , logo o escoamento se desenvolve com perdas, diminuindo a velocidade de chegada na segunda passagem, sendo vantajoso a redução da largura da aparelhagem das pás, que é a diferença entre os diâmetros externo e interno do rotor, pois a água flui através de um espaço menos restrito.

Para aumentar a potência da turbina sugeriu aumentar a espessura do jato, reduzir a largura da aparelhagem das pás, e dispensar o eixo passante. O último item poderia ser feito se, no dimensionamento das pás do rotor, fosse considerado as solicitações da flexão, cisalhamento e torção nas pás, devido a transmissão de energia.

A.FONÓ [33] fazendo um histórico sobre a vida e trabalho de Banki informou que o mesmo também se baseou na roda d'água de Poncelet para obter a sua maior criação técnica e , que de acordo com os dados experimentais, Banki investigou uma turbina de H = 51 [m] , Q = 100 [1/s] , n = 600 [rpm] obteve um rendimento de 84%. Pela teoria desenvolvida e publicada no ZEITSCHRIFT F. D. GO TURBINENWESEM, 1918, Banki já havia concluído que esta turbina apresenta rotação específica que varia de 20 a 200.

R. HOLLAND[34] apresenta alguns critérios a serem utilizados na seleção de equipamento para micros centrais ,

descrevendo a experiência da sua instituição na especificação de micro central hidrelétrica em países subdesenvolvidos. Informa que o custo do kW insatalado apresenta variação de 1000 a 2000U$/kW instalado, e que os custos poderiam assim ser divididos:

- tubulação forçada - 30% ,
- trabalhos civis - 20% ,
- equipamentos mecânicos e elétricos - 40%,
- supervisão de engenharia - 70%.

Segundo R. HOLLAND[34], a Michell-Banki apresenta-se viável se aplicada em locais com quedas entre 5 e 45|m|.

C A P Í T U L O 2

ANÁLISE HIDRODINÂMICA DA TURBINA MICHELL-BANKI

2 - ANÁLISE HIDRODINÂMICA DA TURBINA MICHELL-BANKI

2.1. Trabalho Específico, Potência e Rendimento Teóricos

O esquema da Figura (2.1) mostra um corte transversal de uma turbina Michell-Banki. Este esquema, além de mostrar o escoamento absoluto da água, mostra também os triângulos de velocidades e as convenções para a trajetória do escoamento médio absoluto.

Aplicando a equação da variação de quantidade de movimento, equação de Euler, entre a entrada, 4, e a saída, 5, do rotor obtém-se o trabalho específico. Para isto tomam-se as seguintes hipóteses:

- o rotor é constituído de infinitas pás, as quais estão infinitamente próximas, e cujas espessuras são infinitesimais.
- o escoamento entre as pás é não viscoso, incompressível.

Neste caso, o trabalho específico teórico é dado por:

$$Y_{pá\infty} = g \cdot H_{pá\infty}. \qquad (2.1)$$

Por outro lado, o trabalho específico é o somatório da energia transformada na primeira passagem com a da segunda passagem. Então:

$$Y_{pá\infty} = Y_{pá\infty_I} - Y_{pá\infty_{II}}$$

onde:

$$Y_{pá\infty_I} = u_4 \cdot c_{u_4} - u'_5 \cdot c_{u_5}'$$

$$Y_{pá\infty_{II}} = u'_4 \cdot c_{u_4}' - u_5 \cdot c_{u_5}$$

logo:

$$Y_{pá\infty} = (u_4 \cdot c_{u_4} - u'_5 \cdot c_{u_5}') - (u'_4 \cdot c_{u_4}' - u_5 \cdot c_{u_5}) \qquad (2.2)$$

Porém, pelo diagrama vetorial na Figura (2.2) tem se as seguintes relações:

. A velocidade tangencial no ponto 4, u_4, deve ser igual a do ponto 5, u_5, uma vez que trata-se do mesmo rotor e que estes dois pontos têm a mesma distância ao centro do rotor.

. A velocidade absoluta da saída na primeira passagem, c'_4, é igual a da entrada na segunda passagem, c'_5, pois as perdas no interior do rotor são desprezíveis. [4]

. O ângulo suplementar do ângulo de entrada da pá na primeira passagem, β^*_4, é igual ao de saída da segunda passagem, β_5, porque as pás são iguais.

Resumindo, tem-se:

$$u_4 = u_5 \quad ; \quad c'_4 = c'_5 \quad ; \quad \beta_4 = \beta_5 . \tag{2.3}$$

Com estas considerações, a expressão (2.2) pode apresentar-se da seguinte forma simplificada:

$$Y_{pá\infty} = u_4 \cdot (c_{u_4} - c_{u_5}) \quad [J/Kg] .$$

Fazendo $u_4 = u_5 = u$, desprezando as perdas por fuga, o trabalho específico e a potência teórica do rotor serão dados por:

Energia específica teórica:

$$Y_{pá\infty} = u \cdot (c_{u_4} - c_{u_5}) \quad [J/Kg] . \tag{2.4}$$

Potência teórica no rotor:

$$Pr = \rho \cdot Q \cdot Y_{pá\infty} \quad [W] . \tag{2.5}$$

E o rendimento interno teórico:

$$\eta_{it} = \frac{Pr}{P} = \frac{Y_{pá\infty}}{Y} ;$$

ou, substituindo a equação (2.5), tem-se:

$$\eta_{it} = \frac{u \cdot (c_{u_4} - c_{u_5})}{Y} \qquad (2.6)$$

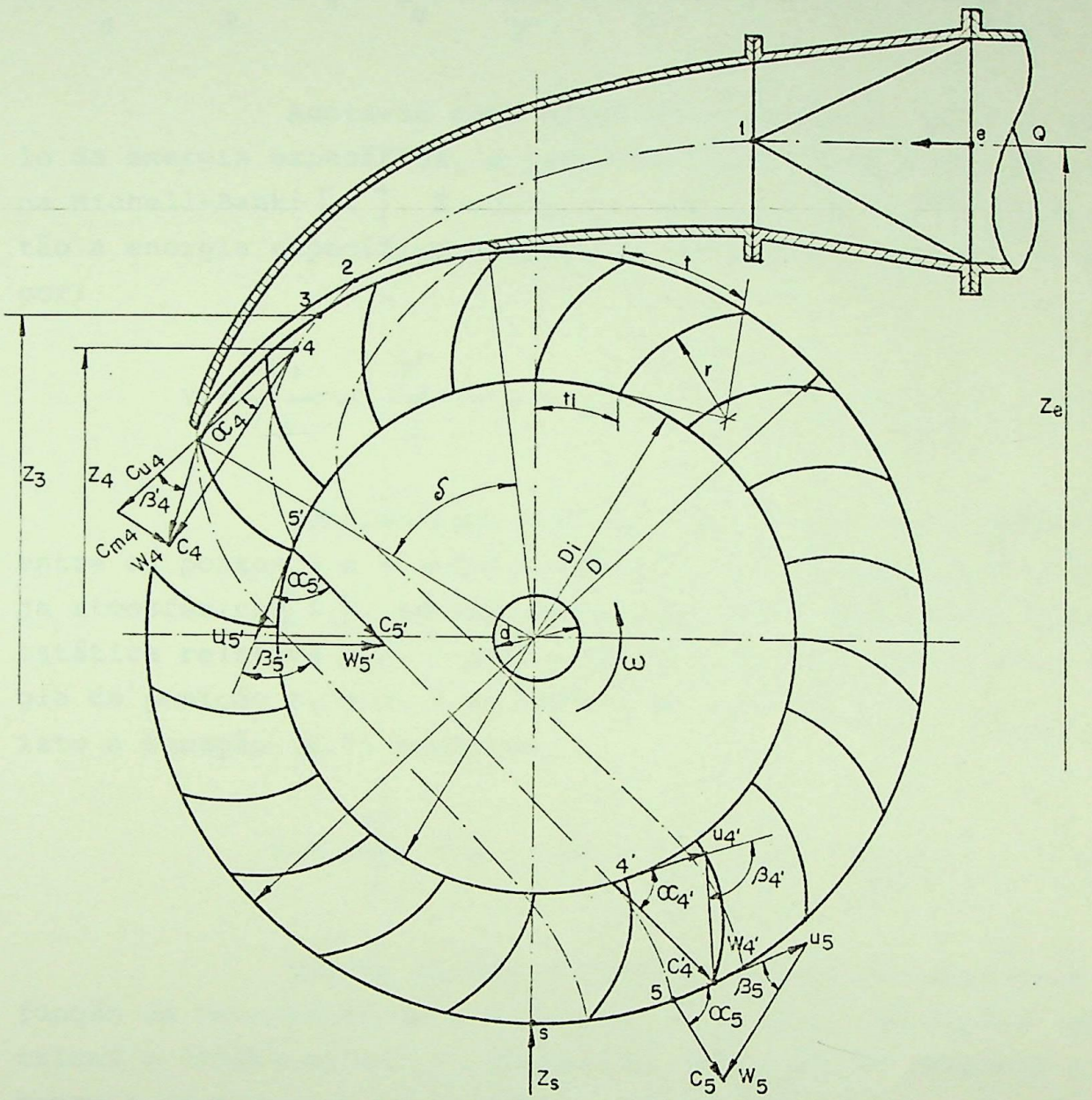


Fig. 2.1 - Corte transversal esquemático de uma Turbina Michell-Banki c - velocidade absoluta; u - velocidade tangencial; w - velocidade relativa; c_u - componente de c na direção u; c_m - componente de c na direção radial; t - passo; D, d - diâmetros; δ - ângulo de admissão do injetor.

Para que seja possível uma análise deste rendimento é necessário expressar o trabalho específico, Y, em termos do escoamento através da turbina. Para obter esta expressão

aplica-se Bernouilli entre a entrada "e" e saída (3) do injetor.

Assim, tem-se que:

$$\frac{p_e}{\rho} + \frac{c_e^2}{2} + g \cdot z_e = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \cdot z_3 + g \cdot h_{p_{e-3}}.$$

Adota-se como nível de referência, para o cálculo da energia específica, a geratriz inferior do rotor da turbina Michell-Banki [1]. É a cota z_s, mostrada na Figura (2.1). Então a energia específica disponível na entrada do rotor é dada por:

$$Y = \frac{p_3}{\rho} + \frac{c_3^2}{2} + g \cdot (z_3 - z_s) + g \cdot h_{p_{e-3}}. \qquad (2.7)$$

Considerando que não haja perdas no interstício entre os pontos 3 e 4, e que a pressão no interior da carcaça seja atmosférica [4], admite-se as seguintes igualdades: pressão estática relativa $p_3/\rho = p_4/\rho$; velocidade absoluta $c_3 = c_4$; energia de posição $z_3 = z_4$ e as perdas no injetor $h_{p_{e-3}} = h_{p_{e-4}}$. Com isto a equação (2.7) torna-se:

$$Y = \frac{c_4^2}{2} + g \cdot (z_4 - z_s) + g \cdot h_{p_{e-4}}. \qquad (2.8)$$

Mas as perdas no injetor podem ser expressas em função da velocidade de escoamento, c_4, e das condições geométricas e dinâmicas deste escoamento, bem como do material e acabamento superficial das paredes. Assim, tem-se:

$$g \cdot h_{p_{e-4}} = \zeta \cdot \frac{c_4^2}{2}.$$

Como $z_4 - z_5 = D$, então com esta relação e a equação acima, substituída, a equação (2.8) fornece a velocidade absoluta do escoamento na entrada do rotor:

$$c_4 = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}} \cdot \sqrt{2(Y - g \cdot D)}. \qquad (2.9)$$

Com o objetivo de se obter uma primeira aproximação desta velocidade, considera-se $Y >> g \cdot D$, isto acontece quando a queda disponível for grande. Deve-se sempre lembrar que para baixas quedas esta consideração deve ser verificada. Fazendo

$$\phi = \frac{1}{\sqrt{1 + \zeta}}$$

a equação fica:

$$c_4 = \phi \sqrt{2.Y} . \qquad (2.10)$$

Onde ϕ é um coeficiente de descarga que considera as perdas entre a entrada "e" do injetor e a entrada "4" do rotor. Este coeficiente ainda não foi adequadamente pesquisado para os diversos tipos de injetores usados nas turbinas Michell Banki. Na referência [8] este coeficiente é fixado entre o intervalo 0,96 a 0,98. Este trabalho adotará um intervalo mais conservador o qual, posteriormente, deverá ser verificado [4].

$$0,91 \leq \phi \leq 0,97 . \qquad (2.11)$$

Explicitando a energia específica disponível no rotor na equação (2.10) e substituindo-a na (2.6), obtem-se que o rendimento interno teórico é dado por:

$$\eta_{it} = 2 \cdot u \cdot \phi^2 \cdot \frac{(c_{u_4} - c_{u_5})}{c_4^2} . \qquad (2.12)$$

A relação entre velocidade absoluta, c_4, e os componentes tangenciais, c_{u_4} e c_{u_5} pode ser obtida através da análise dos triângulos de velocidades.

2.2 . Análise do Triângulo de Velocidades

Os triângulos de velocidades irão se referir a trajetória média do escoamento da água pelo rotor da turbina.

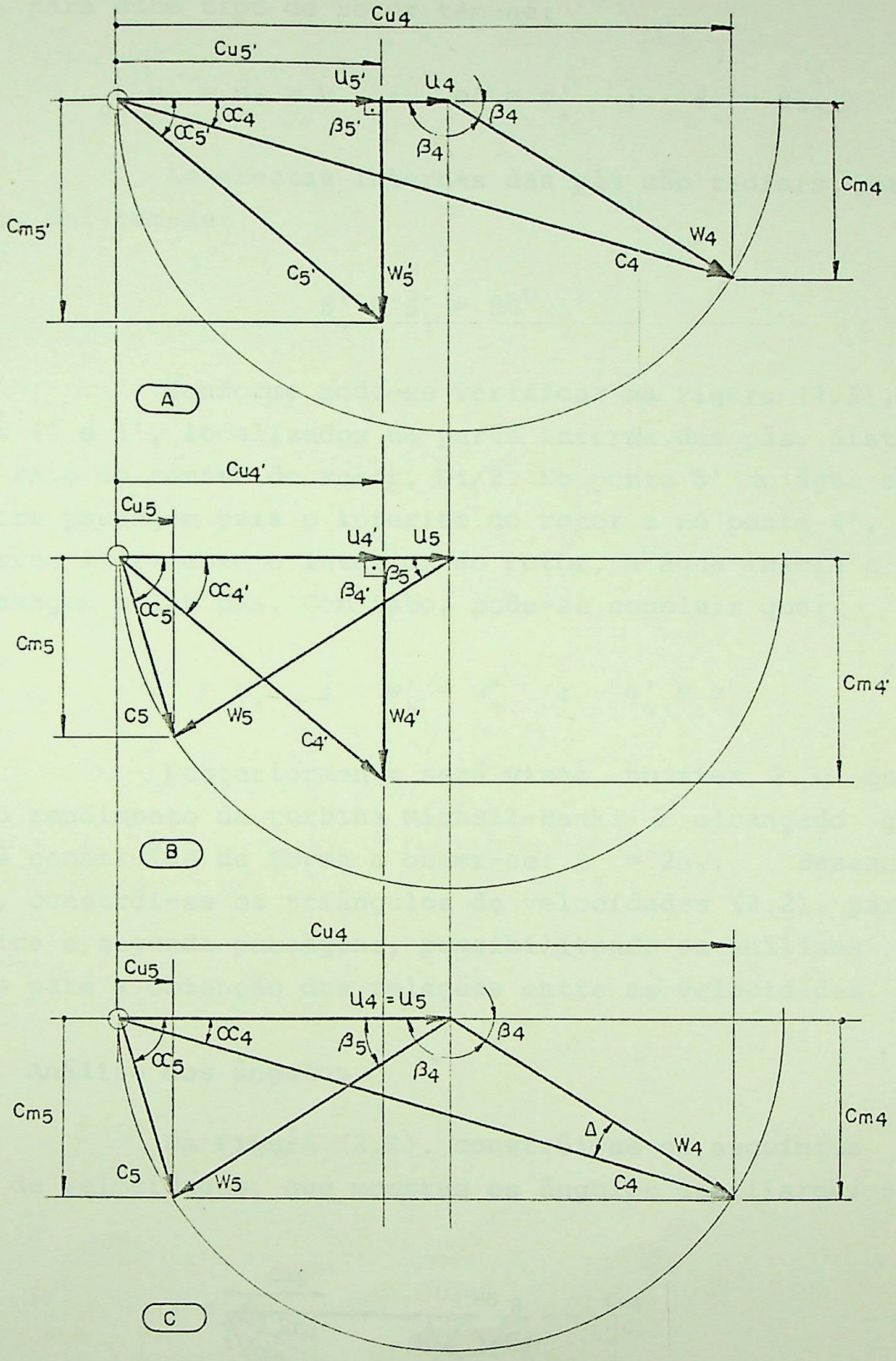


Fig. 2.2 - Triângulos de velocidades para a entrada e para a saída, "A" da "1ª. passagem" "B" da "2ª. passagem" e "C", do rotor de uma Turbina Michell-Banki.

Como já observou-se anteriormente na relação (2.3), para este tipo de rotor tem-se:

$$u_4 = u_5 = u \quad ; \quad c'_4 = c'_5 \quad ; \quad \beta_4 = \beta_5 .$$

As arestas internas das pás são radiais, por construção, daí tem-se:

$$\beta'_4 = \beta'_5 = 90^{\circ} .$$

Conforme pode-se verificar na Figura (2.1), os pontos 4' e 5', localizados na parte interna das pás, distam do mesmo raio do centro do rotor, Di/2. No ponto 5' a água sai da primeira passagem para o interior do rotor e no ponto 4', após percorrer livremente o interior do rotor, a água inicia a segunda passagem pelas pás. Com isto, pode-se concluir que:

$$c'_4 = c'_5 \quad ; \quad w'_4 = w'_5 \quad ; \quad \alpha'_4 = \alpha'_5 .$$

Posteriormente será visto, no item 2.3, que o máximo rendimento da turbina Michell-Banki é alcançado quando esta é construída de forma a obter-se: $\beta_4 = 2\alpha_4$. Baseando-se nisto, constrói-se os triângulos de velocidades (2.2) para as primeira e segunda passagens, possibilitando as análises necessárias para a obtenção das relações entre as velocidades.

2.2.1. Análise dos ângulos

Da Figura (2.2), constrói-se os seguintes triângulos de velocidades, que mostram os ângulos auxiliares: θ_1, θ_2, θ_3.

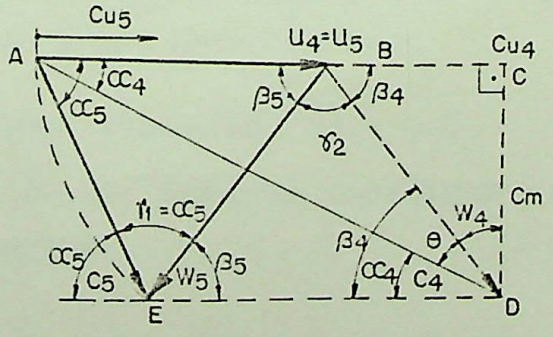


Fig. 2.3 - Triângulos de velocidades para um rotor Michell-Banki.

2.1.1.1. No Triângulo ABD

Como, para obter o máximo rendimento, o rotor é construído de forma que as pás apresentem: $\beta_4 = 2\alpha_4$ (vide item 2.3). Então, no triângulo ABD tem-se que:

$$\theta_1 = \alpha_4$$

Desta relação conclui-se que u_4, w_4 e c_4 formam um triângulo isóceles, onde: $u_4 = w_4$.

2.1.1.2. No Triângulo BDE

Esse triângulo é isóceles, pois $\beta_4 = \beta_5$, então, $w_4 = w_5$. Sendo $\theta_3 = 180 - 2 \cdot \beta_4$.

Daí, obtem-se a seguinte relação que será de muita importância para as futuras análises:

$$u = u_4 = u_5 = w_4 = w_5. \qquad (2.14)$$

2.1.1.3. O Triângulo ABE

Esse triângulo também é isóceles, onde: $\theta_2 = \alpha_5$. Pode-se mostrar que:

$$\alpha_5 = 90 - \alpha_4. \qquad (2.15)$$

2.2.2. Análise das componentes de velocidades

Feitas estas análises sobre os ângulos que compõem os triângulos de velocidades, faz-se agora as análises das diversas componentes das velocidades.

2.2.2.1. Velocidades Absolutas (c_4, c_5)

Conforme pode-se verificar na Figura 2.3, tem-se as seguintes relações:

$$c_4 = u \cdot \cos\alpha_4 + w_4 \cdot \cos\alpha_4;$$

$$c_5 = u \cdot \cos\alpha_5 + w_5 \cdot \cos\alpha_5. \qquad (2.16)$$

como: $\theta_2 = \alpha_5$, e pela relação (2.14) e (2.15), obtem-se:

$$c_4 = 2 \cdot u \cdot \cos\alpha_4;$$

$$c_5 = 2 \cdot u \cdot \cos\alpha_5. \qquad (2.17)$$

2.2.2.2. Componentes Tangenciais das Velocidades Absolutas (c_{u_4}, c_{u_5})

Sabendo que $\cos\beta_5 = \cos\beta_4$, considerando a relação (2.18) e que $\beta_4 = \beta_5 = 90^o$, do triângulo de velocidade da Figura 2.3, pode-se escrever que:

$$c_{u_4} = 2 \cdot u \cdot \cos^2\alpha_4;$$

$$c_{u_5} = 2 \cdot u \cdot \cos^2\alpha_5. \qquad (2.18)$$

2.2.2.3. Velocidade Meredional (c_m)

Do triângulo de velocidade, tem-se que:

$$c_m = w \cdot \operatorname{sen}\beta_4 \qquad (2.19)$$

então, da relação (2.18), vem:

$$c_m = u \cdot \operatorname{sen}\beta_4 = c_4 \cdot \operatorname{sen}\alpha_4. \qquad (2.20)$$

2.2.3. Triângulo de velocidade interno do rotor (velocidades nos pontos 4' e 5')

Uma vez que as velocidades tangenciais são iguais, $u_4 = u_5 = u_i$, e os ângulos entre as velocidades tangencial e relativa também são iguais, $\beta'_4 = \beta'_5 = 90^o$, os triângulos de velocidades nos pontos 4 e 5 são iguais.

2.2.3.1. Velocidade Tangencial (u_i)

Sabe-se que:

$$u_i = \pi \cdot Di \cdot n$$

logo, a velocidade tangencial nos pontos 4' e 5' será dada por:

$$u_i = u'_4 = u'_5 = \pi \cdot Di \cdot n = \frac{Di}{D} \cdot u \ . \qquad (2.21)$$

2.2.3.2. Velocidade Absoluta (c_i)

$$c_i = c'_4 = c'_5 = \frac{u_i}{\cos\alpha'_4} \ . \qquad (2.22)$$

2.2.3.3. Velocidade Relativa (w_i)

$$w_i = u_i \cdot tg\alpha'_4 \ . \qquad (2.23)$$

2.2.3.4. Velocidade Meredional (c_m)

$$c_m = w'_5 \cdot sen\beta'_5 = w'_4 \cdot sen\beta'_4 = w_i \cdot sen\beta'_4 \ ;$$

como, $\beta'_4 = 90^o$, tem-se:

$$c_m = w_i \ . \qquad (2.24)$$

2.3. Rendimento Interno Teórico Máximo

Considerando as expressões (2.21) e (2.22) e substituindo-as na equação (2.14), tem-se:

$$\eta_{it} = 2 \cdot u \cdot \phi^2 \cdot \frac{(u + w \cdot \cos\beta_4 - u + w \cdot \cos\beta_5)}{c_4} \ ;$$

mas, $w_4 = w_5 = w$, então:

$$\eta_{it} = 4 \cdot \phi^2 \cdot w \cdot \cos\beta_4 \cdot \frac{u}{c_4^2} \ ; \qquad (2.25)$$

pela lei dos senos, tem-se:

$$\frac{w}{\text{sen}\alpha_4} = \frac{u}{\text{sen}(\beta_4 - \alpha_4)} = \frac{c_4}{\text{sen}\beta_4} ;$$

então:

$$w = c_4 \cdot \frac{\text{sen}\alpha_4}{\text{sen}\beta_4} , \text{ e}$$

$$u = c_4 \cdot \frac{\text{sen}(\beta_4 - \alpha_4)}{\text{sen}\beta_4} .$$

expressões estas, que substituídas na expressão (2.25), resulta:

$$\eta_{it} = 4 \cdot \phi^2 \cdot \frac{\cos\beta_4 \cdot \text{sen}\alpha_4}{\text{sen}^2\beta_4} \cdot \text{sen}(\beta_4 - \alpha_4) . \quad (2.26)$$

Desta expressão observa-se que o rendimento teórico depende dos ângulos α_4 e β_4, os quais são ângulos construtivos da máquina.

Para obter a relação entre estas variáveis de forma a fornecer o máximo rendimento, faz-se necessário determinar o máximo da equação (2.26), que é uma função de várias variáveis. Então, esta equação pode ser escrita da seguinte forma:

$$\eta_{it} = 4 \cdot \phi^2 \cdot \frac{\cos\beta_4 \cdot \text{sen}\alpha_4}{\text{sen}^2\beta_4} \cdot \left[\text{sen}\beta_4 \cdot \cos\alpha_4 - \text{sen}\alpha_4 \cdot \cos\beta_4 \right]$$

Fazendo substituições trigonométricas, obtem-se:

$$\eta_{it} = 2 \cdot \phi^2 \cdot \text{cotg}\beta_4 \cdot \text{sen}2\alpha_4 - 4 \cdot \phi^2 \cdot \text{sen}^2\alpha_4 \cdot \text{cotg}^2\beta_4 . \quad (2.27)$$

Para verificar o máximo de uma função de várias variáveis, primeiro deve-se determinar o ponto crítico, onde poderá ocorrer um máximo ou um mínimo.

Pelo primeiro teorema de máximo e mínimo de função de várias variáveis [15] tem-se que se uma função $\eta = f(\alpha, \beta)$ atinge um extremo para $\alpha = \alpha_0$ e $\beta_4 = \beta_0$, então cada derivada parcial de primeira ordem com relação à η se anula para

estes valores destes argumentos, ou não existem.

Só esta condição não é suficiente para investigar os valores extremos de uma função, porém permite encontrar estes valores para o caso em que há segurança da existência de um máximo ou um mínimo na função.

Para outros casos, necessita-se de maiores investigações, visando outros processos.

Para este caso específico, a condição de máximo será verificada da seguinte forma:

1º caso:

$$\frac{\partial \eta_{it}}{\partial \alpha_4} = 0 \quad \text{para} \quad \beta_4 = \text{cte}$$

2º caso:

$$\frac{\partial \eta_{it}}{\partial \beta_4} = 0 \quad \text{para} \quad \alpha_4 = \text{cte}$$

Para o 1º caso tem-se:

$$\frac{\partial \eta_{it}}{\partial \alpha_4} = 4 \cdot \phi^2 \cdot \left[\operatorname{cotg}\beta_4 \cdot \cos 2\alpha_4 - \operatorname{cotg}^2 \beta_4 \cdot \operatorname{sen} 2\alpha_4 \right].$$

Para que esta expressão seja zero, deve-se ter:

$$\operatorname{cotg}\beta_4 \cdot \cos 2\alpha_4 - \operatorname{cotg}^2 \beta_4 \cdot \operatorname{sen} 2\alpha_4 = 0 \text{ , ou}$$

$$\operatorname{cotg}\beta_4 = \operatorname{cotg} 2\alpha_4 \text{ , logo:}$$

$$\beta_4 = 2\alpha_4 \text{ , para } \alpha_4 \neq 0 \text{ e } \beta_4 \neq 0. \qquad (2.28)$$

Para o 2º caso, tem-se:

$$\frac{\partial \eta_{it}}{\partial \beta_4} = -2 \cdot \phi^2 \cdot \frac{\operatorname{sen}\alpha_4}{\operatorname{sen}^2 \beta_4} + 8 \cdot \phi^2 \cdot \frac{\operatorname{sen}^2 \alpha_4 \cdot \operatorname{cotg}\beta_4}{\operatorname{sen}^2 \beta_4},$$

de onde, fazendo as substituições trigonométricas, obtem-se:

$$\cot g\alpha_4 \cdot tg\beta_4 = 2 \ . \qquad (2.29)$$

Para determinar o ponto crítico, deve-se resolver o sistema formado pelas duas equações: (2.28) e (2.29).

$$\begin{cases} \beta_4 = 2\alpha_4 \\ \cot g\alpha_4 \cdot tg\beta_4 = 2 \ . \end{cases}$$

Substituindo a primeira na segunda, vem:

$$\frac{\cos\alpha_4}{\operatorname{sen}\alpha_4} \quad \frac{2 \cdot \operatorname{sen}\alpha_4 \cdot \cos\alpha_4}{\cos^2\alpha_4 - \operatorname{sen}^2\alpha_4} = 2 \ ,$$

onde $\operatorname{sen}^2\alpha_4 = 0$, então $\alpha_4 = 0$, valor este que o ângulo não pode assumir, conforme a condição (2.32) verifica-se então que não há derivada neste ponto crítico. Neste ponto a função é descontínua. Se não, vejamos graficamente.

Fazendo com que o rendimento teórico do rotor seja dado pela equação:

$$\eta_{rt} = 4 \cdot \frac{\cos\beta_4 \ . \ \operatorname{sen}\alpha_4}{\operatorname{sen}^2\beta_4} \cdot \operatorname{sen}(\beta_4 - \alpha_4),$$

a equação (2.30), fica:

$$\eta_{it} = \phi^2 \cdot \eta_{rt} \qquad (2.30)$$

Com auxílio de uma calculadora programável, fixando-se os valores de β_4, pode-se traçar curvas do rendimento teórico do rotor, em função do ângulo α_4, as quais leva à conclusão de que o máximo rendimento teórico do rotor tende para 1,0 quando α_4 e β_4 tende para zero. Como estes valores são impossíveis de se obter na prática e há uma restrição matemática para estes valores (equação 2.28), conclui-se que a função é descontínua neste ponto.

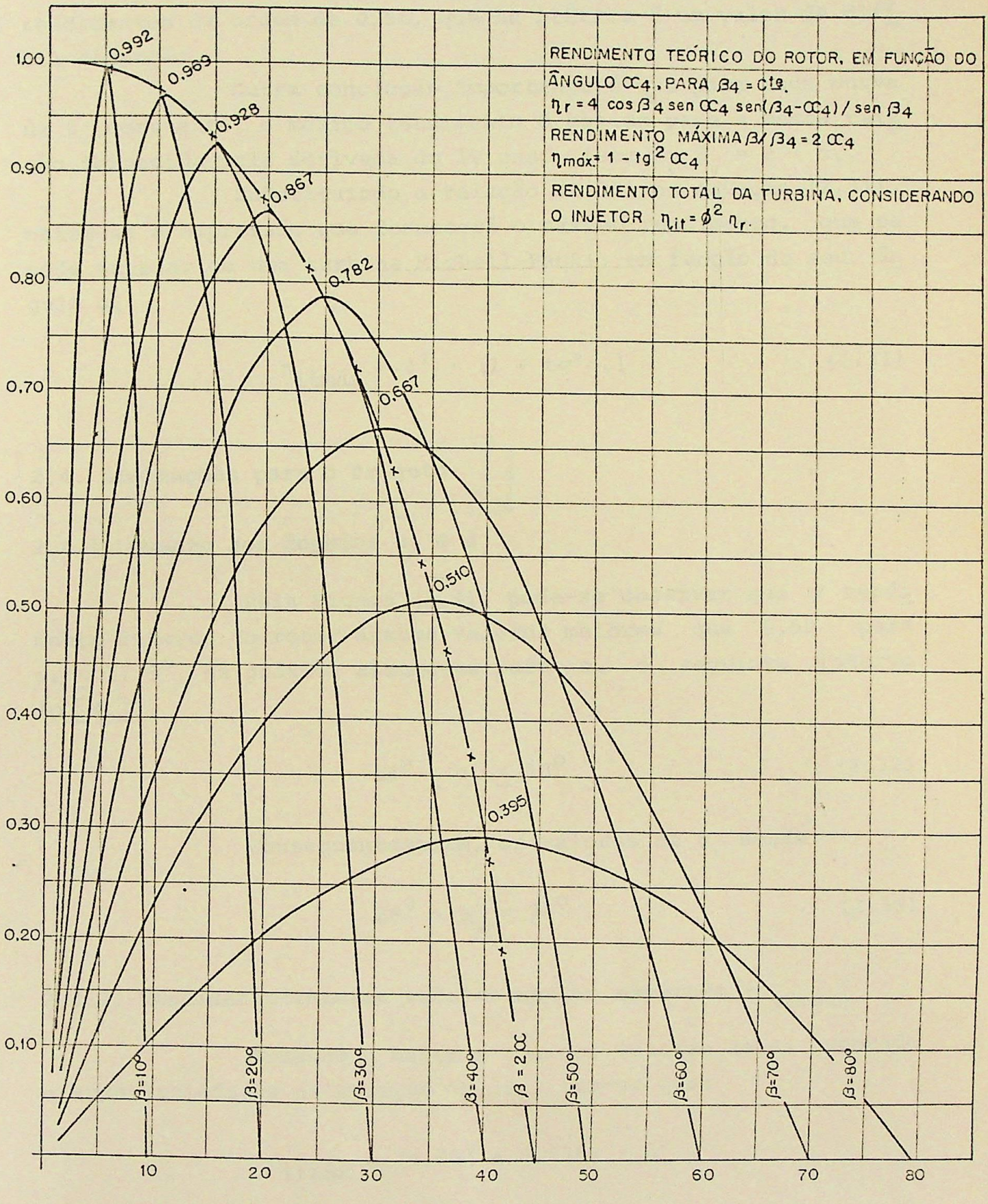


Fig. 2.4 - Curvas de rendimentos do rotor Michell-Banki em função do ângulo α_4, tomando o ângulo β_4 constante.

Observa-se que para ângulos $\alpha_4 < 10^o$ já se obtem rendimentos da ordem de 0,96, que na prática é um valor de difícil obtenção.

Outra conclusão importante é que para cada curva de β_4 constante, o máximo rendimento é obtido para a mesma relação fornecida pela derivada do 1º caso, isto é: $\beta_4 = 2 \cdot \alpha_4$.

Substituindo a relação (2.33) na equação (2.31), obtem-se a expressão que fornecerá o máximo rendimento, que se pode esperar de uma turbina Michell-Banki, em função do seu ângulo α_4

$$\eta_{itmáx} = \phi^2 \cdot (1 - tg^2\alpha_4) \qquad (2.31)$$

2.4. Limitações para o Projeto

2.4.1. Quanto aos ângulos α_4 e β_4

Pela Figura (2.4), pode-se observar que o rendimento interno do rotor assume valores maiores que 0,90 para $\alpha_4 \leq 17,5^o$. Na prática assume-se para α_4 o seguinte intervalo [4]:

$$14^o \leq \alpha_4 \leq 18^o \qquad (2.32)$$

Consequentemente, os valores de β_4 serão:

$$28^o < \beta_4 < 36^o \qquad (2.33)$$

2.4.2. Rendimento interno teórico máximo esperado ($\eta_{itmáx}$)

Tomando o maior e o menor valores de α_4 adotado e substituindo-os na equação (2.31), tem-se que:

$$\eta_{itmáx} = (0,894 \text{ a } 0,938) \cdot \phi^2$$

Considerando os valores máximos e mínimos para o coeficiente ϕ, conforme a relação (2.11), tem-se o seguinte intervalo que o máximo rendimento interno teórico pode assumir:

$$0,74 \leq \eta_{itmáx} \leq 0,882 \qquad (2.34)$$

Segundo fabricantes tradicionais [10] e trabalhos já publicados [7,8] uma turbina de fabricação normal para uma vazão 70% da nominal apresenta, em média, o máximo rendimento de 82%. Caso a fabricação da turbina seja esmerada, pode-se esperar, para a mesma vazão, um rendimento máximo de até 86%. Através de dados publicados [21] pode-se verificar que os valores máximos obtidos na prática foram da ordem de 60 a 76%. Portanto, pode-se considerar o intervalo (2.34) como os valores máximos que uma turbina Michell-Banki pode alcançar, em função dos seus ânculos construtivos (α_4 e β_4).

2.4.3. Velocidade tangencial

Da equação (2.10), explicitando a velocidade tangencial, u, na equação (2.16) tem-se que:

$$u = \frac{\phi \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{2 \cdot \cos\alpha_4} \cdot \sqrt{H} \qquad (2.35)$$

2.4.4. Produto: diâmetro do rotor e rotação (D · n)

Da equação (2.10) e (2.17) pode-se escrever que:

$$2u \cdot \cos\alpha_4 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}$$

a qual pode ser expressa da seguinte maneira:

$$\sqrt{2} \cdot u \cdot \cos\alpha_4 = \phi \sqrt{g \cdot H}$$

Sabendo-se que $u = \pi \cdot D \cdot n$, pode-se explicitar o produto $D \cdot n$ e obter:

$$D \cdot n = \frac{1}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g \cdot \phi^2 \cdot H}{2 \cos^2\alpha_4}} \qquad (2.36)$$

mas, com auxílio da equação (2.31), $\cos^2\alpha_4$ pode ser obtido da maneira descrita a seguir:

$$\frac{\eta_{it}}{\phi^2} = (1 - tg^2\alpha_4) = \frac{\cos^2\alpha_4 - \operatorname{sen}^2\alpha_4}{\cos^2\alpha_4} = \frac{2\cos^2\alpha_4 - 1}{\cos^2\alpha_4}$$

de onde conclui-se:

$$\cos^2\alpha_4 = \frac{\phi^2}{2 \cdot \phi^2 - \eta_{it}}$$

que, substituida na equação (2.36) e considerando $g = 9,81 (m/s^2)$, o produto diâmetro - rotação fica sendo dado por:

$$D \cdot n = 0,705 \cdot \sqrt{2 \cdot \phi^2 - \eta_{it}} \quad (m \cdot rps) \qquad (2.37)$$

Tomando a aceleração da gravidade $g = 9,81\ (m/s^2)$, com auxílio das equações (2.10), (2.31), (2.35) e (2.37), usando os valores máximos e mínimos do coeficiente ϕ e os valores que α_4 pode assumir, pode-se construir o Quadro 2.1, o qual fornece a ordem de grandeza das velocidades absoluta e tangencial, bem como a rotação, para cada diâmetro do rotor, em função da altura líquida da queda disponível, H.

GRANDEZA	ϕ \ α_4	14°	15°	16°	17°	18°	VARIAÇÃO DAS GRANDEZAS	UNIDADES
$c_4 = \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \sqrt{H}$	0,91	4,03	-	-	-	-	$c_4 = (4,03 \text{ a } 4,30) \cdot \sqrt{H}$	(m/s)
	0,97	4,03	-	-	-	-		
$u = \frac{\phi \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{2 \cdot \cos \alpha_4} \cdot \sqrt{H}$	0,91	1,96	2,09	2,10	2,11	2,20	$u = (1,96 \text{ a } 2,26) \cdot \sqrt{H}$	(m/s)
	0,97	2,09	2,23	2,74	2,25	2,35		
$D \cdot n = \frac{\sqrt{g}}{\sqrt{2} \cdot \pi} \cdot \sqrt{2 \cdot \phi^2 - \eta_{it}} \cdot \sqrt{H}$	0,91	0,661	0,664	0,667	0,671	0,674	$D \cdot n = (0,661 \text{ a } 0,719) \cdot \sqrt{H}$	(m · rps)
	0,97	0,704	0,708	0,711	0,715	0,719		
$\eta_{it} = \phi^2 \cdot (1 - tg^2 \alpha_2)$	0,91	0,777	0,768	0,760	0,750	0,740	$\eta_{it} = (0,740 \text{ a } 0,886)$	-
	0,97	0,882	0,873	0,863	0,853	0,841		

Quadro 2.1 - Limitações para o projeto da Turbina Michell-Banki

Nestas relações as unidades devem ser: c (m/s), u (m/s), n (rps) e H (m.c.a.).

Neste quadro observa-se que:

- A velocidade absoluta não varia com o ângulo α_4, e varia somente com a altura da queda da água.
- A velocidade tangencial depende do ângulo α_4, bem como da altura da queda d'água.

- A rotação varia tanto em função do ângulo α_4, como da queda, H. Ela é função inversa do diâmetro do rotor.

Conhecida a queda disponível e estabelecida a vazão turbinável, o primeiro passo no dimensionamento da turbina é, usualmente, a suposição da velocidade do rotor. Quando se conhece do diâmetro, esta rotação pode ser determinada pela equação (2.35), cujo valor mínimo do intervalo está próximo do assumido por BANKI [8], quando no dimensionamento de sua turbina.

$$n = 0,655 \cdot \frac{\sqrt{H}}{D} \qquad (2.38)$$

Quando não se conhece o diâmetro, como uma primeira estimativa, pode-se adotar a rotação padronizada e que pode ser calculada por fórmulas empíricas, como a fornecida abaixo [4]. Deve-se escolher a que mais convenha ao gerador.

$$n = (0,222 \text{ a } 1,111) \cdot H^{0,75} \cdot Q^{-0,5} \qquad (2.39)$$

para: n (rps) , H (m) e Q (m^3/s)

2.5. Largura do Injetor

Um dos elementos importantes a ser pré-dimensionado é a largura do injetor, uma vez que este influi diretamente na largura do rotor e este no do eixo, que por sua vez influi nos mancais.

Toma-se um injetor de largura útil "B_i", cujo ângulo de admissão é "δ". Este injetor deverá fornecer água para um rotor de largura útil "B" e cujo número de pás, de espessura "$e_{pá}$", é dado por "Z". A água escoando no interstício entre o injetor e rotor sofre uma perda por fuga, representada por um fator "a". A velocidade meridional da água na entrada do rotor é dado pelo vetor $\vec{C}m$. Aplicando a continuidade, obtem-se:

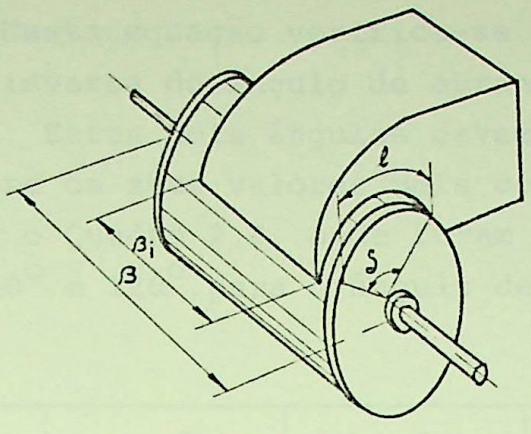


Fig. 2.5 - Largura útil do rotor e do injetor.

Para o ângulo de admissão, δ, tomado em graus:

$$Q \cdot a = \frac{\delta}{360} \cdot (\pi \cdot D - z \cdot e_{pá}) \cdot B_i \cdot C_m,$$

mas, do triângulo de velocidade, tem-se que $Cm = c_4 \cdot \text{sen}\alpha_4$, então

$$\delta \cdot B_i = \frac{360 \cdot a \cdot Q}{c_4 \cdot (\pi \cdot D - z \cdot e_{pá}) \cdot \text{sen}\alpha_4}, \qquad (2.40)$$

com auxílio do Quadro (2.1) e explicitando o B_i, obtem-se:

$$B_i = \frac{1}{(4{,}03 \text{ a } 4{,}30)} \cdot \frac{360 \cdot a \cdot Q}{(\pi \cdot D - z \cdot e_{pá}) \cdot \delta \cdot \sqrt{H} \cdot \text{sen}\alpha_4}.$$

Adotando um coeficiente de perda de vazão por fuga, a = 0,95, coeficiente este que deve ser estudado experimentalmente, tomando como 0,10 a máxima relação da área ocupada pelas pás na área periférica do rotor:

$$\frac{z \cdot e_{pá}}{\pi \cdot D} = 0{,}10, \qquad (2.41)$$

e fazendo a substituição, chega-se a:

$$B_i = (30{,}0 \text{ a } 28{,}1) \cdot \frac{1}{\delta \cdot \text{sen}\alpha_4} \cdot \frac{Q}{D \cdot \sqrt{H}} \qquad (2.42)$$

Nesta equação verifica-se que o comprimento do injetor é função inversa do ângulo de abrangência, δ, e do ângulo de entrada, α_4. Estes dois ângulos devem ser adotados em projeto. Conhecendo-se os seus valores mais comumente utilizados, pode-se construir o Quadro 2.2, onde foram tomados os valores práticos de 60^o, 90^o e 120^o para o ângulo de abrangência [7].

δ \ α_4	14^o	15^o	16^o	17^o	18^o
60^o	(2,07 a 1,93)	(1,93 a 1,81)	(1,81 a 1,70)	(1,71 a 1,60)	(1,62 a 1,51)
90^o	(1,38 a 1,29)	(1,23 a 1,20)	(1,21 a 1,13)	(1,14 a 1,07)	(1,08 a 1,01)
120^o	(1,03 a 0,97)	(0,96 a 0,90)	(0,91 a 0,85)	(0,86 a 0,80)	(0,81 a 0,72)

Quadro 2.2 - Valores da constante K_i para o cálculo da largura do injetor.

Resumidamente pode-se assumir as seguintes intervalos de valores para o comprimento B_i, do injetor, em função do ângulo de abrangência, δ:

$$\text{p/ } \delta = 60^o \qquad B_i = (1{,}51 \text{ a } 2{,}07) \cdot \frac{Q}{D \cdot \sqrt{H}} ,$$

$$\text{p/ } \delta = 90^o \qquad B_i = (1{,}01 \text{ a } 1{,}38) \cdot \frac{Q}{D \cdot \sqrt{H}} ,$$

$$\text{p/ } \delta = 120^o \qquad B_i = (0{,}72 \text{ a } 1{,}03) \cdot \frac{Q}{D \cdot \sqrt{H}} \quad [\text{m}] . \qquad (2.43)$$

Como já era esperado, conclui-se que quanto maior o ângulo de admissão, δ, menor será o comprimento do injetor e este comprimento tenderá a aumentar com o aumento do ângulo α_4.

Como os ângulos mais utilizados na prática estão em torno de $\alpha_4 = 15^o$ e $\delta = 120^o$ [7] verifica-se que o intervalo apresentado por eles no Quadro 2.2, abrange o valor recomendado pela OLADE [3] o qual é dado por:

$$B_i = 0{,}96 \cdot \frac{Q}{D \cdot \sqrt{H}} \quad [\text{m}] \qquad (2.44)$$

2.6. Largura do Rotor

O comprimento do rotor deve ficar em torno de 10% a 40% maior que o do injetor. Isto decorre do uso do injetor de dois setores e também para reduzir as perdas por fuga.

Então:

$$B = (1{,}1 \text{ a } 1{,}4) \cdot B_i \quad [m] \qquad (2.45)$$

2.7. Razão de Aspecto

A razão de aspecto é o quociente entre o comprimento e o diâmetro do rotor. Varia muito de fabricante a fabricante, sendo conhecidos os intervalos:

Fabricante	Ref.	Razão de Aspecto, B/D
OSSBERGER	[7]	3 a 3,5
FUJI	[11]	0,5 a 3,5

Quadro 2.3 - Razão de aspecto usada por alguns fornecedores.

2.8. Diâmetro Interno do Rotor

Analisa-se as dimensões internas do rotor e as do eixo considerado, conforme a Figura (2.6), que o fluxo ao

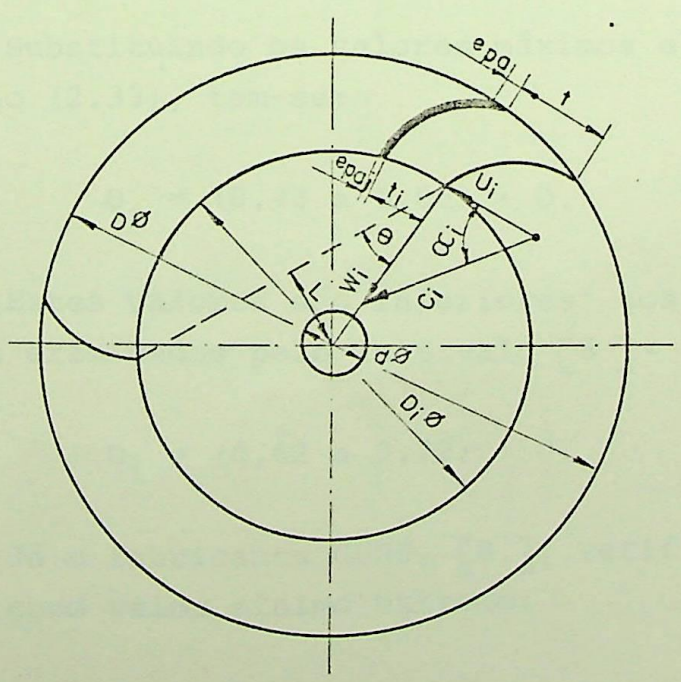


Figura 2.6 - Esquema da trajetória absoluta do filete interno no interior do rotor.

penetrar no interior vazio do rotor deve apresentar uma trajetória retilínea, isto se faz considerando desprezíveis os efeitos do atrito e da gravidade.

Como a pá é construída de forma a apresentar uma saída radial ($\beta'_5 = 90^{\circ}$), tem-se da equação da continuidade:

$$\rho \cdot Q = S \cdot Cm \ .$$

Da análise dos triângulos de velocidades, sabe-se que $Cm = w_i = w \cdot \text{sen}\beta_4$, e as seções externas e internas para o escoamento no rotor são dadas por:

$$S_e = z \cdot (t - e_{pá}) \cdot B \quad ; \quad S_i = z \cdot (t_i - e_{pái}) \cdot B \ ,$$

considerando estas duas áreas, S_e e S_i, sabendo que os passos interno, t_i, e externo, t_e, são proporcionais aos diâmetros interno e externo, e considerando uma diminuição na velocidade relativa, w de 2%, causada por atrito com auxílio da equação da continuidade chega-se em:

$$D_i = \frac{\text{sen}\beta_4}{0,98} \cdot D \ . \qquad (2.46)$$

Substituindo os valores máximos e mínimos de β_4, dados na equação (2.33), tem-se:

$$D_i = (0,43 \text{ a } 0,60) \cdot D. \qquad (2.47)$$

Estes valores são inferiores aos adotados por BANKI, os quais eram dados pelo intervalo [8].

$$D_i = (0,62 \text{ a } 0,72) \cdot D. \qquad (2.48)$$

Já o fabricante GUNZ, [8], verificou que poderia ser tomado como valor mínimo extremo:

$$D_i = 0,4 \cdot D, \qquad (2.49)$$

valor este inferior aos do intervalo da equação (2.41), o qual será adotado neste trabalho.

2.9. Diâmetro Máximo do Eixo do Rotor

Por questão da rigidez e da facilidade de construção, o rotor da turbina Michell-Banki é dotado de um eixo passante. Uma condição importante para este eixo é que ele não venha obstruir o fluxo da água quando passa pelo interior do rotor.

A Fig. (2.6) mostra o escoamento absoluto teórico do filete interno do escoamento. Adota-se:

$$L > 0,5 \cdot d \ , \tag{2.50}$$

onde "d" é o maior valor admissível para o diâmetro do eixo. Da Fig. (2.6), tem-se que:

$$L = 0,5 \cdot D_i \cdot \operatorname{sen}\theta_i \ ,$$

$$\theta_i = 90 - \alpha_i \ ,$$

logo, fica:

$$L = 0,5 \cdot D_i \cdot \cos\alpha_i \ . \tag{2.51}$$

Da equação (2.46) pode-se escrever que:

$$w_i = \frac{D}{D_i} \cdot \operatorname{sen}\beta_4 \cdot w \ . \tag{2.52}$$

Considerando a equação (2.22) e da (2.23), obtem se que:

$$\operatorname{tg}\alpha_i = \left(\frac{D}{D_i} \right)^2 \cdot \operatorname{sen}\beta_4 \ , \tag{2.53}$$

e da Fig. (2.6) concluí-se que:

$$\operatorname{sen}\alpha_i = \frac{L}{\sqrt{(0,5 \cdot D_i)^2 - L^2}} \quad .$$

Desta equação e da (2.51) pode-se calcular a tangente trigonométrica do ângulo α_i que, igualada com a (2.53) resulta em:

$$L = 0,5 \cdot D_i \cdot \sqrt{1 - \left(\frac{D_i}{D}\right)^4 \cdot \frac{1}{\operatorname{sen}^2 \beta_4}} \quad ,$$

na qual tomando um valor médio para $\beta_4 = 30^\circ$ e $D_i = 0,60\,D$, vem:

$$L = 0,20 \cdot D \quad . \tag{2.54}$$

Logo, conforme equação (2.45), o diâmetro máximo que o eixo pode assumir, sem obstruir a passagem da água será:

$$d_{máx} = 0,40 \cdot D \tag{2.55}$$

2.10. Traçado das Pás

Geralmente as turbinas Michell-Banki são construídas com pás que apresentam um perfil em arco de círculo, cujo raio "r" é centrado em uma circunferência primitiva (D_p).

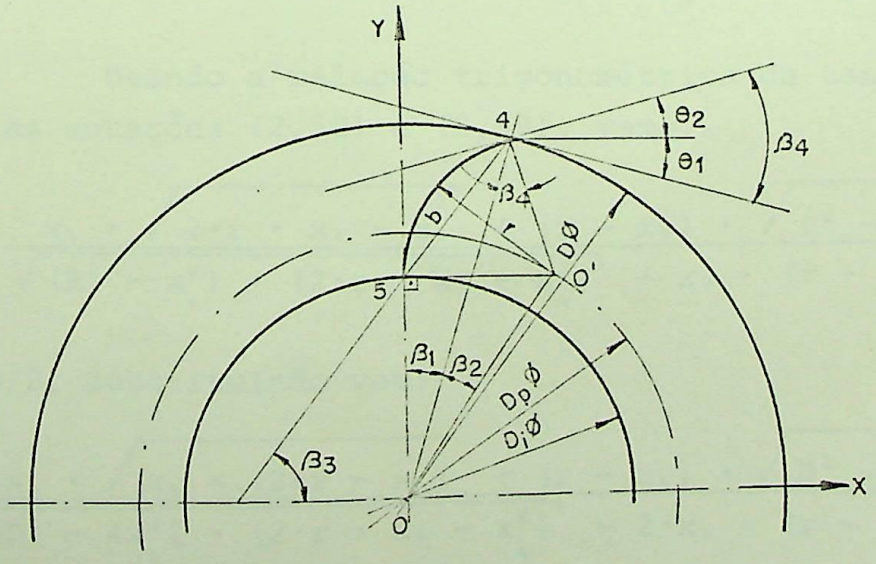


Fig. 2.7 - Elementos para geometria e equacionamento das pás.

Fazendo $R = D/2$ e $R_i = D_i/2$, e de acordo com a Fig. (2.7), as coordenadas de um ponto da pá obedecem as seguintes equações:

$$\begin{cases} x^2 + y^2 = R^2 \\ (x - r)^2 + (y - R_i)^2 = r^2 \end{cases} \tag{2.56}$$

No ponto "4", com auxílio de derivadas parciais, pode-se determinar as tangentes dos ângulos θ_1 e θ_2. Para isto da equação (2.56), obtem-se:

$$y_4 = \sqrt{R^2 - x_4^2}\ , \tag{2.57}$$

cuja derivada é dada por:

$$\frac{\partial y_4}{\partial x_4} = -\ tg\theta_1 = \frac{-x_4}{\sqrt{R^2 - x_4^2}}\ . \tag{2.58}$$

Mas, da equação (2.56), obtem-se:

$$y_4 = \sqrt{2 \cdot r \cdot x_4 - x_4^2}\ - R_i\ ,$$

cuja derivada parcial, em função de x_4, fica sendo dada por:

$$tg\theta_2 = \frac{\partial y_4}{\partial x_4} = \frac{(r - x_4)}{\sqrt{2 \cdot r \cdot x_4 - x_4^2}}\ . \tag{2.59}$$

Usando a relação trigonométrica da tangente da soma, com as equações (2.58) e (2.59), vem:

$$tg\beta_4 = \frac{x_4 \cdot \sqrt{2 \cdot r \cdot x_4 - x_4^2}\ + (r - x_4) \cdot \sqrt{R^2 - x_4^2}}{\sqrt{(R^2 - x_4^2) \cdot (2 \cdot r \cdot x_4 - x_4^2)}\ - x_4 \cdot (r - x_4)}\ ,$$

como $R = D/2$, substituindo vem:

$$tg\,\beta_4 = \frac{2 \cdot x_4 \cdot \sqrt{x_4 \cdot (2 \cdot r - x_4)}\ + (r - x_4) \cdot \sqrt{D^2 - x_4^2}}{\sqrt{(D^2 - 4x_4^2) \cdot (2 \cdot r \cdot x_4 - x_4^2)}\ - 2 \cdot x_4 \cdot (r - x_4)} \tag{2.60}$$

mas, substituindo (2.57) em (2.56), considerando que $R = D/2$, e $R_i = D_i/2$, explicitando o raio "r" da pá, tem-se:

$$r = \frac{D^2 + D_i^2 - 2 \cdot D_i \cdot \sqrt{D^2 - 4\,x_4^2}}{8\,x_4} \quad . \tag{2.61}$$

Substituindo (2.61) em (2.60) e fazendo as simplificações obtem-se a expressão:

$$tg\beta_4 = \frac{8.x_4^2.\sqrt{D^2+D_i^2-2.D_i.\sqrt{D^2-4.x_4^2}} - 4.x_4^2 - \left(D^2+D_i^2-2.D_i.\sqrt{D^2-4.x_4^2} - 8.x_4^2\right).\sqrt{D^2-x_4^2}}{2.x_4.\left[2.\sqrt{\left(D^2-4.x_4^2\right).\left(D^2-D_i^2-2.D_i.\sqrt{D^2-x_4^2}-4.x_4^2\right)} - \left(D^2+D_i^2-2.D_i.\sqrt{D^2-x_4^2}-8.x_4^2\right)\right]} \tag{2.62}$$

Com isto obtem-se o sistema de equações formado pelas equações (2.61) e (2.62), com o ângulo β_4 é obtido a partir de α_4, pode-se calcular o raio "r", e com ele o diâmetro primitivo que é dado da seguinte forma, de acordo com a Fig. (2.7):

$$Dp = \sqrt{4 \cdot r^2 + D_i^2} \quad . \tag{2.63}$$

2.11. Trajetória e Ângulo de Trabalho

A trajetória do jato d'água e o ângulo de trabalho do rotor Michell-Banki podem ser determinados da seguinte forma: o tempo que uma partícula, com velocidade relativa "W" leva para percorrer o arco BC, da Fig. 2.9, entre os diâmetros externo "D" e o interno "D_i" é o mesmo que o rotor leva para girar do ângulo θ_6, fazendo com que esta partícula em questão percorra o arco $\overset{\frown}{AK}$. Então a trajetória absoluta da partícula é $\overset{\frown}{AE}$. Da Fig. (2.8) pode-se mostrar que:

$$\theta_5 = \frac{\overset{\frown}{BC}}{r} = \frac{W \cdot t_T}{r} \quad . \tag{2.64}$$

$$\theta_6 = \frac{\overset{\frown}{AK}}{D/2} = \frac{2 \cdot u \cdot t_T}{D} = \frac{2 \cdot \pi \cdot D \cdot n \cdot t}{D} = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_T \tag{2.65}$$

Explicitando "t_T" em (2.64) e substituindo em (2.65), obtem-se o ângulo que a partícula gira quando percorre

o espaço entre "D" e "D_i", que é dado por:

$$\theta_6 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{\omega} \cdot \theta_5 \qquad (2.66)$$

onde: θ_6 e θ_5 em graus, n (rps), w (m/s).

De modo semelhante pode-se demostrar que o ângulo que a partícula gira para percorrer o espaço entre "D_i" e "D", na segunda passagem é:

$$\theta_7 = \frac{2 \cdot \pi \cdot n \cdot r}{\omega_i} \cdot \theta_5 \qquad (2.67)$$

Da mesma maneira que uma partícula situada em "A", ponto inicial do ângulo δ de entrada do jato, deve percorrer a

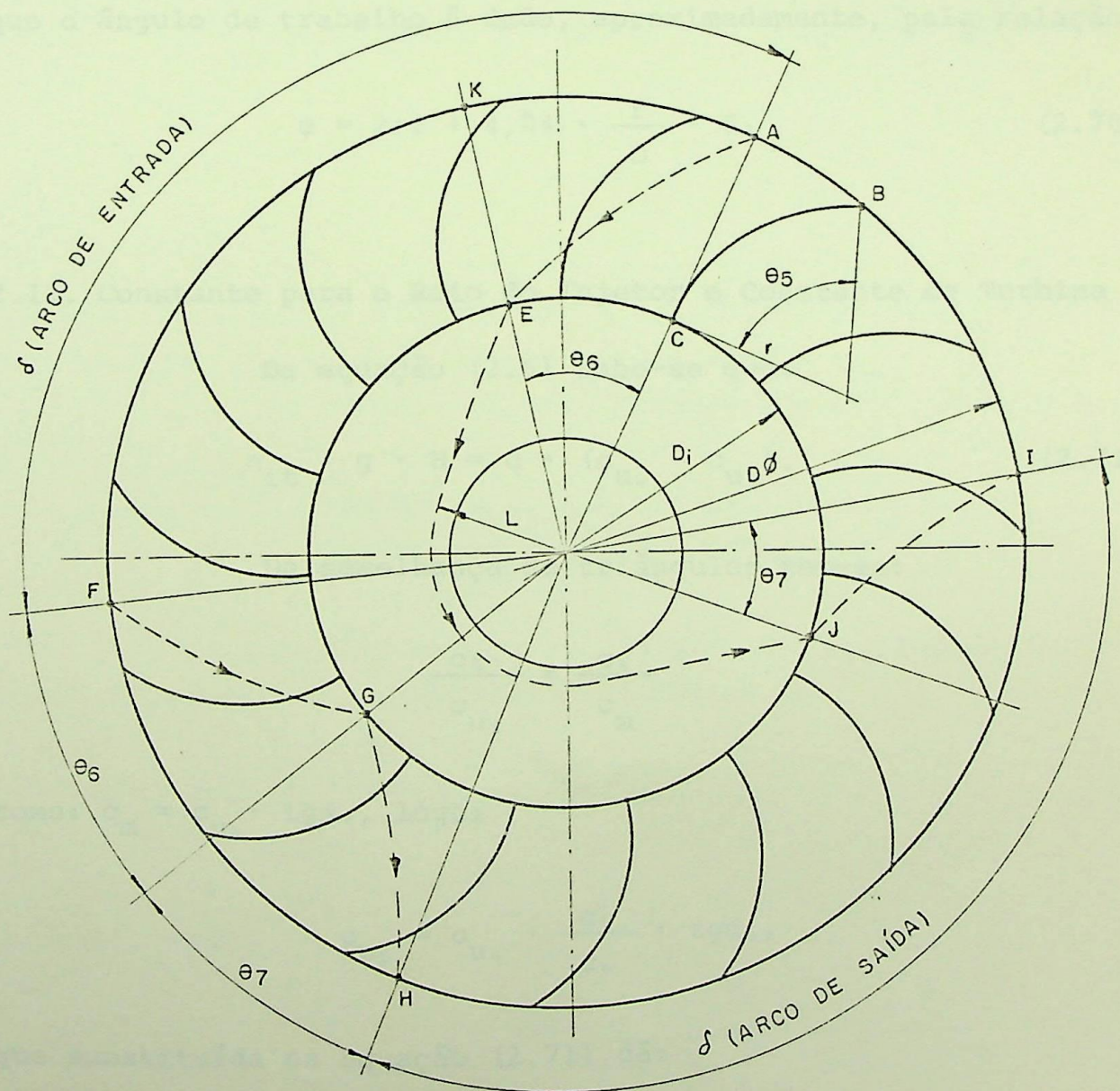


Fig. 2.8 - Trajetória e Ângulo de Trabalho do Jato.

trajetória AE e JI, uma outra situada em "F", ponto extremo deste ângulo, deverá percorrer no mesmo tempo a trajetória FGH. O arco AF que corresponde ao ângulo de entrada do jato d'água, deverá ter o mesmo valor ψ do arco de saída HI. Assim as duas passagens pelo rotor devem abranger na sua totalidade:

$$\psi = 2 \cdot \delta + \theta_6 + \theta_7 \ . \qquad (2.68)$$

Tomando $wi = 0{,}98\ w$ na equação (2.67) e esta com a equação (2.66) na (2.68), obtem-se:

$$\psi = 2 \cdot \delta + 4{,}041 \cdot \frac{\pi \cdot n \cdot r}{w} \cdot \theta_5 \ , \qquad (2.69)$$

mas, pela relação (2.14), do triângulo de velocidade, substituído na equação (2.69), sabendo-se que $w = u = \pi \cdot D \cdot n$, conclui-se que o ângulo de trabalho é dado, aproximadamente, pela relação:

$$\psi = 2 \cdot \delta + 4{,}04 \cdot \frac{r}{D} \cdot \theta_5 \qquad (2.70)$$

2.12. Constante para o Raio do Injetor e Constante da Turbina

Da equação (2.6) sabe-se que:

$$\eta_{it} \cdot g \cdot H = u \cdot (c_{u_4} - c_{u_5}) . \qquad (2.71)$$

Da semelhança de triângulos tem-se:

$$\frac{c_5}{c_{u_5}} = \frac{c_4}{c_m}$$

como: $c_m = c_{u_4} \cdot tg\alpha_4$, logo:

$$c_{u_5} = c_{u_4} \cdot \frac{c_5}{c_4} \cdot tg\alpha_4 ,$$

que substituída na equação (2.71) dá:

$$\eta_{it} \cdot g \cdot H = u \cdot c_{u_4} \cdot \left[1 - \frac{c_5}{c_4} \cdot tg\alpha_4 \right], \qquad (2.72)$$

usando as equações (2.17), tem-se que:

$$\frac{c_5}{c_4} = \frac{\cos\alpha_5}{\cos\alpha_4} .$$

Sabe-se que α_5 é o ângulo complementar de α_4 e, em consequência disto, o cosseno do primeiro é igual ao seno do segundo. Visto isto, pode-se escrever que $tg\alpha_4 = c_5/c_4$, que substituindo na equação (2.72), onde $u = \pi \cdot D \cdot n$, obtem-se:

$$D \cdot c_{u_4} = \frac{\eta_{it} \cdot g \cdot H}{\pi \cdot n \cdot (1 - tg^2\alpha_4)} . \qquad (2.73)$$

Considerando a equação (2.31) pode-se obter:

$$K_i = \frac{D \cdot c_{u_4}}{2} = \frac{\phi^2 \cdot g \cdot H}{2 \cdot \pi \cdot n} = cte . \qquad (2.74)$$

Esta constante que permite traçar o injetor de forma a impor um valor constante à velocidade de entrada do rotor, c_4, em toda a seção de saída do injetor.

Da equação (2.40), pode-se escrever que:

$$\frac{c_m}{c_4} = \frac{c_4 \cdot sen\alpha_4}{c_{u_4}} = \frac{360 \cdot a \cdot Q}{c_{u_4} \cdot \delta \cdot B_i \cdot (\pi \cdot D - z \cdot e_{pá})} .$$

Explicitando a velocidade c_{u_4} na equação (2.74), substituindo-a na equação acima e fazendo

$$\frac{c_4 \cdot sen\alpha_4}{c_{u_4}} = \frac{sen\alpha_4}{\cos\alpha_4} = tg\alpha_4 ,$$

pode-se obter:

$$K_t = \frac{H}{Q} \cdot \delta = \frac{360 \cdot a \cdot n \cdot \pi \cdot D}{\phi^2 \cdot g \cdot B_i \cdot (\pi \cdot D - z \cdot e_{pá})} \qquad (2.75)$$

"K_t" é denominada "Constante da Turbina Michell Banki", para rotação constante. Ela permite traçar o campo básico de funcionamento teórico da turbina, para cada rotação, em função do ângulo de abertura, δ, do injetor desde que este ângulo varie sem variar o de escoamento: $\alpha_3 = \alpha_4 = cte$.

2.12.1. Limites para as constantes para o raio do injetor e da turbina

Para as condições ideais e pelos limites impostos anteriormente, tomando $g = 9,81\ (m/s^2)$, $a = 0,95$, ϕ variando de 0,91 a 0,97, $(z \cdot e_{pá}/\pi \cdot D) = 0,10$ e $\alpha_4 = 15^o$, tem-se os seguintes limites:

Para a constante do raio do injetor:

$$K_i = \frac{D \cdot c_{u_4}}{2} = (1,30 \text{ a } 1,48) \cdot \frac{H}{n} ; \qquad (2.76)$$

Para a constante da turbina:

$$K_t = \frac{H}{Q} \cdot \delta = (983 \text{ a } 1109) \cdot n ; \qquad (2.77)$$

onde: H (m) , n (rps) , Q (m^3/s) , δ (graus) .

2.13. Campo Teórico de Funcionamento

A potência no eixo para rotação "n" e rendimento mecânico, η_m, constantes é dada por:

$$Pe = \rho \cdot H \cdot Q \cdot \eta_{it} \cdot \eta_m \ [W],$$

como $\eta_{it} \cdot \eta_m = \eta_t$ é o rendimento total da turbina, então para a massa específica tomada, $\rho = 10^3\ (Kg/m^3)$, esta equação fica:

$$Pe = g \cdot \eta_t \cdot H \cdot Q \ [kW] \qquad (2.78)$$

A potência no eixo para vazão constante é dada por:

$$P_{e_H} = \frac{g \cdot \eta_t}{K_t} \cdot \delta \cdot H^2, \text{ fazendo:}$$

$$K_H = \frac{g \cdot \eta_t}{K_t} = cte \ , \qquad (2.79)$$

fica:

$$P_{e_H} = K_H \cdot \delta \cdot H^2. \qquad (2.80)$$

A potência no eixo para altura "H" constante é dada por:

$$P_{e_Q} = g \cdot \eta_t \cdot K_t \cdot \frac{Q^2}{\delta} \ , \text{ fazendo:}$$

$$K_Q = g \cdot \eta_t \cdot K_t = cte \ , \qquad (2.81)$$

fica:

$$P_{e_Q} = K_Q \cdot \frac{Q^2}{\delta} \qquad (2.82)$$

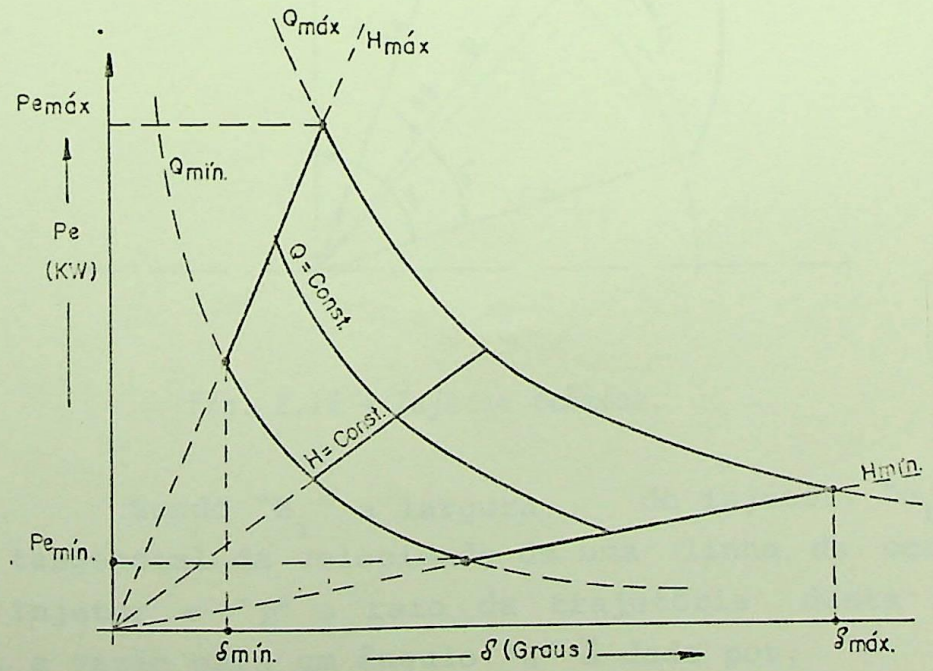


Fig. 2.9 - Campo teórico de funcionamento de uma turbina Michell-Banki.

As constantes "K_H" e "K_Q" devem ser determinadas para o ponto de projeto e permitem traçar o campo de funcionamento da turbina, em função do ângulo de abertura do injetor, conforme mostrou a Figura (2.9).

2.14. Estudo, Dimensionamento e Desenho do Injetor

2.14.1. Raio do injetor

São vários os tipos de injetores utilizados nas turbinas Michell-Banki. Apresentam várias configurações e diferentes tipos de pás diretrizes. O estudo teórico-prático do injetor e de sua pá diretriz é fundamental, uma vez que a forma da curva rendimento versus carga depende do choque na entrada do rotor.

Fazendo uma análise bi-dimensional e supondo que não há atrito, o traçado teórico do injetor pode ser conseguido da seguinte forma:

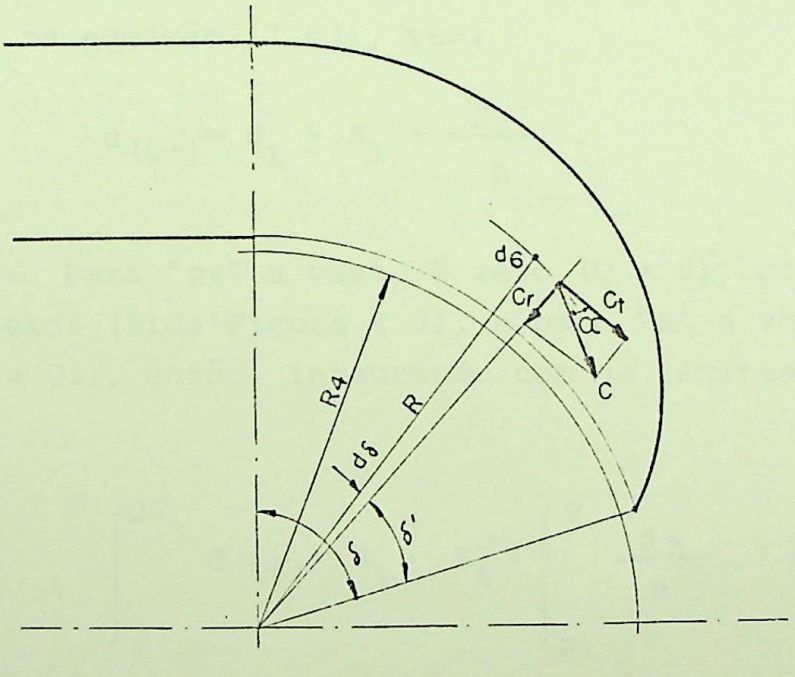


Fig. 2.10 - Injetor teórico.

Sendo "B_i" a largura do injetor, "c_t" a componente tangencial da velocidade de uma linha de corrente de água no injetor e "R" o raio da trajetória desta linha de corrente, a vazão para um ângulo "δ" é dada por:

$$d_{(Q\delta)} = B_i \cdot c_t \cdot d_R \qquad (2.83)$$

Como o injetor deve ser construído para se obter a mesma velocidade em toda a saída do injetor deve-se ter que:

$$c_t \cdot R = cte \ .$$

Na entrada do rotor pode-se considerar R = D/2, como é desejável que exista a relação $c_t \cdot R = c_u \cdot D/2$, então:

$$c_{u_4} \cdot \frac{D}{2} = c_t \cdot R = K_i = cte \ ,$$

constante esta já definida na equação (2.74), logo:

$$c_t = \frac{K_i}{R} \ ,$$

substituindo na equação (2.83), vem:

$$d_{(Q\delta)} = B_i \cdot K_i \cdot \frac{d_R}{R} \ .$$

Para "R_0" a vazão é zero (Q = 0) pois é o ponto final do injetor (vide Figura 2.9), e para "R" a vazão é função do raio (0 a Qδ), então, integrando com os limites de integração:

$$\int_0^{Q\delta} d_{(Q\delta)} = B_i \cdot K_i \cdot \int_{R_0}^{R} \frac{d_R}{R} \ ,$$

tem-se:

$$R = R_0 \cdot Exp\left[\frac{Q_\delta}{B_i \cdot K_i} \right]$$

mas:

para δ' —— $Q \cdot \delta$

para δ —— Q

$$Q\delta = \frac{Q \cdot \delta'}{\delta}$$

na equação acima o raio do injetor fica sendo dado por:

$$R_i = R_{i_0} \cdot \text{Exp} \left[\frac{Q \cdot \delta'}{B_i \cdot K_i \cdot \delta} \right] \qquad (2.84)$$

onde:

R_{i_0} é o raio inicial da espiral do injetor

B_i é adotado com auxílio da equação (2.43) (m)

K_i é determinada pela equação (2.74) (m^2/s)

δ é o ângulo de admissão do injetor (graus)

δ' é a variável que corresponde ao ângulo de varredura (graus)

Esta expressão permite traçar a trajetória que a água apresentar no momento que antecede a entrada no rotor, na qual, teoricamente, não ocorrem perdas do escoamento da água.

2.14.2. Dimensionamento hidrodinâmico do injetor dotado de pá diretriz

O caso mais geral é que os injetores das turbinas fluxo-cruzado são dotados de pás diretrizes.

O injetor pode ser integral ou bi-partido. No seu projeto original, o Prof. BANKI utilizou-se do primeiro tipo [8]. Já nas turbinas mais atuais em projetos mais esmerados, como o fabricante OSSBERGER, utiliza-se do segundo tipo do injetor, o bi-partido.

2.14.2.1. Hipóteses

Para o dimensionamento hidrodinâmico do injetor serão admitidas as seguintes hipóteses:

a) Quanto ao diâmetro do rotor e largura do injetor
Que o diâmetro externo, D, do rotor e a largura, B_i, do injetor já tenham sido determinadas, bem como a velocidade absoluta, c_4, na saída do injetor.

b) Quanto ao perfil da pá diretriz
A pá diretriz do injetor, bi-partido ou não, assume vários perfis hidrodinâmicos. Estes perfis variam de acordo com cada projetista e das considerações feitas quanto às facilidades de fabricação.
Para este dimensionamento será adotada uma pá diretriz de perfil simples, fabricada a partir de uma chapa de aço com a extremidade na seção de entrada do injetor, simplesmente arredondado e o perfil na seção de saída dado em função da trajetória da água escoando em um injetor teórico.
A espessura da pá diretriz será adotada como sendo dada pela relação [4].

$$e_{pd} \cong 0,07 \cdot D \qquad (2.85)$$

c) Quanto ao ponto de funcionamento
Conhece-se o ponto ótimo de funcionamento: a vazão "Q" e a altura da queda "H" para o rendimento máximo, $\eta_{máx}$.

d) Quanto a velocidade de entrada da água no injetor
A velocidade média da água na entrada do injetor é a mesma em toda a seção. Ela é tomada pela expressão [4].

$$c_e = 0,98 \cdot \sqrt{H} \qquad (2.86)$$

e) Quanto a velocidade de saída da água do injetor
A velocidade média da água em toda a seção de saída do injetor é a mesma e igual a c_3. Esta velocidade é assumida como igual a c_4, a qual é a velocidade da água na entrada do rotor.

f) Quanto ao modelo geométrico do injetor
Adota-se como modelo para o equacionamento hidrodinâmico do injetor o esquema simplificado mostrado na Figura (2.11).
Neste modelo admite-se que o injetor é formado por duas partes, 1 e 2, separadas pela pá diretriz. Como já é conhecido

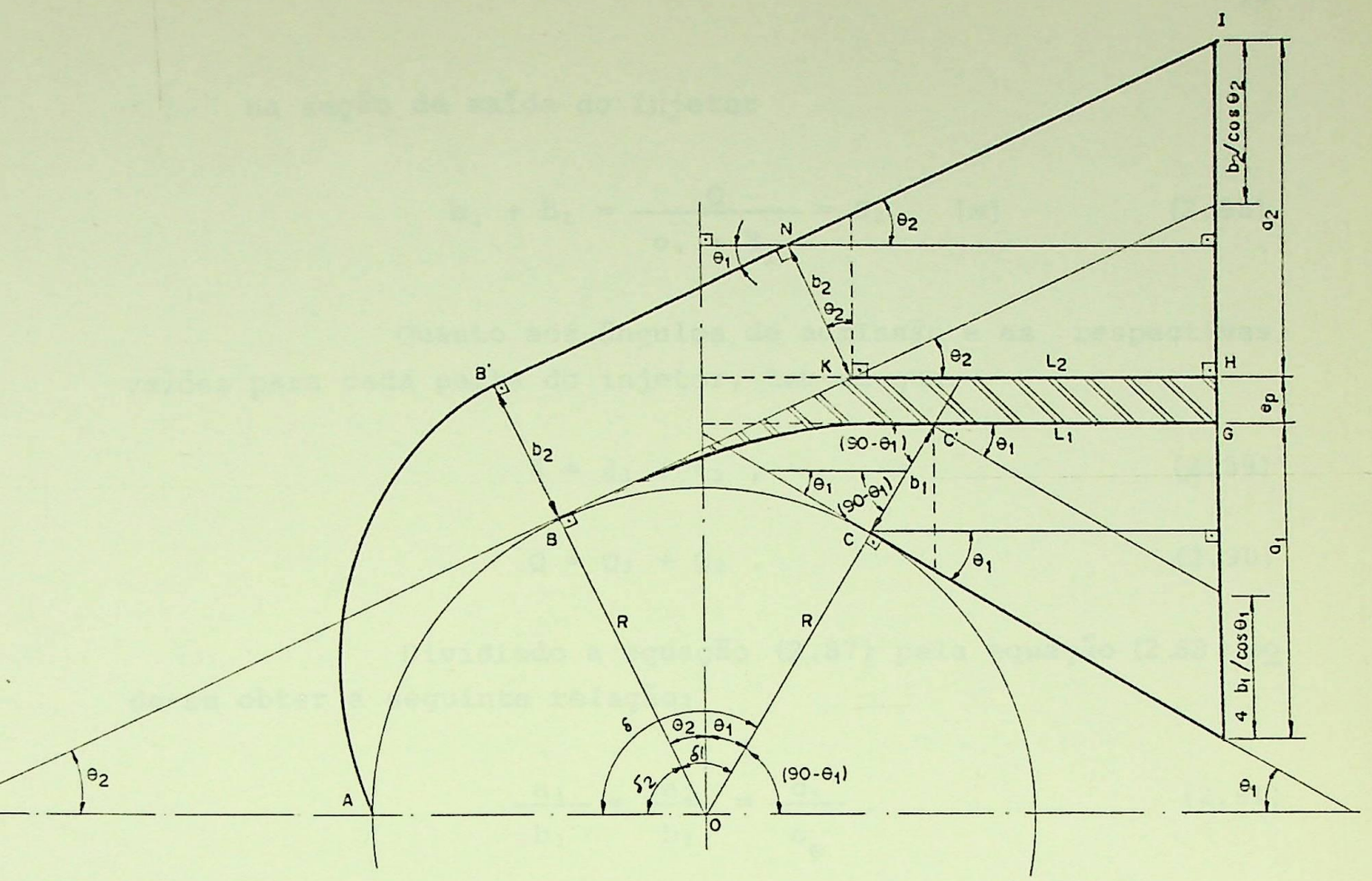


Fig. 2.11 - Esquema do modelo matemático do injetor para a turbina Michell-Banki.

o comprimento, B_i, do injetor (hipótese a) as dimensões da altura da seção de entrada e saída do injetor são dadas pelas cotas a_1, a_2 e b_1, b_2 respectivamente. De forma a dar ao escoamento uma trajetória ideal, o injetor deverá envolver o rotor pela curvatura AB' e BC' dadas pela equação (2.84) do injetor teórico.

2.14.2.2. Equacionamento do injetor

Observadas as hipóteses pode-se estabelecer as seguintes equações para o dimensionamento do injetor:

na seção de entrada do injetor

$$a_1 + a_2 = \frac{Q}{c_e \cdot B_i} = S_1 \qquad [m] \qquad (2.87)$$

na seção de saída do injetor

$$b_1 + b_2 = \frac{Q}{c_4 \cdot B_i} = S_2 \quad [m] \tag{2.88}$$

Quanto aos ângulos de admissão e as respectivas vazões para cada parte do injetor, tem-se que:

$$\delta = \delta_1 + \delta_2 \ , \tag{2.89}$$

$$Q = Q_1 + Q_2 \ . \tag{2.90}$$

Dividindo a equação (2.87) pela equação (2.88) pode-se obter a seguinte relação:

$$\frac{a_1}{b_1} = \frac{a_2}{b_2} = \frac{c_4}{c_e} \ . \tag{2.91}$$

Da hipótese (d) tem-se que:

$$\begin{cases} Q_1 = a_1 \cdot B_i \cdot c_e \\ Q_2 = a_2 \cdot B_i \cdot c_e \end{cases} \tag{2.92}$$

então, por analogia, tem-se que:

$$\frac{Q_1}{Q_2} = \frac{c_4}{a_2} = \frac{b_1}{b_2} \tag{2.93}$$

Da Figura (2.11) pode-se obter a seguinte relação:

$$tg\theta_2 = \frac{a_2 - (b_2/\cos\theta_2)}{L_2} \tag{2.94}$$

a qual pode tomar a forma do seguinte polinômio do 2º grau:

$$F_1 \cdot \cos^2\theta_2 - F_2 \cdot \cos\theta_2 + F_3 = 0 \tag{2.95}$$

onde:

$$F_1 = a_2^2 + L_2^2$$

$$F_2 = 2 \cdot a_2 \cdot b_2$$

$$F_3 = b_2^2 - L_2^2 \ .$$

Da Fig. (2.11) ainda pode-se obter:

$$b_1 = a_1 \cdot \cos\theta_1 - L_1 \cdot \operatorname{sen}\theta_1 \qquad (2.96)$$

onde: $\theta_1 = \delta - 90^{\circ}$ e $\theta_2 = \delta_1 - \theta_1$ (2.97)

Da equação (2.88) e (2.91), tem-se que:

$$S_2 \cdot Q_2 - Q \cdot a_2 = 0 \qquad (2.98)$$

As equações (2.87), (2.88), (2.95), (2.96), (2.97) e (2.98), tem-se um sistema de 6 equações com 9 incógnitas: a_1, a_2, b_1, b_2, Q_1, θ_1, L_1 e L_2. Para solucionar este sistema é necessário que duas incógnitas sejam adotadas, e que uma sétima seja obtida. Neste trabalho será assumido que os comprimentos dos dois setores serão dados pelas relações [4]:

$$L_1 = 0{,}5 \cdot D \ ,$$

$$L_2 = 0{,}8 \cdot D \ . \qquad (2.99)$$

onde D [m] é o diâmetro externo do rotor.

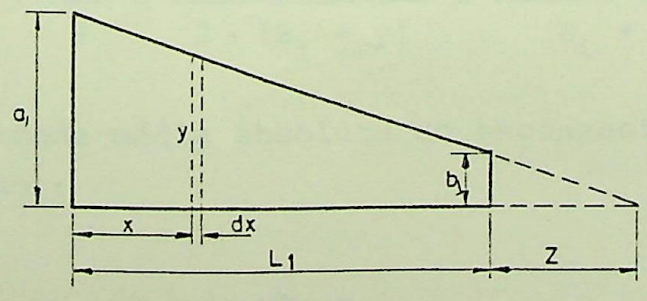


Fig. 2.12 - Modelo geométrico para um setor do injetor.

A sexta equação será obtida através da comparação das perdas de carga que ocorrem em cada parte do injetor. Qualquer um dos dois setores do injetor pode ser representado pelo modelo geométrico anterior.

Da Figura tem-se:

$$\frac{y}{b} = \frac{L + x' - x}{x'} \quad e \quad \frac{L + x'}{x'} = \frac{a}{b} ,$$

substituindo uma na outra vem:

$$y = a - \left[\frac{a - b}{L} \right] \cdot x . \qquad (2.100)$$

Sabe-se que a perda de carga para o injetor, conforme a geometria apresentada na Figura (2.11) pode ser determinada pela equação de DARCY [2,42] .

$$dh_{px} = f \frac{c^2}{2 \cdot g} \cdot \frac{d_x}{D_h} \qquad (2.101)$$

onde:

f - é o coeficiente de atrito, que depende do material e acabamento das paredes do injetor e do fluido em escoamento. Em caso de uma primeira aproximação, normalmente é adotado o valor de $f \cong 0,03$;

D_h - é o diâmetro hidráulico da seção transversal do injetor, o qual, neste caso, é dado por:

$$D_h = 4 \cdot \frac{S}{P} = \frac{4 \cdot B_i \cdot y}{2 \cdot (B_i + y)} = \frac{2 \cdot B_i \cdot y}{B_i + y}$$

c - é a velocidade média absoluta do escoamento na direção x, e é dada por:

$$c = \frac{Q}{B_i \cdot y}$$

Substituindo as expressões do diâmetro hidráulico e da velocidade média absoluta na equação (2.100), vem:

$$dh_{px} = f \cdot \frac{Q^2}{4 \cdot g \cdot B_i^3} \cdot \frac{B_i + y}{y^3} \cdot dx \ .$$

Derivando a equação (2.100) em relação a "x" e substituindo esta derivada na equação acima, chega-se em:

$$dh_{px} = f \cdot \frac{Q^2}{4 \cdot g \cdot B_i^3} \cdot \left[\frac{-L}{a - b} \right] \cdot \left[\frac{B_i + y}{y^3} \right] \cdot dy$$

Por esta expressão, tem-se que a perda de carga total do injetor, ao longo do comprimento "L", será dada pela integral:

$$h_p = f \cdot \frac{Q^2}{4 \cdot g \cdot B_i^3} \cdot \left[\frac{-L}{a - b} \right] \cdot \int_a^b \left[\frac{B_i + y}{y^3} \right] \cdot dy$$

Resolvendo esta integral e substituindo os limites de integração, obtem-se que a perda de carga ao longo da pá diretriz para um setor do injetor será:

$$h_p = f \cdot \frac{Q^2}{4 \cdot g \cdot B_i^3} \cdot \frac{L}{a \cdot b} \cdot \left[\frac{B_i \cdot (a + b)}{2 \cdot a \cdot b} + 1 \right]$$

Considerando que o injetor é composto de dois setores, e que a velocidade de entrada do rotor, c_4, deve ser igual em toda a seção, então a perda de carga nos dois setores deve ser igual. Calculando as perdas de carga em cada um dos setores, igualando-as e resolvendo, obtem-se a nona expressão que permitirá o dimensionamento hidrodinâmico do injetor. E ela é dada por:

$$A_0 + A_1 \cdot a_1 + A_2 \cdot a_1^2 + A_3 \cdot a_1^3 + A_4 \cdot a_1^4 = 0 \qquad (2.102)$$

onde:

$$A_0 = S_1^3 \cdot S_3$$

$$A_1 = S_1^2 \cdot (S_1 \cdot S_4 - 3 \cdot S_3)$$

$$A_2 = 3 \cdot S_1 \cdot (S_3 - S_1 \cdot S_4)$$

$$A_3 = S_1 \cdot S_4 \cdot \left(3 - \frac{L_2}{L_1} \right) - S_3 \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} + 1 \right)$$

$$A_4 = S_4 \cdot \left(\frac{L_2}{L_1} - 1 \right)$$

sendo:

$$S_3 = B_i \cdot \left(1 + \frac{S_2}{S_1} \right)$$

$$S_4 = 2 \cdot \frac{S_2}{S_1}$$

e as constantes S_1 e S_2 são definidas nas expressões (2.87) e (2.88).

Finalmente, o sistema de equações que permite o dimensionamento hidrodinâmico do injetor é dado por:

$$\left\{ \begin{array}{l} a_1 + a_2 = S_1 \\ b_1 + b_2 = S_2 \\ Q_2 - \frac{Q}{S_1} \cdot a_2 = 0 \\ b_1 - a_1 \cdot \cos\theta_1 + L_1 \cdot \operatorname{sen}\theta_2 = 0 \\ \theta_1 = \delta - 90^{\circ} \\ F_1 \cdot \cos^2\theta_2 - F_2 \cdot \cos\theta_2 + F_3 = 0 \\ A_0 + A_1 \cdot a_1 + A_2 \cdot a_1^2 + A_3 \cdot a_1^3 + A_4 \cdot a_1^4 = 0 \end{array} \right\} \qquad (2.103)$$

Lembrando que, neste sistema de equações, assume-se que os comprimentos dos dois setores são dados pelas relações (2.99).

Para a definição do injetor, ainda deve-se calcular as relações (2.89), (2.90) e (2.97).

Usando processos computacionais determina-se as raízes das equações (2.102), exclui-se as que não tem significado físico, adota-se a que melhor representa a dimensão a_1. Definido a_1, fica fácil encontrar as outras incógnitas do sistema. Com o sistema resolvido é possível obter todas as dimensões do injetor e daí o seu desenho.

2.14.3. Desenho do injetor

O desenho do injetor é obtido fazendo uma concordância entre as dimensões obtidas pelo sistema de equações (2.103) e a curva do injetor teórico fornecida pela equação (2.84), conforme mostrado no item anterior.

O raio inicial para este injetor é tomado com a seguinte dimensão:

$$R_0 = (D/2) + \xi \quad [m] \; ; \tag{2.104}$$

"D" é o diâmetro externo do rotor em [m] e "ξ" é a folga entre o rotor e o injetor. Esta dimensão deve ser adotada e verificada posteriormente por experimentos. Um dos objetivos deste trabalho é definir qual é o distanciamento ideal entre o injetor e o rotor. Para isto a turbina do banco de ensaio será dotada de um injetor construído de forma a possibilitar a variação deste interstício.

O desenho proposto do injetor dimensionado sob as condições aqui descritas terá o seguinte procedimento:

1 - Pelos sistemas de equações (2.103) e as equações (2.89, 90 e 97), determina-se as dimensões dos dois setores do injetor:

	setor 1	setor 2
altura da entrada do injetor	a_1	a_2
altura da saída do injetor	b_1	b_2
comprimento considerado da pá	L_1	L_2
ângulo de abrangência	δ_1	δ_2

2 - Admitindo um valor para a dimensão ξ do interstício, traça-se uma circunferência de raio "R_0", calculado pela equação (2.104).

3 - Conforme mostra a Fig. (2.13), partindo-se de um ponto A, com auxílio dos ângulos δ_1 e δ_2, marca-se os pontos B e C, respectivamente.

4 - Com o valor do ângulo δ_2 e a vazão α_2 usando a equação (2.84) e fazendo δ' variar de 0^o a δ_2 com incremento $\Delta\delta$, calcula-se os raios $R_{2,0}$ a $R_{2.n}$ que determinarão a curvatura teórica AA' do injetor na saída do setor 2.

5 - A partir de B, procede-se da mesma maneira para o setor 1. Com δ' variando de 0^o a δ_1 com o mesmo incremento $\Delta\delta'$ e a vazão Q_1 calcula-se os raios $R_{1.n}$ a $R_{1.n}$ definindo a curvatura BB'.

6 - Com uma reta paralela à "OX" traça-se uma tangente FG no ponto máximo da curvatura BB'.

7 - Extrapola-se o raio OC até interceptar a reta FG' no ponto C' pelo desenho deve-se verificar se $\overline{CC'} \geq b_1$. A partir deste ponto, sobre a reta CG' marca-se o comprimento L_1, referente ao setor 1 do injetor. Fica determinado o ponto G.

8 - Pelo ponto G traça-se uma perpendicular ao eixo $\overline{OX}$. Sobre esta reta, a partir de G marca-se a espessura da pá diretriz já definida pela hipótese "b" do item (2.14.2.1), e as dimensões a_2 e a_1, já calculadas. Determina-se então os pontos H, I e J, respectivamente.

9 - Prolongando-se o raio $\overline{OB}$, marca-se b_2, que é a altura da seção de saída do setor 2. Define-se o ponto D.

10 - Pelo desenho verifica-se se a curvatura AA' está contida ou não no ponto D. Pode haver 3 situações:

a primeira: $R_{2.n} = \overline{OD}$

É o caso ideal. A curvatura AA' do injetor teórico concorda com o dimensionamento por igualdade de perdas (Sistema 2.102). Neste caso, do ponto I traça-se uma reta tangente a curvatura AA'.

a segunda: $R_{2.n} < \overline{OD}$

A curvatura AA' deverá ficar contida no traçado do injetor obtido por igualdade de perdas (Sistema 2.102). Neste caso traça-se uma reta $\overline{ID}$ e procura-se uma curva que concorde com esta reta, no ponto D, com a curvatura AA'.

a terceira: $R_{2.n} > \overline{OD}$

A curvatura AA' não está contida no traçado do injetor obtido por igualdade de perdas (Sistema 2.102). Neste caso, do ponto I traça-se uma tangente à curvatura AA', definindo o ponto P.

11 - Do ponto H, traça-se uma paralela ao eixo OX. Marca-se o comprimento L_2, determinando o ponto K.

12 - Pelo ponto K traça-se uma perpendicular à reta $\overline{ID}$. Sobre esta linha marca-se a altura b_2, determinando o ponto L.

13 - A partir do ponto B traça-se uma tangente e curvatura BF e desta, marca-se o ângulo α_4. A partir de B ajusta-se uma curva que, contida no ângulo α_4, passe por L e concorde com a reta superior da pá diretriz - HK. O ponto de concordância é o M.

14 - A curva $\overline{BF}$, dada pela curvatura BB', define o perfil inferior da pá diretriz, e a saída do setor 1.

15 - Pela normal ao ponto C marca-se o ângulo α_4. Deste mesmo ponto marca-se o ângulo α_4 partindo do raio $\overline{OC}$. Sobre esta reta marca-se o ponto O_1, sendo $\overline{O_1C} = \overline{OC}$. De O_1 traça-se o arco CC'. De J traça-se uma tangente à este arco definindo o ponto P.

16 - Arredonda-se as extremidades B e N da pá diretriz. N é o ponto médio da face de entrada da pá diretriz.

Será de bom uso que nos pontos A, B e C marcar o ângulo α_4. As curvaturas AA', BB' e CP deverão estar contidas no interior deste ângulo.

Com este procedimento descrito, obtem-se o traçado do injetor mostrado na Figura 2.13, a seguir.

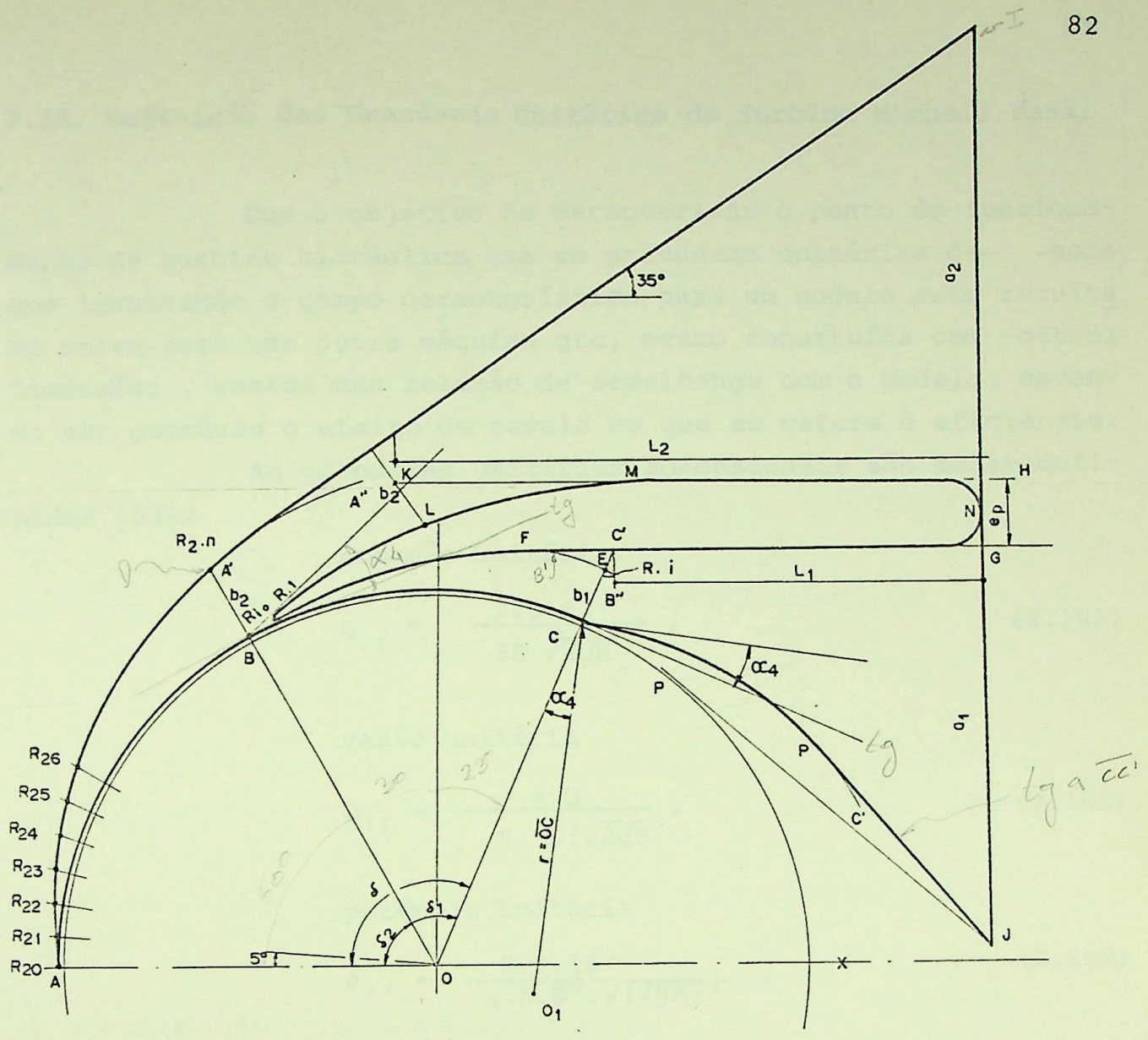


Fig. 2.13 - Desenho do injetor para turbina Michell-Banki.

2.15. Definição das Grandezas Unitárias da Turbina Michell Banki

Com o objetivo de caracterizar o ponto de funcionamento de turbina hidráulica usa-se grandezas unitárias de modo que levantando o campo característico para um modelo este resulta do serve para uma outra máquina que, mesmo construída com outras dimensões , guarda uma relação de semelhança com o modelo, devendo ser guardado o efeito de escala no que se refere à eficiência.

As grandezas unitárias admensionais são assim definidas |53|:

rotação unitária:

$$n_{11} = \frac{\Pi.D.n}{60\sqrt{2gH}} , \qquad (2.105)$$

vazão unitária

$$Q_{11} = \frac{4.Q}{\Pi.D^2\sqrt{2gH}} , \qquad (2.106)$$

potência unitária

$$P_{11} = \frac{8.P.10^3}{\rho.\Pi.D^2.\sqrt{(2gH)^3}} , \qquad (2.107)$$

torque unitário

$$T_{11} = \frac{8.T}{\rho.\Pi.D^3.gH} , \qquad (2.108)$$

onde: D(m); n(rpm); Q(m^3/s); g(m/s^2); H(m); P(kW); T(N.n)e . no caso específico da turbina Michell-Banki, seguindo o mesmo procedimento de outros trabalhos|7, 27, 29|, o diâmetro a ser fixado como o que mais caracteriza o rotor é o externo.

2.16. Regras de Semelhança a serem Aplicadas à Turbina Michell - Banki

Para que duas máquinas sejam consideradas geometricamente semelhantes, faz-se necessário que exista uma correspondência linear entre todas as suas dimensões. No caso de haver duas turbinas Michell-Banki, a e b, para que as duas sejam consideradas semelhantes deve-se ter:

$$f = \frac{D(a)}{D(b)} = \frac{B(a)}{B(b)} = \frac{Di(a)}{Di(b)} = cte \qquad (2.109)$$

Para que esta mesma máquina seja considerada cinematicamente semelhante, deve-se existir uma escala constante, assim

$$v = \frac{u(a)}{u(b)} = \frac{D(a)}{D(b)} \cdot \frac{n(a)}{n(b)} \qquad (2.110)$$

A semelhança dinâmica é caracterizada pela existência de uma escala constante de força, aplicadas aos pontos correspondentes entre as máquinas. Neste caso o número que define esta semelhança é o Número de Reynolds que deve permanecer constante em ambas as máquinas, e este é dado por:

$$NRe = \frac{c_4 . D}{\nu} \qquad (2.111)$$

No caso de turbina Michell-Banki, já que ela é considerada como uma máquina de ação, neste trabalho ficando definido que diâmetro a ser considerado neste coeficiente é o externo e as velocidades referidas ao ponto 4, entrada da primeira passagem.

2.17. Coeficiente de Vazão de Fuga, a

O coeficiente de vazão de fuga, que também pode ser chamado de rendimento volumétrico, é um parâmetro importante a ser determinado na turbina Michell-Banki, pois ele permite determinar a quantidade de energia hidráulica disponível, não aproveitada pelo rotor.

Considerando a equação(2.37), onde a rotação,n(rpm) da turbina é dada por:

$$n = 42,31.\sqrt{2.\phi^2 - \eta_{it}} \; .\sqrt{H}/D, \text{ que,}$$

segundo a definição da rotação unitária n_{11} , também pode ser dada por:

$$n = 60.\sqrt{2.g} \; . \; n_{11} \; .\sqrt{H}/D.\Pi .$$

Igualando as duas equações, obtem-se.

$$\eta_{it} = 2.\phi^2 - 0,40771.g \; . \; n_{11}^2 . \qquad (2.112)$$

Como o rendimento interno teórico, η_{it}, do rotor é definido como sendo o quociente entre o rendimento interno da turbina e o respectivo coeficiente de vazão de fuga, tem-se que:

$$\eta_{it} = \eta_i / a,$$

que substituído na equação (2.111), acima, obtem-se:

$$a = \eta_i / (2.\phi^2 - 0{,}40771.g.n_{11}^2), \qquad (2.113)$$

expressão esta que fornece o coeficiente de vazão de fuga da turbina Michell-Banki, em função do rendimento interno, η_i, coeficiente de perda no injetor, ϕ, aceleração da gravidade, g (m/s^2); e a rotação unitária, n_{11}. Grandezas estas perfeitamente possíveis de serem determinadas nos ensaios a serem realizados na turbina.

C A P Í T U L O 3

CÁLCULOS MECÂNICOS DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DA TURBINA MICHELL - BANKI

3 - CÁLCULO MECÂNICO DOS COMPONENTES PRINCIPAIS DA TURBINA MICHELL-BANKI

3.1. Análise dos Esforços Atuantes na Turbina

3.1.1. Forças sobre as pás do rotor

Ao passar pelas pás do rotor o escoamento da água gera dois tipos de forças. O primeiro é uma força hidráulica "F_h" que é devida à mudança de direção da velocidade relativa da água. A segunda é uma força cinética normal, "F_n" e é gerada pela rotação do rotor.

3.1.1.1. Força hidráulica (F_h)

Na Figura (3.1.a) está representado esquematicamente o escoamento relativo no rotor. Neste esquema a pá é considerada de espessura infinitesimal. A Figura (3.1.b) mostra a força hidráulica "F_h" com suas componentes e a força cinética, normal "F_n".

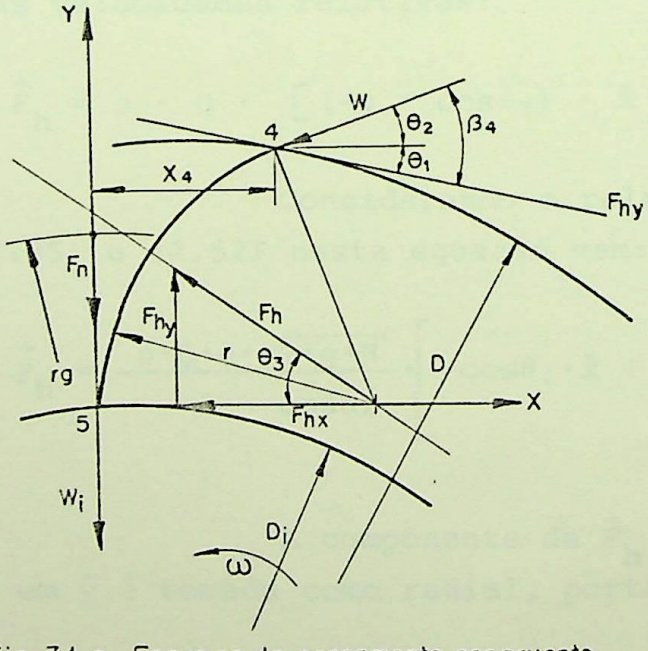


Fig. 3.1.a_ Esquema do escoamento congruente e respectivas forças.

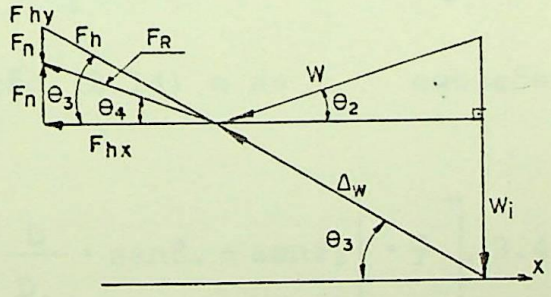


Fig. 3.1.b_ Componentes da força hidraulica e normal.

Fig. 3.1 - Forças oriundas do escoamento.

Aplicando o teorema do impulso e quantidade de movimento linear no fluxo da água que atravessa as pás, tem-se a força hidráulica exercida sobre a pá.

$$\vec{F}_h = \dot{m} \cdot (\vec{w} - \vec{w}_i) = \rho \cdot Q \cdot (\vec{w} - \vec{w}_i) = \rho \cdot Q \cdot \Delta\vec{w} \quad . \qquad (3.1)$$

Para conhecer o módulo e a direção do vetor $\Delta\vec{w} = (\vec{w} - \vec{w}_i)$ utiliza-se dos dados da geometria da pá.

Sendo $y = f(x)$ a equação analítica da geometria da pá uma grandeza já conhecida, determina-se o ângulo θ_2, da Figura (3.1.a), pela equação (2.59), a qual é apresentada da seguinte forma:

$$tg\theta_2 = \left.\frac{dy}{dx}\right|_{x = x_4} = \frac{r - x_4}{\sqrt{x_4 \cdot (2 \cdot r - x_4)}} \quad . \qquad (3.2)$$

Conhecido este ângulo, calcula-se sem dificuldade a direção θ_3 da força hidráulica "F_h", como mostra a Figura (3.1.b).

Portanto, a força hidráulica "F_h" pode ser escrita da seguinte maneira, utilizando-se das componentes em $\hat{x}$ e $\hat{y}$ das velocidades relativas:

$$\vec{F}_h = \rho \cdot Q \cdot \left[(-w \cdot \cos\theta_2) \cdot \hat{x} + (w_i - w \cdot \operatorname{sen}\theta_2) \cdot \hat{y} \right] . \qquad (3.3)$$

Considerando a relação (2.14) e as equações (2.35) e (2.52) nesta equação vem:

$$\vec{F}_h = \frac{\rho \cdot Q \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{2 \cdot \cos\alpha_4} \cdot \left[-\cos\theta_2 \cdot \hat{x} + \left(\frac{D}{D_i} \cdot \operatorname{sen}\beta_4 - \operatorname{sen}\theta_2 \right) \cdot \hat{y} \right] . \qquad (3.4)$$

A componente de $\vec{F}_h$ na direção $\hat{x}$ é tangencial e a em $\hat{y}$ é tomada como radial, portanto:

$$\vec{F}_{hx} = \frac{-\rho \cdot Q \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{2 \cdot \cos\alpha_4} \cdot \cos\theta_2 \cdot \hat{x} \ ,$$

$$\vec{F}_{hy} = \frac{\rho \cdot Q \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H}}{2 \cdot \cos\alpha_4} \cdot \left(\frac{D}{D_i} \cdot \operatorname{sen}\beta_4 - \operatorname{sen}\theta_2 \right) \cdot \hat{y} \quad . \qquad (3.5)$$

Observando a Figura (3.1.b) o ângulo θ_3, de $\vec{F}_h$ com a horizontal pode ser determinado pela relação:

$$tg\theta_3 = \frac{|\vec{F}_{hy}|}{|\vec{F}_{hx}|} = \frac{\left[\frac{D}{D_i} \cdot sen\beta_4 - sen\theta_2\right]}{cos\theta_2} \qquad (3.6)$$

Determinado o ângulo θ_3, determina-se o módulo de $\vec{F}_h$ da maneira a seguir:

$$F_h = \frac{F_{hy}}{\cos\theta_3} = \frac{\rho.Q.\phi.\sqrt{2.g.H}}{2} \cdot \frac{\cos\theta_2}{\cos\alpha_4 \cdot \cos\theta_3} \qquad (3.7)$$

Para se estudar a variação desta força em função do campo de utilização da turbina, utiliza-se a constante de projeto da turbina, K_t, dada pela equação (2.77), substituída na equação (3.7), obtem-se:

$$F_h = K_1 \cdot H^{1,5} \cdot \delta \; . \qquad (3.8)$$

onde K_1 é constante para uma vazão constante e é dado por:

$$K_1 = \frac{\rho \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g} \cdot \cos\theta_2}{2 \cdot K_t \cdot \cos\alpha_4 \cdot \cos\theta_3} \; . \qquad (3.9)$$

A equação (3.8) dá a força hidráulica para cada altura de queda e do ângulo de abertura do injetor, mantendo-se a vazão constante. Da mesma maneira, explicitando-se H na equação (2.77), e substituindo-a em (3.7), fica:

$$F_h = K_2 \cdot Q^{1,5} \cdot \delta^{-0,5} \; . \qquad (3.10)$$

onde K_2 é constante para uma dada altura de queda e é dada por:

$$K_2 = K_1 \cdot K_t^{1,5} \qquad (3.11)$$

A equação (3.10) dá a força hidráulica "F_h" em função da vazão e do ângulo de abertura do injetor para uma altura de queda constante.

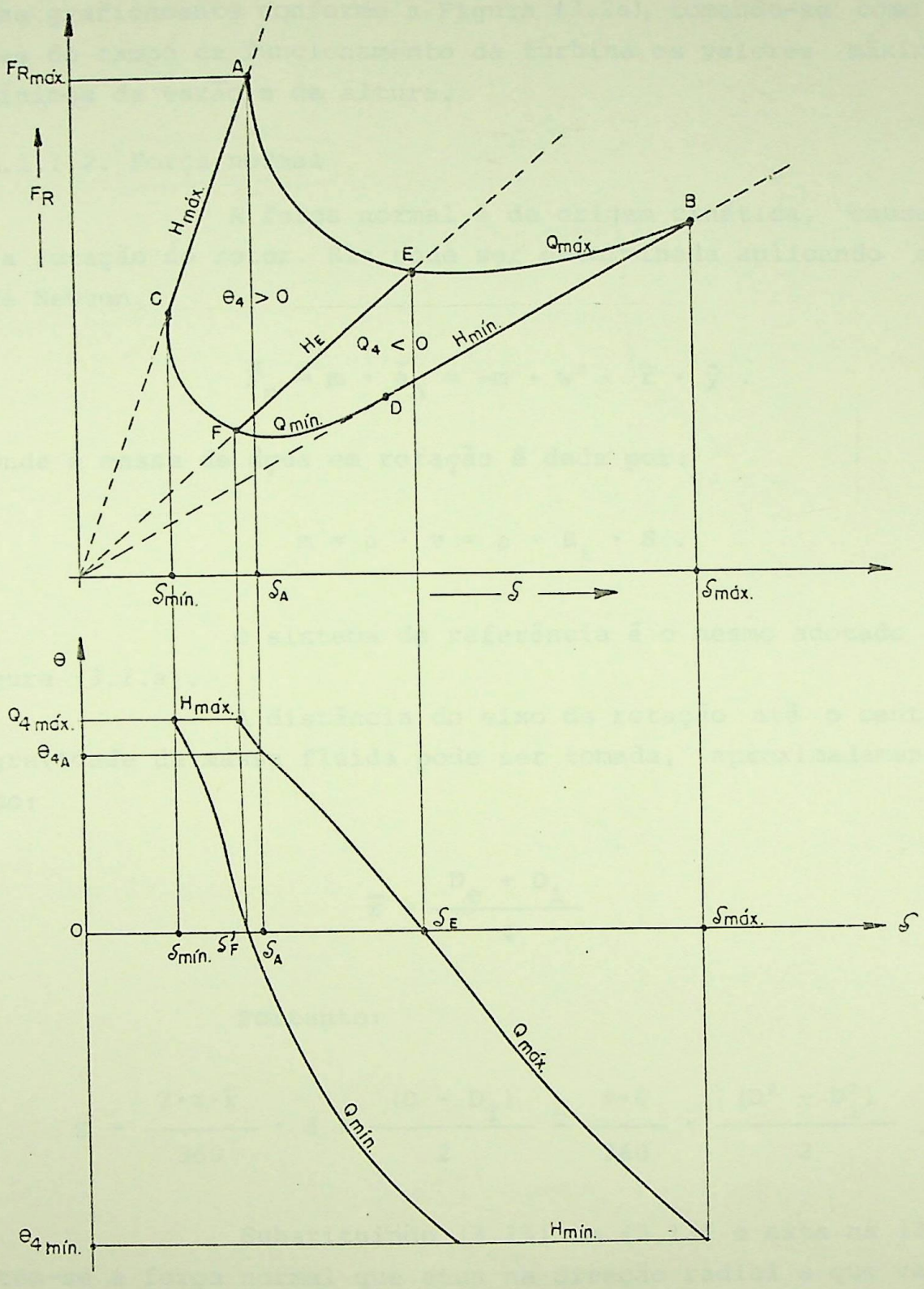


Fig. 3.2 - Gráficos da força resultante.

a) Força resultante sobre a pá do rotor versus ângulo de abertura do injetor;

b) Direção da força resultante versus ângulo de abertura do injetor.

As equações (3.8) e (3.10) podem ser representadas graficamente conforme a Figura (3.2a), tomando-se como limites do campo de funcionamento da turbina os valores máximos e mínimos da vazão e da altura.

3.1.1.2. Força normal

A força normal é de origem cinética, causada pela rotação do rotor. Ela pode ser determinada aplicando a lei de Newton.

$$\vec{F}_n = m \cdot \vec{a}_n = -m \cdot w^2 \cdot \bar{r} \cdot \hat{y} \; . \qquad (3.12)$$

onde a massa de água em rotação é dada por:

$$m = \rho \cdot v = \rho \cdot B_i \cdot S \; . \qquad (3.13)$$

O sistema de referência é o mesmo adotado na Figura (3.1.a).

A distância do eixo de rotação até o centro de gravidade da massa fluida pode ser tomada, aproximadamente, como:

$$\bar{r} = \frac{D_e + D_i}{4} \qquad (3.14)$$

Portanto:

$$S = \frac{2 \cdot \pi \cdot \bar{r}}{360} \cdot \delta \cdot \frac{(D - D_i)}{2} \simeq \frac{\pi \cdot \delta}{360} \cdot \frac{(D^2 - D_i^2)}{2} \qquad (3.15)$$

Substituindo (3.15) em (3.13) e esta na (3.12), obtem-se a força normal que atua na direção radial e que varia linearmente com o ângulo de admissão, δ, do injetor.

$$\vec{F}_n = \frac{-\pi^3}{5{,}184 \cdot 10^6} \cdot \rho \cdot B_i \cdot (D - D_i) \cdot (D + D_i)^2 \cdot n^2 \cdot \delta \cdot \hat{y} \; . \qquad (3.16)$$

3.1.1.3. Força resultante

Somando a força hidráulica com a normal obtem-se a força resultante na pá da turbina

$$\vec{F}_R = \vec{F}_h + \vec{F}_n \ .$$

A força resultante, por sua vez, possui duas componentes, uma na direção $\hat{x}$ e outra na diração $\hat{y}$, que são as componentes tangencial e radial, respectivamente.

Somando-se a equação (3.4) com a (3.16), obtem-se:

$$F_R = \left(\frac{-\rho \cdot Q \cdot \phi}{2} \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \frac{\cos\theta_2}{\cos\alpha_4} \right) \cdot \hat{x} + \left[\frac{\rho \cdot Q \cdot \phi}{2} \cdot \frac{\sqrt{2\,g\,H}}{\cos\alpha_4} \cdot \right.$$

$$\cdot \left(\frac{D}{D_i} \cdot \operatorname{sen}\beta_4 - \operatorname{sen}\theta_2 \right) - \frac{-\pi^3}{5{,}18 \times 10^6} \cdot \rho \cdot B_i \cdot (D - D_i) \cdot$$

$$\left. \cdot (D + D_i)^2 \cdot n^2 \cdot \delta \right] \hat{y} \qquad (3.17)$$

Para facilitar a análise a ser feita serão consideradas as constantes:

$$K_3 = \frac{\rho \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{2} \cdot \frac{\cos\theta_2}{\cos\alpha_4} = 2214{,}7 \cdot \phi \cdot \frac{\cos\theta_2}{\cos\alpha_4} \ ;$$

$$K_4 = \frac{\rho \cdot \phi \cdot \sqrt{2 \cdot g}}{2 \cdot \cos\alpha_4} \cdot \left[\frac{D}{D_i} \cdot \operatorname{sen}\beta_4 - \operatorname{sen}\theta_2 \right] =$$

$$= \frac{2214{,}7}{\cos\alpha_4} \cdot \phi \cdot \left[\frac{D}{D_i} \cdot \operatorname{sen}\beta_4 - \operatorname{sen}\theta_2 \right] ;$$

$$K_5 = \frac{\pi^3}{5{,}18 \cdot 10^6} \cdot \rho \cdot B_i \cdot (D - D_i) \cdot (D + D_i)^2 \cdot n^2 =$$

$$= 0{,}006 \cdot B_i \cdot (D - D_i) \cdot (D + D_i)^2 \cdot n^2 \ . \qquad (3.19)$$

Desta maneira a força resultante e suas componentes tangencial e normal podem ser escritas da seguinte forma:

$$F_R = -K_3 \cdot Q \cdot H^{0,5} \cdot \hat{x} + (K_4 \cdot Q \cdot H^{0,5} - K_5 \cdot \delta) \cdot \hat{y} \quad . \quad (3.20)$$

E para a direção que esta força tesultante, F_R, forma com a direção tangencial, tem-se:

$$\theta_4 = \text{arc tg} \left[\frac{K_4 \cdot Q \cdot H^{0,5} - K_5 \cdot \delta}{K_3 \cdot Q \cdot H^{0,5}} \right] . \quad (3.21)$$

Observando a Figura (3.1.b), verifica-se que o módulo da força resultante, F_R, sobre a pá pode ser determinado pelo quociente da componente na direção x e o cosseno do ângulo θ_4, logo:

$$F_R = \frac{F_{Rx}}{\cos\theta_4} = \frac{K_3 \cdot Q \cdot \sqrt{H}}{\cos\theta_4} \quad . \quad (3.22)$$

Diante das equações (3.22), (3.21) e (3.6) deve se fazer uma análise dessas variáveis, ou parâmetros, para todo campo de funcionamento da turbina.

Para vazão constante (Q = cte), substituindo (3.7) em (3.21) e (3.22), obtem-se:

$$\text{tg}\theta_4 = \frac{K_3 \cdot H^{1,5} - K_5 \cdot K_t}{K_t \cdot H^{1,5}} \quad , \quad (3.23)$$

e

$$F_R = \frac{K_3 \cdot H^{1,5} \cdot \delta}{K_t \cdot \cos\theta_4} \quad . \quad (3.24)$$

Destas expressões pode-se concluir que o ângulo θ_4, para uma vazão constante, será constante para cada altura H, e não depende do ângulo de abertura do injetor. A força total F_R, para cada H, cresce linearmente com o ângulo, δ, de abertura do injetor.

Agora, considerando H constante, da equação (3.6), tem-se:

$$tg\theta_4 = \frac{K_4}{K_3} - \frac{K_5}{K_3} \cdot \frac{\delta^{1,5}}{K_t^{0,5} \cdot Q^{1,5}} \quad , \qquad (3.25)$$

e

$$F_R = \frac{K_3 \cdot K_t^{0,5} \cdot Q^{1,5}}{\delta^{0,5} \cdot \cos\theta_4} \quad . \qquad (3.26)$$

Destas equações conclui-se que tanto θ_4 como F_R, para uma altura de queda constante, dependem do ângulo de abertura do injetor para cada valor de vazão.

As equações (3.23), (3.24), (3.25) e (3.26) podem ser representadas conforme as Figuras (3.2.a) e (3.2.b), variando o campo de funcionamento da turbina.

Observando os gráficos da força total, na Figura (3.2), deduz-se que os pontos pertencentes às retas correspondentes às forças máximas (pontos A e B) correspondem à um ângulo $\theta_4 > 0$ e $\theta_4 < 0$, respectivamente. Ambos os pontos pertencem a curva $Q_{máx}$.

O ponto A é o valor mais crítico entre os ângulos positivos, e de acordo com as condições geométricas da pá, deve ser escolhido para o projeto dos componentes mecânicos.

Da equação (2.7), tem-se o ângulo de abertura do injetor correspondente ao ponto A, que será dado em função do $Q_{máx}$ e $H_{máx}$:

$$\delta_A = K_t \cdot \frac{Q_{máx}}{H_{máx}} \quad , \qquad (3.27)$$

ângulo este que corresponderá a seguinte força resultante máxima a sua respectiva direção:

$$F_{R_{máx}} = K_3 \cdot \frac{Q_{máx} \cdot H_{máx}^{0,5}}{\cos\theta_{4_A}} \quad , \qquad (3.28)$$

e

$$tg\theta_{4_A} = \frac{K_4}{K_3} - \frac{K_5 \cdot K_t}{K_3 \cdot H_{máx}^{1,5}} \quad . \qquad (3.29)$$

3.1.1.4. Força na saída

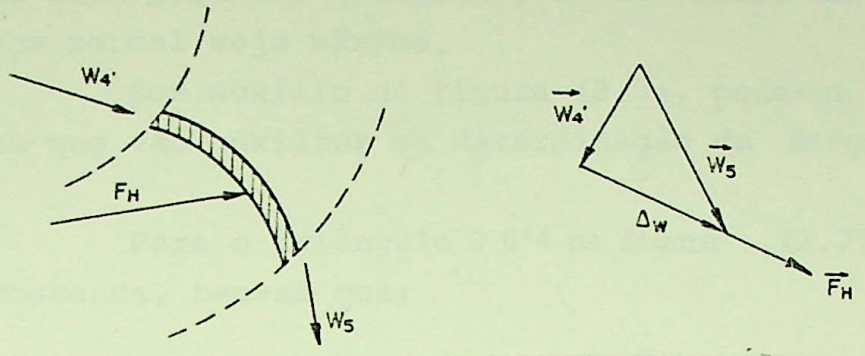


Fig. 3.3 - Pá de saída, velocidades relativas e força hidráulica na saída.

Vetorialmente, podemos montar o esquema da Figura (3.3), que mostra a força hidráulica na pá de saída.

Tem-se então:

$$\vec{F}_h = \rho \cdot Q \cdot (\vec{w}_5 - \vec{w}_4') = -\rho \cdot Q \cdot (\vec{w}_4 - \vec{w}_5') = \rho \cdot Q \cdot (\vec{w} - \vec{w}_i). \quad (3.29)$$

Daqui deduz-se que a força hidráulica na saída tem o mesmo módulo e direção que na entrada, porém, sentidos opostos, conforme se vê na Figura (3.4).

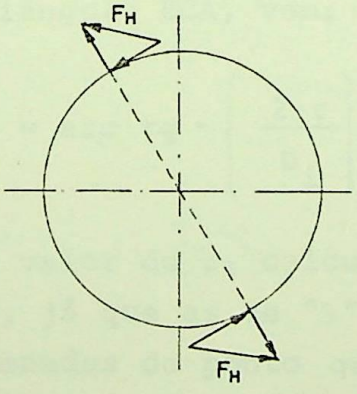


Fig. 3.4 - Forças hidráulicas nas pás de entrada e saída.

Da mesma maneira anterior, pode-se mostrar que a força total máxima da pá de entrada é a mesma em módulo e direção que na pá de saída, porém de sentido oposto.

3.1.1.5. Força distribuída ao longo da pá

Será feita uma análise para determinar a força normal máxima sobre a pá. A outra componente radial de $\vec{F}_R$, será

desprezada nos cálculos de resistência da pá pois a flexão nessa direção será pequena. O objetivo é determinar um ângulo tal que a força normal seja máxima.

Com auxílio da Figura (2.7), pode-se determinar os ângulos que vão auxiliar na determinação da força normal à pá.

Para o triângulo 0 0'4 na figura (2.7), usando a lei dos cossenos, tem-se que:

$$4 \cdot r^2 = D^2 + D_p^2 - 2 \cdot D \cdot D_p \cdot \cos\beta_2 \qquad (3.30)$$

Mas da equação (2.63), o raio da circunferência primitiva é dado por:

$$D_p = \sqrt{D_i^2 + 4 \cdot r^2} \ ,$$

que substituída na equação (3.30), obtem-se:

$$\cos\beta_2 = \frac{D^2 + D_i^2}{2 \cdot D \cdot \sqrt{D_i^2 + 4 \cdot r}} \ . \qquad (3.31)$$

Do triângulo ECA, vem:

$$\beta_1 = \text{arc tg} \cdot \left(\frac{2 \cdot r}{D_i} \right) - \beta_2 \ . \qquad (3.32)$$

Com o valor de β_1 calculado determina-se as coordenadas do ponto "4", já que as de "5" são $(0, D_i/2)$. Então pode-se obter as coordenadas do ponto que já foi considerado nas equações (2.61) e (2.62), as quais permitem determinar o raio "r" da pá, e com ele o diâmetro primitivo. As coordenadas são:

$$Y_4 = \left(\frac{D}{2} \right) \cdot \cos\beta_1 \quad , \quad x_4 = \left(\frac{D}{2} \right) \cdot \text{sen}\beta_1 \qquad (3.33)$$

Por estas coordenadas (x_4, y_4), e considerando a figura (3.5) onde o ângulo θ_3 é o complemento de β_3, tem-se que:

$$tg\theta_3 = \frac{D \cdot sen\beta_1}{D \cdot cos\beta_1 - D_i} \quad . \tag{3.34}$$

Observa-se que θ_3 dá a direção da reta normal à corda b da pá do rotor.

Pela Figura (3.5) pode-se escrever que:

$$F_N = F_R \cdot cos(\theta_3 - \theta_{4A}) \quad . \tag{3.35}$$

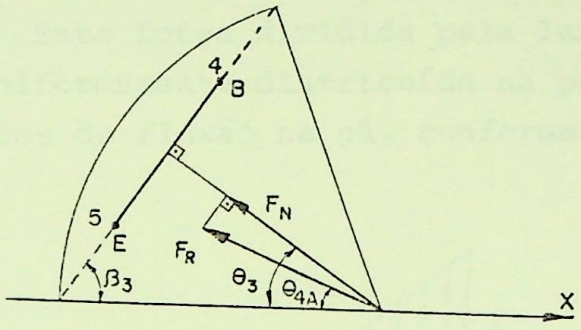


Fig. 3.5 - Esquema das forças.

Dada a geometria da pá, bem como os diâmetros "D" e "D_i", tem-se que o ângulo θ_{4A} é um parâmetro constante.

Partindo da hipótese de que a força normal à pá será máxima quando $\theta_3 = \theta_{4A}$, e considerando a equação (3.34), a tangente da direção da força normal é dada por:

$$tg\theta_3 = \frac{K_3 \cdot Q \cdot H^{0,5} - K_5 \cdot \delta_A}{K \cdot Q \cdot H^{0,5}} = \frac{D \cdot sen\beta_1}{D \cdot cos\beta_1 - D_i} \quad .$$

Para $F_{Rmáx}$ $tg\theta_3 = tg\theta_{4A}$, e substituindo a equação (2.35) na equação acima, vem:

$$K_4 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{K_t}{\delta_A}} \cdot Q^{0,5} - K_5 \cdot \delta_A = K_3 \cdot Q \cdot \sqrt{\frac{K_t}{\delta_A}} \cdot Q^{0,5} \cdot tg\theta_{4A} \quad ,$$

de onde tem-se que o ângulo do injetor, dado em graus, que corresponde a força normal máxima, é dado por:

$$\delta_A = Q_{máx} \cdot \sqrt[3]{k_t \cdot \left(\frac{K_4 - K_3 \cdot tg\theta_{4A}}{K_5} \right)^2} \quad . \qquad (3.36)$$

Substituindo $Q = Q_{máx}$, $\delta = \delta_A$ na equação (3.22) e observando a equação (3.35), tem-se que a força máxima normal à pá é dada por:

$$F_{nmáx} = K_3 \cdot \frac{Q_{máx}^{1,5}}{\cos\theta_{4A}} \cdot \sqrt{\frac{K_t}{\delta_A}} \quad . \qquad (3.37)$$

Esta força dividida pela largura "B" do rotor dá a carga "q" uniformemente distribuída na pá, a qual permite calcular as tensões de flexão na pá, conforme mostrado na Figura 3.6.

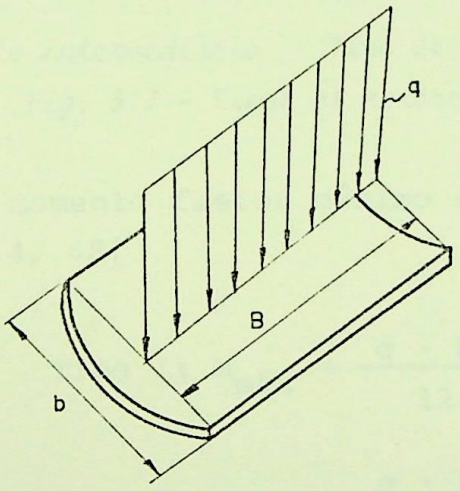
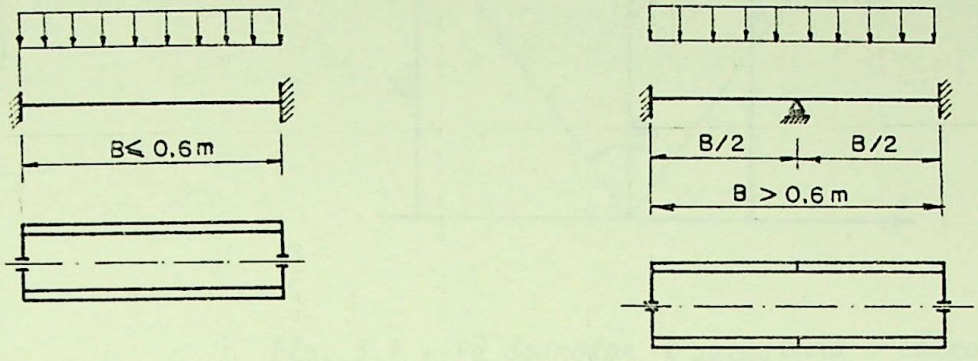


Fig. 3.6 - Carga Uniformente Distribuída sobre a Pá .

$$q = \frac{F_{nmáx}}{B} \quad . \qquad (3.38)$$

3.2. Pás do rotor

Os cálculos serão desenvolvidos para os tipos na Figura (3.7).



Tipo 1: sem apoio intermediário *Tipo 2: com apoio intermediário*

Fig. 3.7 - Tipos de rotores.

O momento fletor máximo sobre as pás, para cada tipo resulta em:|4, 48|

$$\text{Tipo 1: } M_{máx} = \frac{q \cdot B^2}{12},$$

$$\text{Tipo 2: } M_{máx} = \frac{q \cdot B^2}{48}. \qquad (3.39)$$

Tendo por base as Figuras (2.7) e (2.8), bem como a Figura (3.8), tem-se para a corda, b, da pá; distância, h, desta corda ao centro de curvatura da pá, ângulo θ_5 em (rd) da pá e a sua respectiva ordenada do centro de gravidade, as expressões:|4, 48|

$$b_p = 0{,}5\sqrt{D^2+Di^2-2D.D_i \cos \beta_1} \quad (m), \qquad (3.40)$$

$$h = 0{,}5 \cdot \sqrt{4 \cdot r^2 - b_p^2} \quad (m), \qquad (3.41)$$

$$\theta_5 = 2 \cdot \text{arc tg} \left(\frac{b}{2 \cdot hp}\right) \quad (rd), \qquad (3.42)$$

$$y_g = (2 \cdot r \cdot \operatorname{sen}(\theta_5/2))/\theta_5 \quad . \quad (m) \qquad (3.43)$$

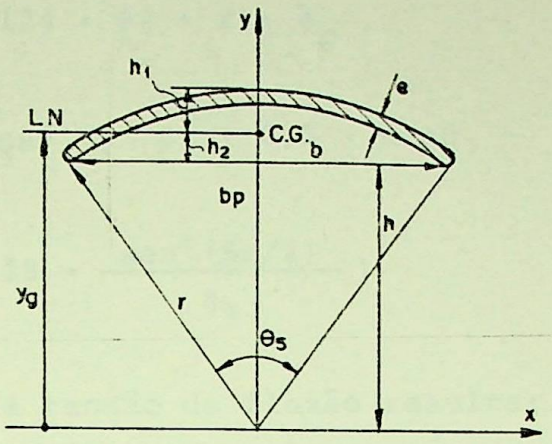


Fig. 3.8 - Pá do rotor e cotas para o cálculo do momento de inércia

Supondo-se que a linha neutra passe pelo CG, pode-se determinar pela Figura (3.8) a distância desta linha à fibra mais afastada.

$$h_1 = r + e_p - y_g. \qquad (3.44)$$

$$h_2 = y_g - r \cdot \cos\frac{\theta_5}{2} \quad . \qquad (3.45)$$

Para os cálculos deve-se escolher o maior valor entre "h_1" e "h_2", o qual será denominado de "h_3".

A área, S_p da seção reta da pá e o seu momento de inércia, I_p serão dados por: |4,5 , 52|

Para θ_5 em radianos:

$$S_p = \theta_5 \cdot r \cdot e_p \ ,$$

$$I_p = r^3 \cdot e_p \cdot \left[\frac{\theta_5}{2} + \frac{\operatorname{sen}\theta_5}{2} - \frac{4 \cdot \operatorname{sen}^2(\theta_5/2)}{\theta_5} \right] \qquad (3.46)$$

Para θ_8 em graus:

$$S_p = 0,0174 \cdot \theta_5 \cdot r \cdot e_p ,$$

$$I_p = r^3 \cdot e_p \left(0,0087 \cdot \theta_5 + 0,5 \cdot \operatorname{sen}\theta_5 - \right.$$

$$\left. - 229,18 \cdot \frac{\operatorname{sen}^2(\theta_5/2)}{\theta_5} \right) \qquad (3.47)$$

Com isto, a tensão de flexão resulta: |4, 40, 42 |

$$\sigma_f = \frac{M_{máx} \cdot h_3}{I} \qquad (3.48)$$

O esforço cortante máximo e tensão de cisalhamento para cada tipo de apoio resulta: |4, 42|

$$\text{Tipo 1: } E_{Qmáx} = \frac{F_{Rmáx}}{2} \; ; \; \tau_{cis} = \frac{F_{Rmáx}}{2 \cdot S_p} ,$$

$$\text{Tipo 2: } E_{Qmáx} = \frac{F_{Rmáx}}{4} \; ; \; \tau_{cis} = \frac{F_{Rmáx}}{4 \cdot S_p} . \qquad (3.49)$$

Tem-se para a tensão de cisalhamento máximo:|4, 42|

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_f}{2}\right)^2 + \tau_{cis}^2} \qquad (3.50)$$

O fator de segurança é determinado considerando como sendo a relação entre as tensões de escoamento do material e a máxima a que está submetido, se não, vejamos:|4,42|

$$\tau_{ad} = \frac{\tau_{esc}}{f_S} = \frac{0,6 \cdot \sigma_{esc}}{f_S} .$$

Fazendo $\tau_{ad} = \tau_{máx}$, vem: | 4, 50 |

$$f_S = \frac{0,6 \cdot \sigma_{esc}}{\tau_{máx}} \; ; \text{ adota-se } 2,0 < f_s < 4 . \qquad (3.51)$$

As flechas máximas para cada tipo, podem agora ser calculadas, considerando o peso próprio da pá e este distribuído ao longo da mesma. Esta carga é:

$$q_p = \gamma_{aço} \cdot S_p$$

Carga distribuída total:

$$q_t = q_p + q \ , \qquad (3.52)$$

onde "q" é a carga distribuída oriunda da força normal, calculada na equação (3.38). Então as flechas serão dadas por, |4, 48 |

$$\text{Tipo 1: } fp = \frac{q_t \cdot B^4}{384 \cdot I_p \cdot E} \ ,$$

$$\text{Tipo 2: } fp = \frac{q_t \cdot B^4}{4912 \cdot I_p \cdot E} \ . \qquad (3.53)$$

A relação das flechas por metro de vão em (mm/m) é dada por: |4, 49|

$$R_{fa} = 1000 \cdot \frac{fp_{máx}}{B} < 0,9 \quad \text{(mm)} \qquad (3.54)$$

Para cada um dos tipos de turbina, as cinco primeiras frequências naturais resultam em |4, 50, 51|

Tipo 1:

$$fp_{n_i} = \frac{[1,57 \cdot (2 \cdot i + 1)]^2}{2 \cdot \pi \cdot B^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{q_p}} \quad [Hz] \ , \qquad (3.55)$$

para i = 1, 2, 3, 4, 5.

Considerando a variável auxiliar:

$$VA = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot B^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot I \cdot g}{q_p}} \ ,$$

tem-se:

$$fp_{n_1} = 22,18 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_2} = 61,62 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_3} = 120,78 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_4} = 199,66 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_5} = 298,25 \cdot VA . \qquad (3.56)$$

E, para o rotor Tipo 2, tem-se para i = 1, 2, 3, 4, 5 os seguintes valores: |4|

$$fp_{n_i} = C \cdot VA ,$$

onde, tirando os valores de "C", de Tabelas

$$fp_{n_1} = 62,41 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_2} = 90,25 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_3} = 201,64 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_4} = 243,36 \cdot VA ,$$

$$fp_{n_5} = 2530,09 \cdot VA . \qquad (3.57)$$

E as respectivas frequências de excitação sobre as pás são dadas por:

$$fp_{exc} = i \cdot n \cdot z \quad (Hz) \qquad (3.58)$$

para: i = 1, 2, 3, 4, 5; n (rps); Z (número de pás).

3.3. Discos suportes das pás do rotor

Os discos laterais do rotor têm a função de suportarem as pás e têm a espessura, e_d, calculada por esmagamento.

$$e_d = 4 \cdot \frac{F_{Rmáx}}{b_p \cdot \sigma_{esc}} . \qquad (3.59)$$

Como as pás são soldadas ao disco, poderá haver problemas de deformações nos discos laterais, caso esta espessura seja pequena. Para evitar este tipo de problemas, aqui padronizou-se que:

$$e_d \geq 3 \cdot e_{pá} .$$

Caso isto não verifique esta identidade então deve-se tomar $e_d = 3 \cdot e_{pá}$ ou um outro valor que permita a fixação das pás sem que ocorra deformações [4].

Por outro lado, a flexão nos discos resulta em flecha que pode ser calculada conforme segue |4, 42|

$$f_{dmáx} = \left[c_3 - \frac{c_1 \cdot c_4^2}{2} - c_2 \cdot \ell n \cdot \left(\frac{2 \cdot c_4}{D} \right) \right], \qquad (3.60)$$

onde:

$$c_1 = \frac{28 \cdot D^2 \cdot M_d}{K \cdot [16 \cdot D^2 \cdot (1 + \mu) + D^2 \cdot (1 - \mu)]} ;$$

$$c_2 = \frac{D^2 \cdot c_1}{112} ;$$

$$c_3 = \frac{D^2 \cdot c_1}{16} ;$$

$$c_4 = \sqrt{\frac{2 \cdot c_2}{c_1}} = \sqrt{\frac{2 \cdot D^2}{112}} = 0,134\ D$$

ou

Substituindo expressões destas constantes na equação (3.60), e simplificando-a fica:

$$f_{dmáx} = 0,00726 \cdot D^2 \cdot c_1 = 0,2033 \cdot \frac{D^2 \cdot M_d}{K \cdot [17 + 15\mu]} \quad (3.61)$$

onde:

$$K = \frac{E \cdot e_d^3}{12 \cdot (1 - \mu^2)} \quad \text{e} \quad M_d = \frac{q_t \cdot B^2}{8 \cdot \pi \cdot D} \; .$$

Expressões estas, se substituídas na equação (3.61), fornece:

$$f_{dmáx} = 0,097 \cdot \frac{D \cdot q_t \cdot B^2 \cdot (1 - \mu^2)}{E \cdot e_d^3 \cdot [17 + 15\mu]} \; , \quad (3.62)$$

e o peso de cada disco resulta em:

$$G_d = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot e_d \cdot \gamma_{aço} \quad (3.63)$$

3.4. Eixo do rotor

3.4.1. Turbina Tipo 1 - Força de reação nos mancais

Para a turbina tipo 1 a força de reação, R_A, nos mancais é dada por:

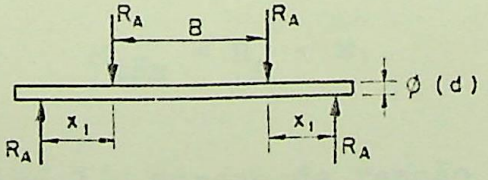


Fig. 3.9 - Força de reação nos mancais para turbina tipo 1.

A reação nos mancais é dada por:

$$R_A = F_{Rmáx} + \frac{Z \cdot G_p}{2} + G_d \quad . \tag{3.64}$$

O torque a favor da segurança é determinado para o diâmetro médio,

$$T = \frac{F_{Rmáx} \cdot (D + D_i)}{2} \quad [N \cdot m] ,$$

então a potência fornecida por este torque fica sendo dada por |4, 42|

$$Po = \frac{T \cdot \pi \cdot n}{500} = \frac{F_{Rmáx} \cdot \pi \cdot (D + D_i)}{1000} . n \quad |kW| \quad , \tag{3.65}$$

onde: T (N·m) ; n (rps) ; D e D_i (m).

Preliminarmente, toma-se o valor de "x_1", a distância entre o disco e o mancal, como igual ao diâmetro preliminar calculado pela expressão abaixo |4| , tomando-se

$$do \cong 0,470 \cdot \sqrt[3]{\frac{Po}{n}} \quad . \tag{3.66}$$

Visto isto, igualando a distância "x_1" com esta expressão e substituindo a equação (3.65), obtem-se:

$$x_1 = 0,069 . \sqrt[3]{F_{Rmáx} \cdot (D + D_i)} \quad (m) \tag{3.67}$$

Assim, o momento fletor máximo resulta em:

$$M_{máx} = R_A \cdot x_1 \tag{3.68}$$

3.4.2. Turbina tipo 2 - Forças de reação nos mancais

O esquema de carregamento do eixo para o tipo 2 apresenta-se da seguinte maneira:

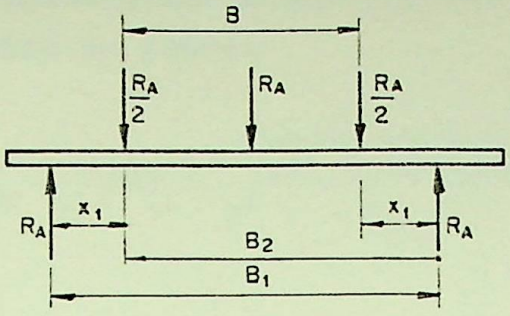


Fig. 3.10 - Forças de reação nos mancais para a turbina tipo 2.

A reação nos mancais é fornecida pela mesma equação (3.64).

Da Figura tira-se que:

$$B_1 = B + 2 \cdot x_1 \quad \text{e} \quad B_2 = B + x_1 \ .$$

A distância "x_1", também para este caso, é tomada conforme o caso anterior e dada pela equação (3.68).

Com isto o momento fletor máximo resulta em:

$$M_{máx} = R_A \cdot \left(x_1 + \frac{B}{4} \right) \qquad (N.m) \qquad (3.69)$$

3.4.3. Diâmetro do eixo do rotor

Com os cálculos das reações nos mancais, tanto para a turbina tipo 1 como para a do tipo 2, pode-se agora, determinar o diâmetro do eixo considerado, para isto, torção constante e flexão alternada.|4|

$$d_r = 2{,}17 \cdot \sqrt[3]{FS} \cdot \sqrt[6]{0{,}422 \cdot \left(\frac{T}{\sigma_{esc}} \right)^2 + \left(\frac{K_f \cdot M_{máx}}{\sigma_n} \right)^2} \quad [m] .$$

Neste caso é considerado

Fator de segurança ⟶ $f_s = 3{,}5$

Fator de concentração de tensões ⟶ $K_f = 1{,}3$

Tensão de fadiga ⟶ $\sigma_n = 0{,}5\ \sigma_{esc}$

Substituindo estes valores na equação anterior, obtem-se o diâmetro do rotor:

$$d_r = 2{,}85 \cdot \sqrt[6]{\frac{T^2 + 64\ Mmáx^2}{\sigma_{esc}^2}} \quad (m) \qquad (3.70)$$

3.4.4. Flecha máxima admissível para o eixo do rotor

Para se determinar a flecha máxima em ambos os tipos, usa-se as expressões: |4 |

Tipo 1:

$$f_{máx} = \frac{R_A \cdot (B + 2 \cdot x_1)^2}{24 \cdot E \cdot I_e} \cdot \left[3 \cdot \frac{x_1}{(B + 2 \cdot x_1)} - 4 \cdot \left(\frac{x_1}{(B + 2 \cdot x_1)} \right)^3 \right]$$

simplificando e tomando "x_1" igual a "do", dado pela equação (3.67), e que o momento de inércia polar do eixo é igual a: $I_e = \pi \cdot do/64$, obtem-se a seguinte expressão para a flecha máxima admissível para o eixo do rotor:

$$f_{máx} = 3{,}4 \cdot \frac{R_A}{E} \cdot \frac{do}{d^4} \cdot \left[\frac{0{,}75 \cdot (B + 2 \cdot do)^2 - do^2}{(B + 2 \cdot do)} \right] \qquad (3.71)$$

Tipo 2:

Já para o tipo 2, a expressão que fornece a flecha máxima será: |4 |

$$f_{máx} = \frac{R_A}{3 \cdot E \cdot I_e \cdot (B + 2 \cdot x_1)} \cdot \left[\frac{x_1^2 \cdot (x_1 + B)^2}{2} + \right.$$

$$\left. + \left(x_1 \cdot \frac{B}{2} \right)^4 + \frac{(B + x_1)^2 \cdot x_1^2}{2} \right],$$

a qual simplificada e substituindo na expressão o momento de inércia, e considerando $x_1 = do$, obtem-se:

$$f_{máx} = 0.424 \cdot \frac{R_A}{E \cdot d^4} \cdot \left[16 \cdot do^2 \cdot (B + do)^2 + (B + 2 \cdot do)^4 \right] \quad (3.72)$$

Para as relações de flechas |49 | , tem-se:

$$\text{Tipo 1 - } R_f = 1000 \cdot \frac{f_{máx}}{B} \leq 0,9 \; ;$$

$$\text{Tipo 2 - } R_f = 500 \cdot \frac{f_{máx}}{B} \leq 0,9 \; . \; (mm/m) \quad (3.73)$$

Dimensionado o eixo, esta relação de flecha deve ser verificada. Caso esta relação não seja atendida, deve-se aumentar o eixo para o próximo diâmetro padronizado e recalcular as expressões (3.71) ou (3.72), e verificar a equação (3.73), conforme for o caso.

3.4.5. Rotação crítica do eixo de turbina

Determinada a flecha máxima do tipo de turbina em questão, pode-se determinar a flecha auxiliar |4|

$$fo = \frac{(R_A - F_{Rmáx})}{R_A} \cdot f_{máx}$$

Assim, a rotação crítica do eixo do rotor resulta em |. TH |

$$n_{cr} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{fo}} \quad [rps] \quad (3.74)$$

3.5. Forças Atuantes no Injetor

O dimensionamento mecânico do injetor deve ser feito considerando a pressão hidráulica máxima aplicada às paredes. Deve-se considerar uma sobre pressão, oriunda dos golpes de ariete, em torno de 30% da altura manométrica máxima [6]. Então:

$$p_{máx} = 1,3 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{máx} \quad [N/m^2] \ ,$$

ou

$$p_{máx} = 0,128 \cdot H_{máx} \quad [Kg/cm^2] \ . \qquad (3.75)$$

Desta pressão, originam-se forças com componentes no sentido vertical , F_y, e no sentido horizontal, F_x.

Para casos gerais, atoda-se o seguinte traçado do injetor esquematizado na figura.

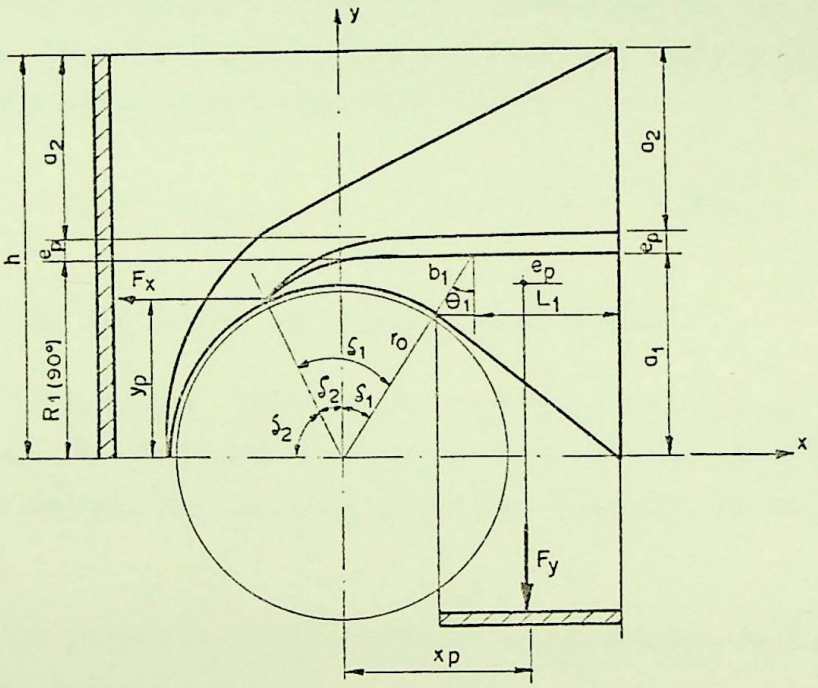


Fig. 3.11 - Forças atuantes no injetor oriundas da pressão

3.5.1. Força horizontal (F_x)

$$F_x = p_{máx} \cdot h \cdot B_i = P_{máx} \cdot B_i \cdot \left[a_2 + e_p + R_{(90^o)} \right] \qquad (3.76)$$

onde $R_{(90^o)}$ é o raio de curvatura inferior da pá, calculado pela equação (2.84) para os ângulos $\delta' = \theta_2$ e $\delta = \delta_1$ e a vazão $Q = Q_1$.

3.5.2. Força vertical (F_y)

$$F_y = p_{máx} \cdot (L_1 + b_1 \cdot \text{sen}\theta_1) \cdot B_i$$

A esta força vertical deve-se acrescentar o peso próprio do injetor e o peso da água nele contida. Devido as incertezas dimensionais ainda existentes nesta fase do dimensionamento, pois só obtem-se o injetor após desenhá-lo e fazer as devidas concordâncias geométricas, como segurança dá-se um incremento de 20% à esta força.

Após desenhar o rotor deve-se planimetá-lo e determinar o peso próprio e o da água e determinar os momentos deles, oriundos e críticos, se estão dentro da margem de segurança adotada. Visto isto, esta equação fica:

$$F_y = 1{,}2 \cdot p_{máx} \cdot B_i \cdot [L_1 + b_1 \cdot \text{sen}\theta_1] \qquad (3.77)$$

3.5.3. Ponto de aplicação da força no injetor

A força oriunda da pressão tem como ponto de aplicação o centro de pressão. Tendo um eixo cartesiano passando pelo centro do rotor, as coordenadas são obtidas da seguinte maneira:

- distância do ponto de aplicação da componente vertical, F_y, ao eixo "y" é dada por:

$$x_p = ro \cdot \text{sen}\delta + \frac{L_1 \cdot b_1 \cdot \text{sen}\theta_1}{2} \qquad (3.78)$$

- distância do ponto de aplicação da componente horizontal, F_x, segundo o teorema de HUYGENS [41] e de acordo com a Figura (3.11), esta ordenada é dada por:

$$y_p = \frac{h}{2} \cdot (y - \bar{y}) = \frac{h}{2} - \frac{Io}{A \cdot \bar{y}}$$

Substituindo a ordenada do centro de gravidade da projeção vertical do injetor, $\bar{y}$; o momento de inércia, Io,

desta projeção e a respectiva área projetada, a equação que fornece a coordenada, o centro de pressão fica sendo dado por:

$$y_p = \frac{6\ H - h^2}{6\ .\ (2\ .\ H + D - h)} \qquad (3.79)$$

3.6. Dimensionamento da Pá Diretriz

3.6.1 Corda da pá diretriz

Tendo como hipótese que o injetor foi dimensionado conforme o procedimento descrito no ítem 2.14.2, deste mesmo trabalho, verifica-se que a pá diretriz deve apresentar um comprimento suficiente para cobrir uma das partes do injetor, no caso a parte 1. Com base na Fig. 2.13 pode-se fazer o esquema abaixo.

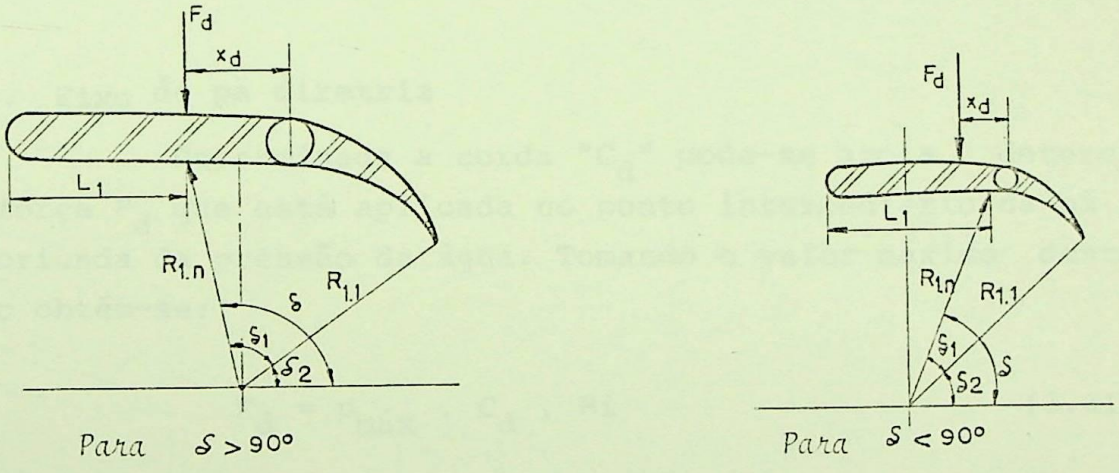


Fig. 3.12 - Momento na pá diretriz

O raio da curvatura da pá para a parte 1 do injetor é dado pela equação (2.84) na qual toma-se a vazão como Q_1 ($m^3/1$) e o ângulo de abertura δ_1 (graus). Para que o raio seja máximo toma-se o ângulo de varredura δ' como igual ao de abertura δ_1. Fazendo isto obtém-se:

$$R_{1.n} = R_{1.1}$$

$$r_{pd} = r_{o_1} \exp\left(\frac{Q_i}{2\ .\ Bi\ .\ ki}\right)$$

onde $R_{1.1}$ é dado pela equação (2.104) e Bi e ki são, respectiva

mente comprimento e constante do injetor.

Assim, o comprimento, C_d, da pá diretriz será dado da forma a seguir.

Pela Figura 3.12, tem-se que:

Para $\delta > 90^o$

$$C_d = L_1 + R_{1.1} \cdot \cos\delta_2 - R_{1.n} \cdot \cos\delta_1 (m)$$

Para $d < 90^o$

$$C_d = L_1 + R_{1.1} \cdot \cos\delta_2 - R_{1.n} \cdot \cos\delta_1 (m) \quad (3.80)$$

onde os comprimentos L_1 , r_1, r_{p_1} e os ângulos δ_1 e δ_2 foram determinados no ítem 2.14, do capítulo anterior, quando se fez o dimensionamento hidrodinâmico do injetor.

3.6.2. Eixo da pá diretriz

Determinada a corda "C_d" pode-se agora determinar a força F_d que está aplicada no ponto intermediário da pá e que é oriunda da pressão da água. Tomando o valor máximo desta pressão obtém-se:

$$F_d = p_{máx} \cdot C_d \cdot Bi \quad (3.81)$$

O momento torçor no eixo da pá, quando ela está fechada, pode ser calculado supondo que a força F_d está aplicada a uma distância "X_d" da linha de centro deste eixo. A distância "X_d" é tomada arbitrariamente como:

$$X_d \cong 0{,}10 \cdot C_d \quad (3.82)$$

então o momento torçor fica

$$T_d = F_d \cdot X_d \quad (3.83)$$

Com isto, tem-se para o diâmetro da pá diretriz |42, 49|

$$d_{pd} = \sqrt[3]{\frac{T_d}{0,02 \cdot \tau_{esc}}} \qquad (3.84)$$

e por cisalhamento o diâmetro resulta

$$d'_{pd} = \sqrt{\frac{10 \cdot T_d}{\tau_{esc}}} \qquad (3.85)$$

Padronizando o diâmetro em função do maior dos dois valores acima calculados, deve-se compará-lo com espessura da pá adotada na equação (2.85), a qual deverá ser maior ou igual. Caso este diâmetro seja maior é aconselhável aumentar a espessura desta pá.

C A P Í T U L O 4

PROCEDIMENTOS PARA UTILIZAÇÃO DOS PROGRAMAS COMPUTACIONAIS

4 - PROCEDIMENTO PARA UTILIZAÇÃO DOS PROGRAMAS COMPUTACIONAIS

4.1 - Introdução

Com base nos estudos desenvolvidos nos capítulos anteriores, sistematizou-se as equações, conforme desenvolvidas no Anexo I, de maneira que, partindo-se de alguns dados iniciais, é possível o dimensionamento dos principais componentes da turbina Michell-Banki: o rotor e o injetor.

Os dados iniciais a serem fornecido são:

- condições de funcionamento a serem impostas à turbina;

  alturas de queda máxima, mínima e nominal: $H_{máx}$, H_{min} e H [m] e as respectivas vazões: $Q_{máx}$, Q_{min} e Q [m^3/s] ;

- os valores estimados:

  rendimento total da turbina - η_t,
  rendimento mecânico - η_m,
  coeficiente de perda do injetor - ϕ,
  coeficiente de vazão da fuga - a ;

- a folga entre o injetor e rotor - ξ [m] ;

- o ângulo inicial para traçagem do injetor - δ_o graus;

- dados do material a ser utilizado na fabricação da turbina:

  módulo de elasticidade - E;
  módulo de Poisson - μ,
  tensão de escoamento - σ_e ,
  massa específica do aço - γ .

Observa-se que vários dos dados a serem fornecidos, listados acima, necessitam de serem estimado. Estes valores devem ser verificados posteriormente através de ensaios gráficos.

Definidos os dados de entrada, conforme a metodologia proposta, desenvolvida no ANEXO I, primeiramente calcula-se as potências,e rendimentos previstos à maquina. Por cálculo interativo determina-se qual o diâmetro que fornecerá a rotação

síncrona ideal para a situação dada. Com os rendimentos fornecidos e calculados determina-se os ângulo de ataque e de construção do rotor.

Estimando o número de pás, com os valores já calculados, é possível dimensionar as larguras do injetor e rotor bem como, o ângulo de admissão e o de trabalho, e todos os elementos que compõem os triângulos de velocidades.

Em função das velocidades e dos ângulos, pode-se calcular o diâmetro máximo permissível para o eixo do rotor.

A segunda parte do método compõem-se dos cálculos mecânicos dos componentes do rotor e injetor já dimensionados anteriormente. Inicia-se calculando-se as constantes e ângulos auxiliares que definirão os esforços atuantes nas pás do rotor; cujo dimensionamento faz-se verificando as tensões admissíveis, flechas e os fatores de segurança já estipulados. Verificando isto, calcula-se as frequências de excitação e as naturais, comparando-as.

O próximo passo é dimensionar a espessura dos discos do rotor, determinando também, as flechas à eles impostas.

No dimensionamento do eixo do rotor, que é feito em função das potências, posteriormente verificando as flechas a ele impostas. Encerrando, determina-se a rotação crítica do eixo.

A segunda parte da metodologia, compõem-se do dimensionamento hidro-mecânico do injetor.

Partindo-se de alguns dados fornecidos incialmente:

vazão nominal, Q $[m^3/s]$,

altura máxima e nominal, $H_{máx}$ e H ,

coeficiente de perda do injetor, ϕ ,

dados do material, e de alguns outros calculados na primeira fase:

diâmetro do rotor, D [m] ,

largura do injetor, B_i [m] ,

ângulo de admissão, δ [graus] ,

rotação da turbina , n [rpm] ,

Com algumas dimensões da pá diretriz determinadas, através do sistema de equações, passa-se a dimensionar as seções de entrada e saída do injetor, bem como os ângulos e cons

tantes auxiliares. Definido os ângulos de admissão e , para partes do injetor, determina-se as dimensões faltantes à pá diretriz, como: espessura, diâmetro do eixo da pá.

Encerrando os cálculos, determina-se os raios da pá diretriz e do injetor.

4.2 - Programas Computacionais Implantados para o Dimensionamento da Turbina

A partir da metodologia desenvolvida e mostrada no Anexo I, implantou-se um programa computacional de modo a possibilitar o dimensionamento da turbina.

O programa foi feito utilizando-se do computador HP-3000 de propriedade da Escola Federal de Engenharia de Itajubá. A linguagem utilizada foi o FORTRAN IV.

É composto de duas partes. A primeira, chamada MBANKIϕ 1 , serve para dimensionamento hidromecânico do rotor e fornece a dimensões básicas principais do injetor, como o seu ângulo de admissão . A segunda parte, chamada INJETOR, serve para o dimensionamento hidráulico do mesmo. Este program utiliza dos resultados obtidos na primeira parte.

Para solucionar as equações de ordem superio - res fez-se uso da sub-rotina, RLINJET, já implantada no computador, que utiliza o método Bairstow's. Como em equações de 4º graus há raízes reais e imaginárias, deve-se atentar para o fato de se utilizar somente as reais e que estejam coerentes com as dimensões da turbina, excluindo-se todas as outras.

Todos os programas e sub-rotinas desenvolvidas e utilizada estão armazenadas na biblioteca do CPD da EFEI. E se encontra no grupo GPESQ 9. O acesso dos mesmos, só poderá ser feito via terminal, de maneira descrita a seguir:

4.3 - Procedimento de Utilização do Programa MBANKIϕ 1

O Programa MBANKIϕ 1, tem a finalidade de calcular a turbina Michell-Banki, tanto a parte hidrodinâmica, como a parte mecânica, para se rodar o programa, deve-se digitar a seguinte instrução:

: FORTRAN MBANKIϕ1,,$NULL

MBANKIϕ1 - é o nome do arquivo em disco

$NULL - é para que a compilação do programa não apareça no terminal, isto contribui sensivelmente no tempo de execução do programa.

Aguarda-se o tempo de compilação, e espere aparecer os dois pontos (:) , e digite o seguinte comando:

: PREPRUN $OLDPASS; MAXDATA=32000

$OLDPASS - arquivo temporário, onde o programa se encontra compilado

MAXDATA - aumento da área de memória do computador

No programa MBANKIϕ1, não é necessário dar nenhuma equação de arquivo, pois este se utiliza de funções intrínsecas que criam automaticamente, todas as equações necessárias ao programa, tanto de entrada de dados, como a de saída de dados.

O programa tem duas opções de entrada de dados, via terminal ou de arquivos de dados.

Quando se entra, via terminal é pedido um nome de arquivo com oito caracteres (ex. MB261287), este é gravado, automaticamente, num arquivo em disco, logo após ter entrado com os dados.

O programa, ainda, faz uma modificação do nome do arquivo, trocando os dois primeiros caracteres, por IM.

Exemplos: MB261287 - IM261287

. Esta alteração, tem a finalidade, que o programa crie um segundo arquivo, que será pedido no programa INJETOR.

Quando a entrada de dados é via arquivos de dados, então somente, o nome do arquivo de dados é pedido, sem criar outro arquivo.

Deve-se atentar para o fato de não dar nome de arquivo, pois isto resultará em erro de arquivo no programa (caso particular, quando se entra com dados via terminal).

É importante observar que:

1. os dados podem ser impressos na impressora, caso desejar;

2. as variáveis utilizadas dentro do programa, podem ser impressas, caso desejar;

3. os resultados obtidos são impressos sem ter opção;

4. toda impressora é feita de forma tabelada, para facilitar a visualização dos dados.

Também deve-se alertar para os seguintes fatos:

1. letras maiúsculas tem o código em octal diferente das letras minúsculas.

Exemplo: SINGMAesc é diferente de SIGMAESC.

- Se não observar tal fato, ocorre erro dentro do programa;

2. para mudar de caracteres maiúsculos (ou vice-versa):

- pressionar a tecla<CTRL>, conjuntamente com a tecla <6> para os caracteres minúsculos;

- pressionar a tecla <CTRL> , conjuntamente com a tecla <5> para os caracteres maiúsculos.

Após a compilação do programa, fornecidos os dados de entrada, far-se-á necessário que o usuário, via terminal, confirme ou não, e padronize algumas das grandezas e coeficientes calculados.

A primeira grandeza a ser confirmada e/ou padronizada é o diâmetro externo do rotor que, primeiramente é calculado de modo que a turbina tenha uma rotação síncrona com o gerador.

Neste caso, o usuário tem duas opções, ou ele padroniza a rotação ou o diâmetro. Caso opte pelo primeiro caso, ele terá dimensionado a turbina para um caso específico. Caso contrário, ele terá padronizado a turbina, diminuindo o seu custo, mas geralmente terá que fazer uso da transmissão por correia ou caixa da engrenagem.

Adotado o diâmetro a próxima grandeza a ser confirmada e/ou padronizada é o número de pás. No programa este número é calculado de maneira que a área ocupada pela pá seja no máximo 10% da área lateral do rotor. Esta relação normalmente para diâmetro superiores a 400|mm|, resulta em grande número de pás. Neste caso deve-se adotar um número entre 15 a 30 pás, intervalo este usual entre os fabricantes. Com o número de pás adotado, o programa irá verificar se com a espessura inicial fornecida atende, ou não, o fator de segurança. Neste caso, o usuário tem duas opções: ou aumenta a espessura da pá, ou lança mão do disco intermediário. Em ambos os casos o programa verifi-

cará se atende, ou não, o fator de segurança estipulado, que é entre 2,0 a 4,0.

Passado esta fase o próximo passo é fornecer e padronizar o diâmetro do eixo do rotor.

Atendida todas as exigências, o programa calcu lará todas as grandezas hidráulicas e mecânicas importante ao di mensionamento do rotor, e algumas que irão definir o injetor.

4.4 - Procedimento para Utilização do Programa Injetor

o programa INJETOR, tem finalidade de desenvol ver a traçagem de injetor para turbina Michell-Banki.

Para rodar este programa, deve-se digitar o se guinte comando

: FORTRAN INJETOR, ,$ NULL

Aguarda-se o tempo de compilação, e esperar os dois pontos (:).

E então digita-se o seguinte comando

: PREPRUN $OLDPASS; RL = RLINJET

RLINJET - é uma sub-rotina, que se encontra no grupo GPESQ 9, conta PESQUISA, esta sub-rotina, calcula as raízes de um polinômio de grau N, utilizando do método BAIRSTOW's.

No programa INJETOR, tem-se dois modos de en - trada de dados, via terminal ou arquivo de dados (mais utiliza - dos).

Na entrada de dados, em ambos os modos, o programa pedirá com qual incremento de ângulo de varredura deverá ser calculado os raios dos setores do injetor.

Durante a compilação o programa, fazendo uso das sub-rotinas calculará o ângulo auxiliar θ_1. Haverá duas opções do usuário que, depois de feita, permitirá a confirmação dos cálculos. Em função deste ângulo serão calculados os ângulos de admissão do setor inferior e superior (δ_1 e δ_2), ângulos estes, que também devem ser confirmados e padronizados.

Partindo-se destes valores, far-se-á o cálculo da altura da seção de entrada do setor inferior, a_1 . Esta grandeza é calculada, por um polinômio de quarta ordem.

Neste caso, tem-se como resultado quatro raízes das quais, geralmente, duas são imaginárias, uma real, mas absurda fisicamente e somente uma, é que tem significado físico. Feita a opção pela real e significativa, o programa prossegue calculando as demais grandezas do injetor e o resultado é fornecido em forma de tabelas de fácil compreensão e que permitirá o desenho do injetor.

C A P Í T U L O 5

DIMENSIONAMENTO DO PROTÓTIPO

5 - DIMENSIONAMENTO DO PROTÓTIPO

5.1 - Introdução

Compilado o programa, passou-se a fase de dimensionamento de um protótipo a ser ensaiado no Laboratório Hidromecânico para Engenharia de Produto - LHEP, que foi construído com o objetivo de desenvolver turbinas hidráulicas para Pequenas Centrais Hidrelétricas. Suas instalações encontram-se no Campus Universitários J. Rodrigues Seabra - da Escola Federal de Engenharia de Itajubá. (EFEI)

5.2 - Laboratório Hidromecânico para Engenharia de Produto para Pequenas Centrais Hidrelétricas - LHEP - PCH(s)

O LHEP foi construído com recursos do Programa de Mobilização Energética administrados pela FINEP em convênio com a EFEI. O seu objetivo principal é de fornecer condições a desenvolvimento de recursos humanos e técnicos para pesquisar e desenvolver todos os tipos de turbinas hidráulicas a serem usadas em Pequenas Centrais Hidréletricas - PCH.

Além disso o LHEP procura colaborar com os pequenos e médios fabricantes nacionais de turbinas de modo a:

- melhorar a qualidade dos produtos já fabricados;
- conhecer o comportamento destes produtos com o fim de verificar e certificar garantias;
- aumentar a versatilidade de uso de produtos fabricados, permitindo a padronização gradativa, reduzindo os custos e melhorando relação custo-benefício;
- aumentar o campo de aplicação no que tange a potência, dos tipos já fabricados e dos novos tipos, de modo a atender as necessidades hidroenergéticas do país;
- criar e manter um organismo técnico-científico efetivo que de apoio e consulta confiável sob todos aspectos éticos e técnicos e que este custo não venha onerar substancialmente o produto final dos fabricantes.

Concebido com os objetivos já descritos, o LHEP foi projetado e construído de acordo com o esquema mostrado na figura (5.1).

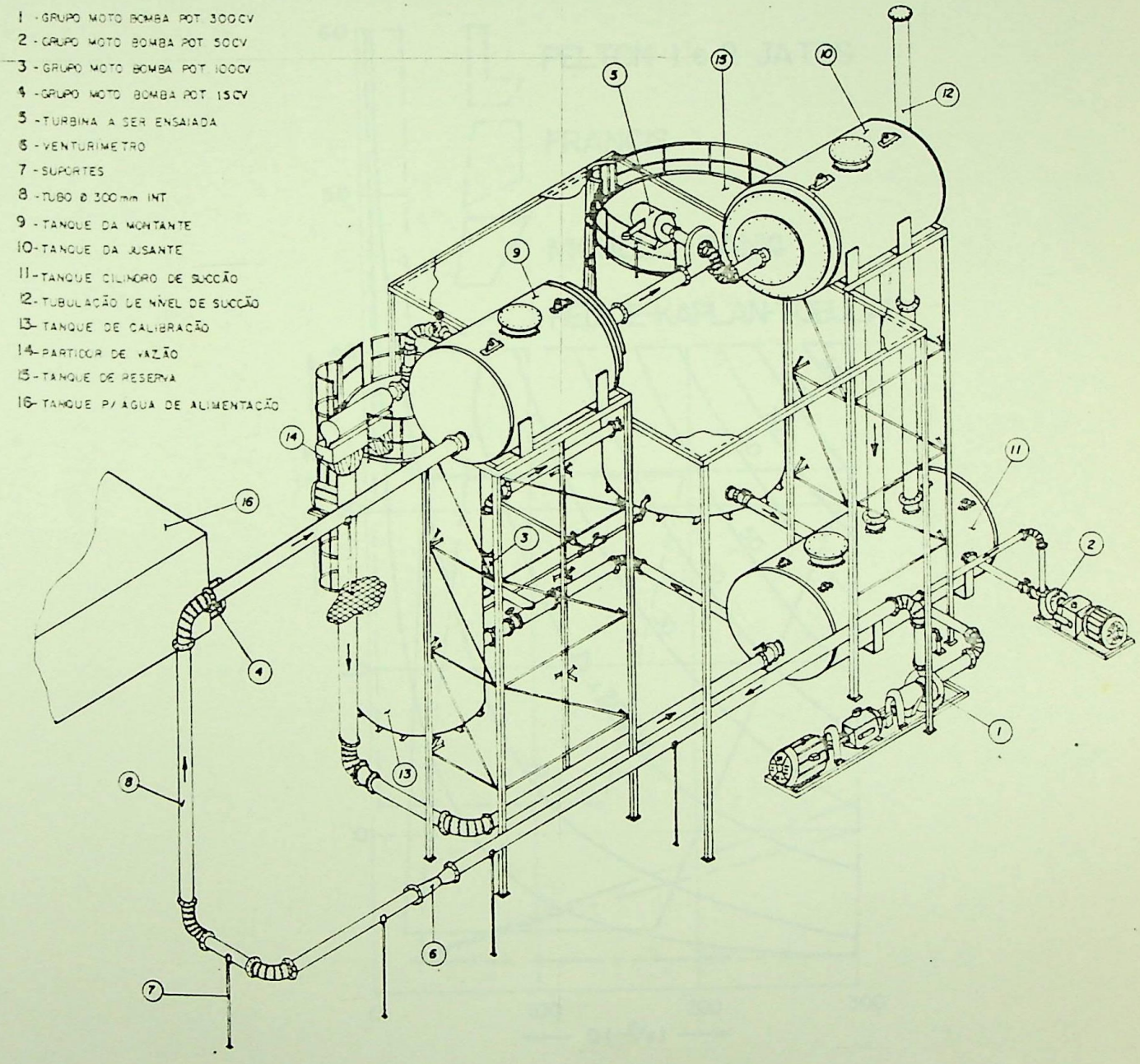


Fig. 5.1 - Laboratório Hidromecânico de Engenharia de Produto para Pequenas Centrais Hidrelétricas - LHEP - PCH-EFEI.

Devido às suas características teóricas, o Laboratório oferece condição, em ensaiar os vários tipos de turbinas tanto de ação como de reação, de acordo com o campo mostrado na figura (5.2).

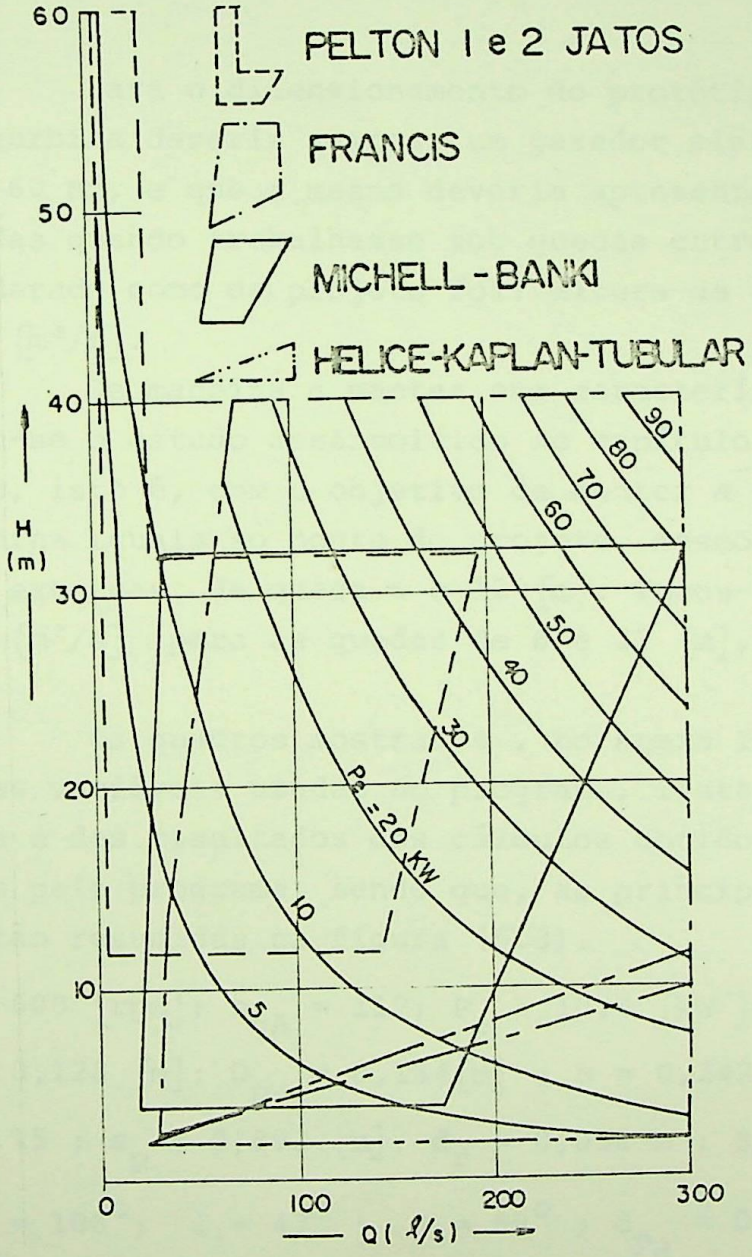


Fig. 5.2 - Campo de Utilização do Laboratório Hidromecânico de Engenharia de Produto para PCHs - EFEI

Conhecido o campo de utilização, torna-se possível definir com que condições de queda, vazão e rotação deve-se projetar o protótipo de turbina Michell-Banki, objeto deste estudo.

5.3 - Projeto do Protótipo da Turbina Michell-Banki, usando os Programas Computacionais.

Para o dimensionamento do protótipo foi considerado que a turbina deveria acionar um gerador elétrico ligado à uma rede de 60 Hz, e que a mesma deveria apresentar-se em condições adequadas quando trabalhasse sob quedas entre 6 e 12 [m]. O ponto considerado como de projeto foi: altura de queda=10 [m], vazão = 0,140 $[m^3/s]$.

De maneira a manter sua característica constante, considerou-se o estudo desenvolvido no capítulo 7, referente a padronização, isto é, com o objetivo de manter a rotação específica da turbina iguais ao ponto do projeto, mesmo trabalhando sob condições externas, de queda 6 e 12 [m]. Tomou-se vazões de 0,100 e 0,175 $[m^3/s]$ para as quedas de 6 e 12 [m], respectivamente.

Os quadros mostrados , no Anexo II, referem-se a lista das variáveis usadas no programa, listagem dos dados de entrada e dos resultados dos cálculos obtidos, tal como são formatados pelo programa, sendo que, as principais dimensões da turbina estão resumidas na figura (5.3).

DO ROTOR: $n = 600$ [rpm]; $n_{qA} = 119$; $P_e = 10,4$ [kW]; $\alpha_4 = 15,92^o$;
$D_i = 0,128$ [m]; $D_p = 0,154$ [m] ; $B = 0,242$; $r = 0,043$;
$z = 15$; $e_p = 0,003$ [m]; $d_r = 0,032$ m ; $\beta_4 = 31,84^o$.

DO INJETOR: $\delta = 106^o$; $\delta_1 = 47^o$; $\delta_2 = 59^o$; $d_{p_d} = 0,020$ |m|;
$a_1 = 0,118$ [m]; $a_2 = 0,139$ [m]; $b_1 = 0,029$ [m];
$b_2 = 0,041$ [m]; $B_i = 0,194$ [m] ; $L_1 = 0,110$ [m];
$L_2 = 0,176$ [m].

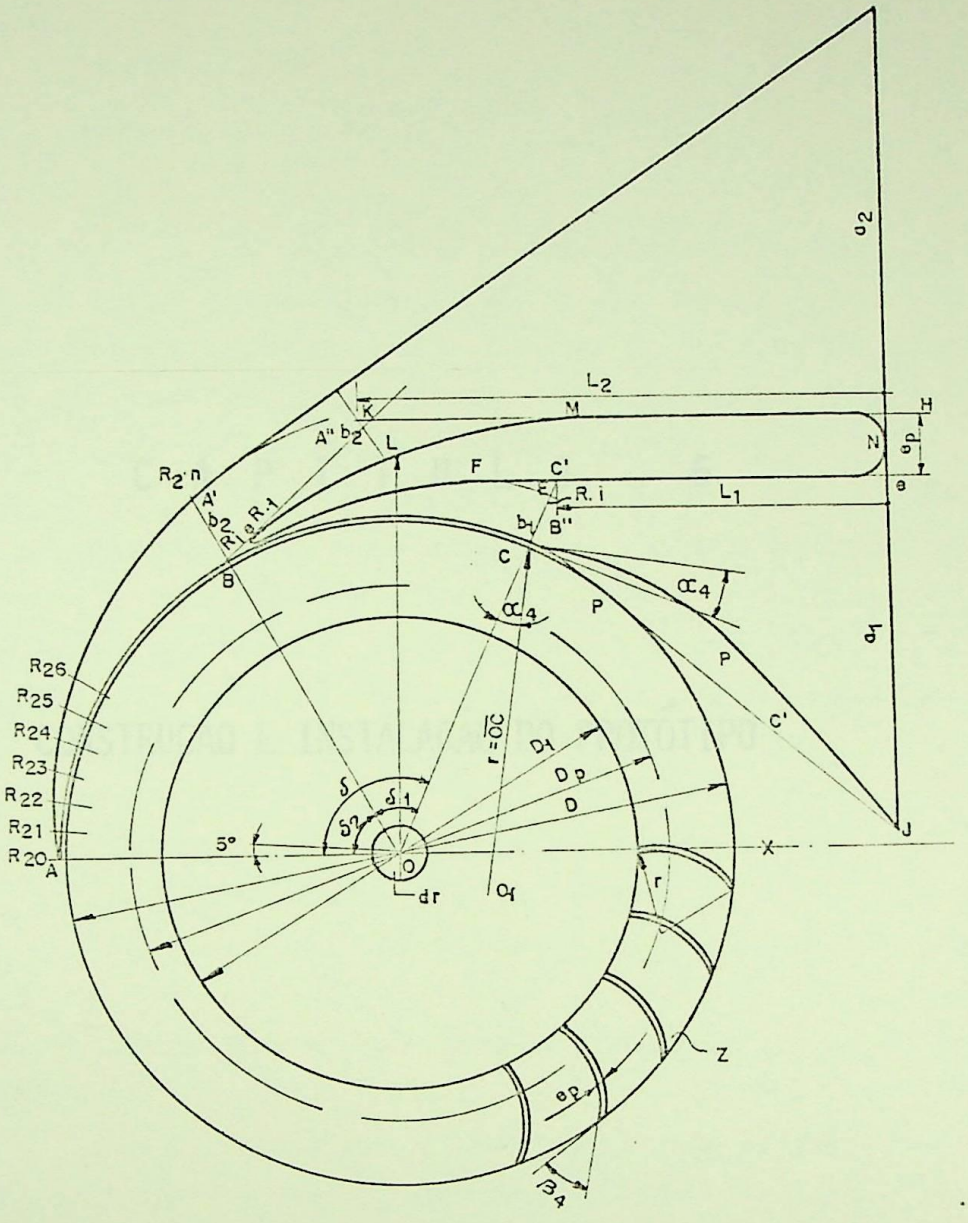


Fig. 5.3 - Dimensões Básicas do Rotor e Injetor de uma Turbina Michell-Banki.

C A P Í T U L O 6

CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DO PROTÓTIPO

6 - CONSTRUÇÃO E INSTALAÇÃO DO PROTÓTIPO

6.1 - Construção do Protótipo

O protótipo foi projetado usando materiais de fácil aquisição no mercado local. Basicamente ele é constituído de chapa de aço carbono 1020, chapas de acrílicos transparentes, eixo de aço carbono 1020, mancal de rolamentos autocompensadores e vários tipos de parafusos galvanizados.

Este tipo de turbina deve ser de fácil construção de maneira a tornar-se exeqüível, mesmo em oficinas de pequenos recursos técnicos em máquinas. Neste trabalho procurou-se atender essa exigência. Na fabricação deste protótipo, além de solda, foram feitas as seguintes operações de usinagem:

- corte, furação e soldagem das várias partes da tampa e o injetor;
- frezamento dos discos do rotor;
- caladragem das pás do rotor;
- torneamento dos eixos, cubos e peças de vedação dos eixos;
- trabalhos de caldeiraria para fabricação da peça de transição.

Em todo o processo, fez-se necessário o uso de: uma máquina de solda; um conjunto de corte oxi-acetileno ; uma furadeira de pedestal; uma serra em fita elétrica; uma calandra; uma frezadora.

A menos da última, todas as máquinas aqui listadas são facilmente encontradas em oficinas de consertos gerais. A frezadora, embora com perda na qualidade do produto, pode ser substituída pelo conjunto de corte oxi-acetileno, que poderá ser usado para executar os rasgos nos discos do rotor, conforme é indicado no manual da VITA [36]. No caso do disco ser de espessura pequena de até 4 [mm], conhece-se fabricantes que fazem uso da serra em fita elétrica.

Construída a turbina, esta sofreu uma limpeza mecânica por jato de areia e uma pintura de fundo.

A menos dos pequenos e contornáveis problemas de desenho, não observou nenhum problema sério que pudesse impe-

dir a sua fabricação. Somente na montagem,alguns componentes apresentaram dificuldades de manuseio das ferramentas, o que obrigou algumas modificações no arranjo do conjunto, sem prejuízo ao funcionamento global do equipamento.

Os principais componentes da turbina como: rotor, injetor, mancal de rolamento, e tampa são visualizados na figura (6.1).

Na figura (6.2), visualiza-se o injetor com a pá diretriz posicionada toda aberta. As setas 1 e 2 indicam os serviços de enchimento com massa plástica que dentro das dimensões especificadas no projeto. Houve pouco controle das dimensões da turbina na ocasião da fabricação.

A figura (6.3),mostra uma vista frontal do rotor da turbina, onde pode-se visualizar as pás soldadas ao disco, e a figura (6.4), apresenta a pá diretriz solidária ao seu eixo de acionamento.

6.2 - Instalação do Protótipo no LHEP/PCH

O esquema (6.5) e as figuras (6.6) a (6.13) , mostram a maneira pela qual a turbina Michell-Banki foi instalada e ensaiada no LHPCH-EFEI. Nesta instalação deve-se observar que:

- para que fosse possível a instalação da turbina no laboratório, foi construído uma tubulação de montante com 400[mm] de diâmetro, figura (6.6) que foi instalada de maneira que penetrasse no tanque de montante ao menos 1,80[m]. Esta distância faz-se necessária em função das medidas de pressão a serem feitas na entrada da turbina;

- na saída da turbina, que poderia ser para um canal de fuga, construiu-se um tubo que fazia a ligação entre a turbina e o tanque de sucção. Figura (6.7);

- além da pouca experiência quanto ao manuseio do laboratório, face as dimensões dos equipamentos envolvidos e da precariedade dos comandos, pois o laboratório ainda encontrava-se em fase de instalação, houve uma série de dificuldades para colocar o banco em condições de ensaios que foram sanados no decorrer dos ensaios.

Na figura(6.8), que, além de dar uma vista panorâmica da plataforma de ensaio, mostra a turbina totalmente instalada, pronta para os ensaios.

Devido à baixa rotação da turbina foi necessário o uso de transmissão por correias, figura(6.9), de modo a atender a características do freio utilizado no ensaio.

Foi feita tomada de pressão estática na entrada da peça de transição, bem como na entrada do injetor. Vide figura (6.10). Esta última é que foi utilizada para cálculo da potência hidráulica. As pressões foram medidas em um multimanômetro de mercúrio.

Tomou-se pressão estática na saída do injetor, conforme mostra a figura (6.10), cuja leitura foi feita utilizando-se do manômetro mostra na figura (6.11).

Em consequência do uso do tubo de sucção, figura (6.11), fez-se necessário uma abertura para entrada de ar, que é vista na figura (6.12).

A potência gerada foi medida usando um freio eletromecânico OERLIKON, que foi instalado provisoriamente na mesa do laboratório. O torque foi medido por pesos colocados no braço do estator do freio, conforme pode-se observar na figura (6.12).

A variação de rotação do freio foi obtida pela variação da corrente do estator e por um banco de resistência.

A vazão e altura na entrada da turbina podia ser controlada através do acoplamento das bombas hidráulicas do circuíto. O controle da rotação das mesmas era feito a distância, através do painel que controlava o nível de óleo nos acoplamentos hidrostáticos existentes entre as bombas e os respectivos motores.

6.3 - Equipamentos Utilizados nos Ensaios:

- **Bomba 50 [CV]** - marca Mark Peerless, modelo 5GM-16, Hydroc II, série 230.6350, monoestágio - rotação: 2596/3375 [rpm]; 75/97,5 [m^3/h]; 50/84 [mCA].

- **Bomba 300 [CV]** - marca Mark Peerless, modelo ETA 250/40 Hydroc III, monoestágio, 1292 [rpm]; 800 [m^3/h]; 30 [mCA];

- Freio Eletromecânico OERLIKON - nº 850371 L02-1 - Tipo 55-C4, iex 6[A], rotação: 0-4000 [rpm]; 20 [CV];

- Multimanômetro em U de Mercúrio - Fabricante:ENGECON, Projeto: EFEI, fundo de escala:1300 [mm], menor divisão 1 [mm] ;

- Multimanômetro em U de Mercúrio - Fabricante e projeto: EFEI, fundo de escala: 700 [mm] , menor divisão: 1 [mm];

- Tacômetro Digital - Fabricante: Microtest, modelo L25 (Quartzo), série C21, nº 1868, erro ± 5 [rpm];

- Massa Padrão - massas aferidas de 5, 10, 20, 50, 80 , 100, 200, 500, 1000, 1500 e 6500 [g];

- Venturi - Fabricante: ENGECON, Projeto: EFEI, segundo a norma NF x 10 - 101 - Mesure des Débits instantanes de fluides, que corresponde a ISO 5167, França, vazão de 0 a 0,340[m^3/s] ainda não aferido.

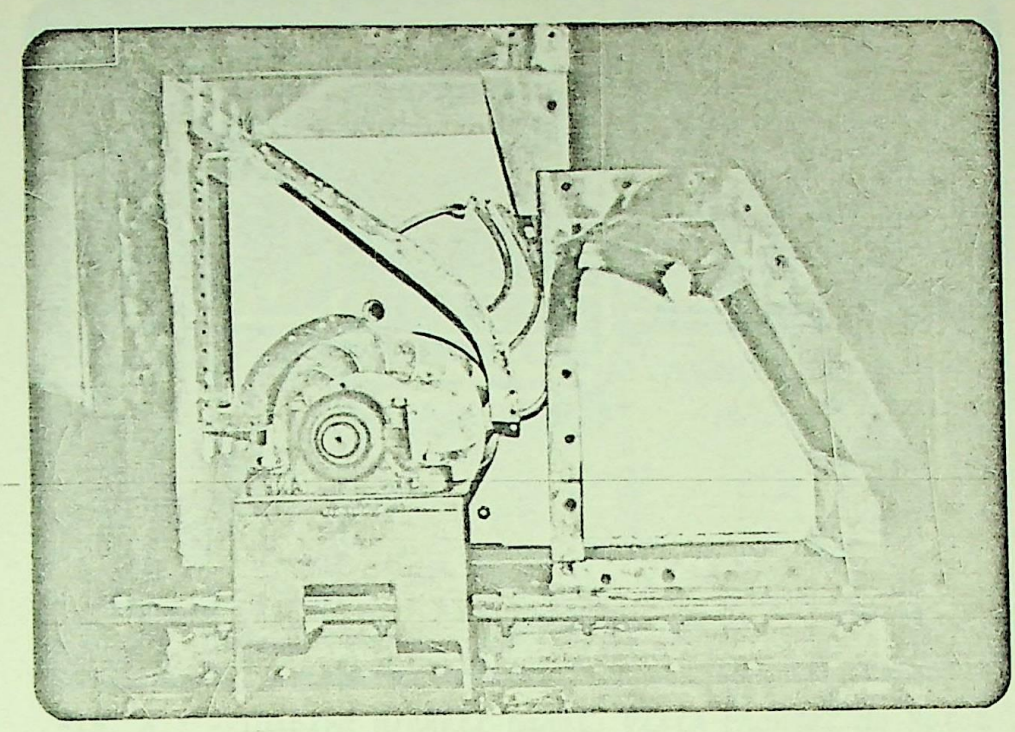


Fig. 6.1 - Vista do Conjunto da Turbina Michell-Banki em fase de Montagem no LHEP - PCH - EFEI.

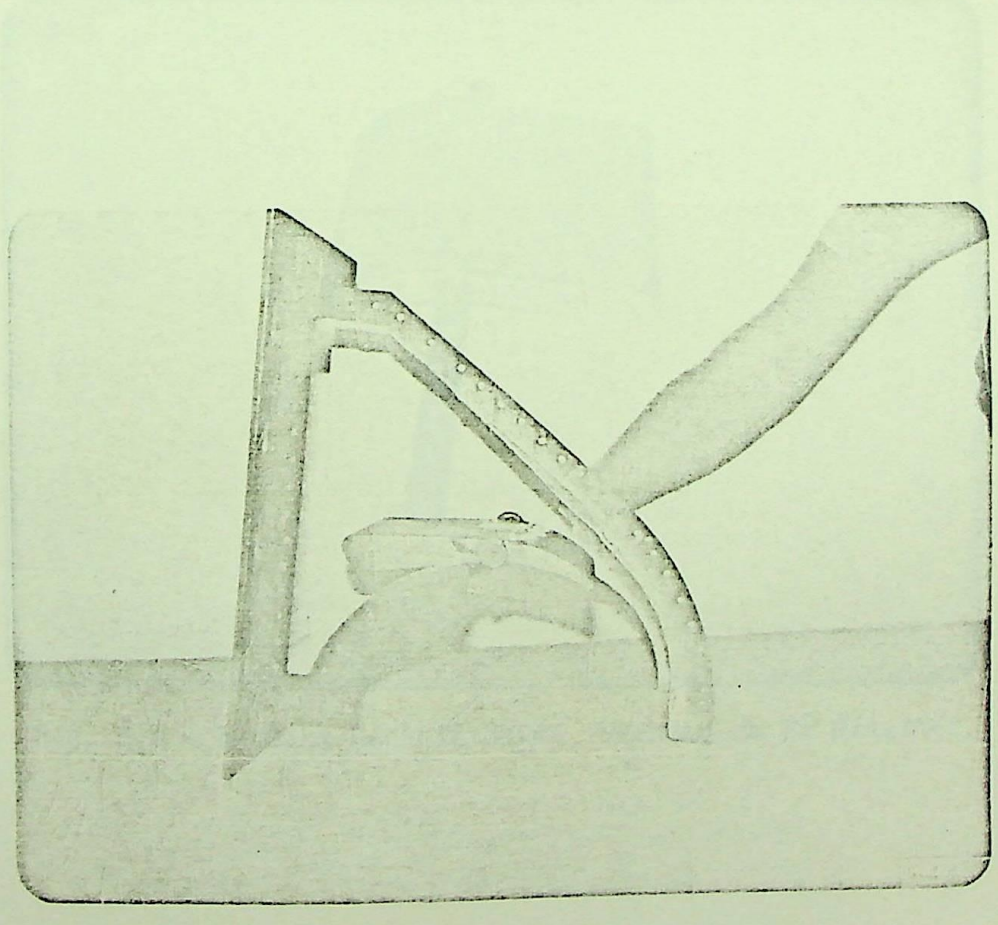


Fig. 6.2 - Detalhe do Injetor da Turbina Michell-Banki, com a Pá Diretriz toda Aberta.

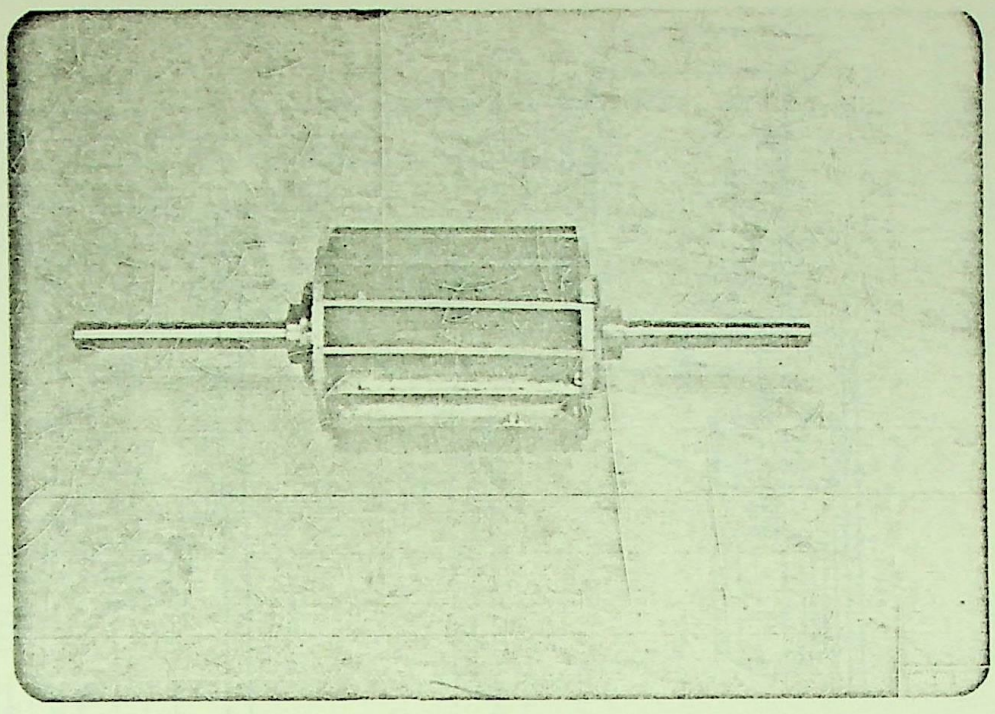


Fig. 6.3 - Turbina Michell-Banki, Vista Frontal do Rotor .

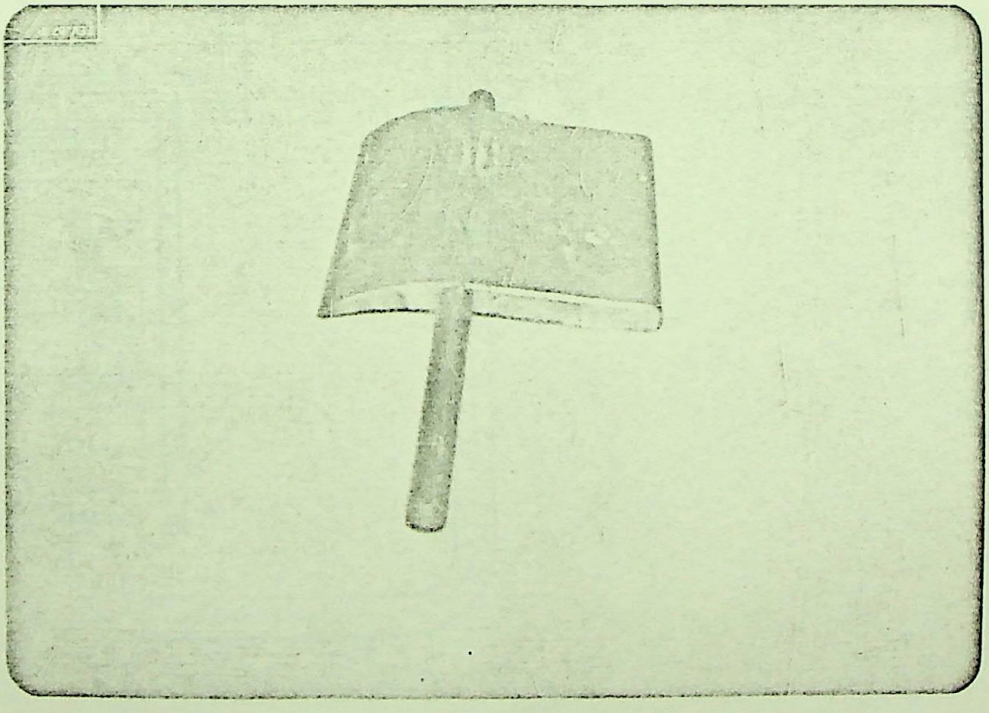


Fig. 6.4 - Turbina Michell-Banki, Detalhe da Pá Diretriz.

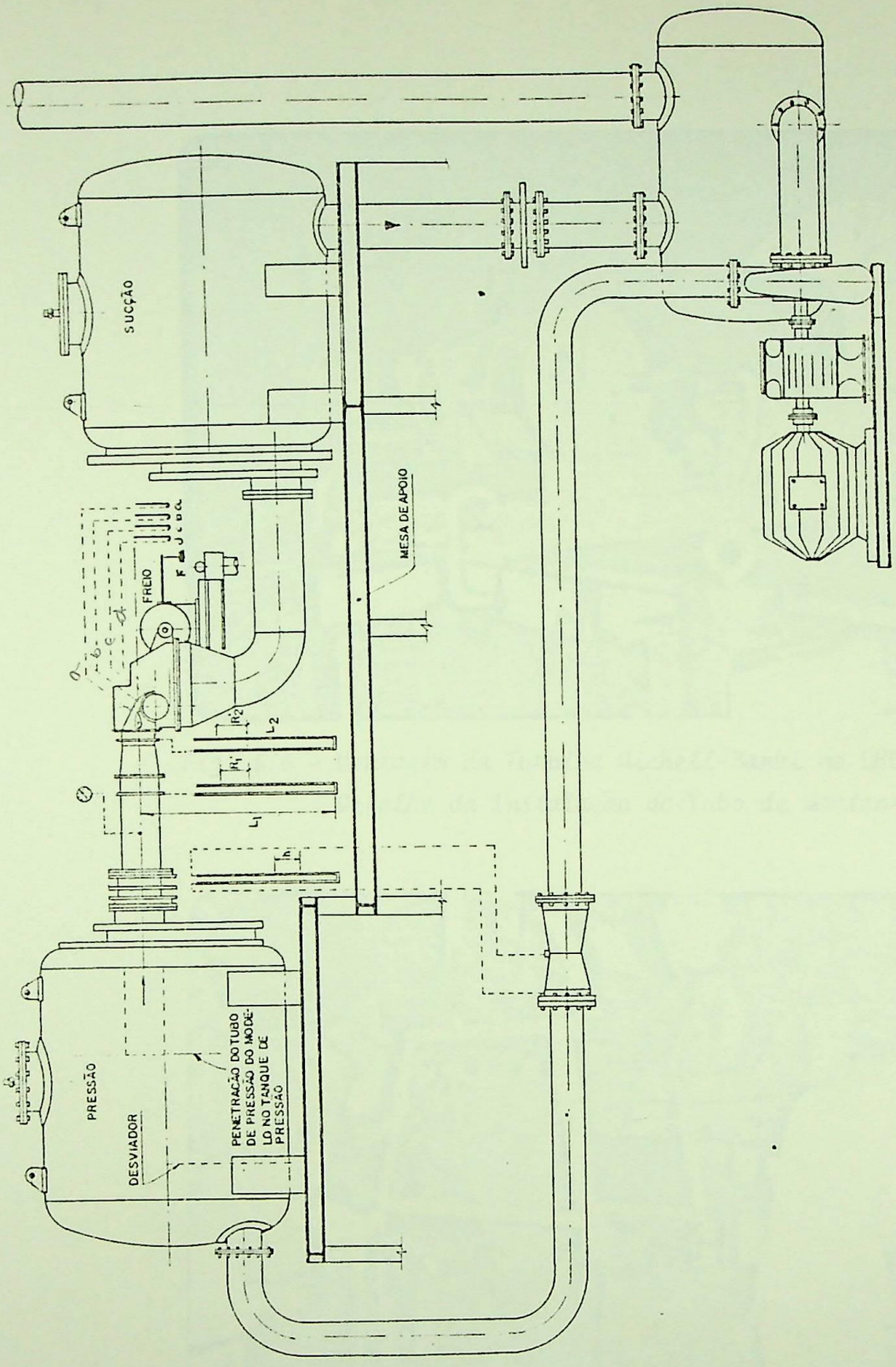


Fig. 6.5 - Esquema da Instalação da Turbina Michell-Banki no LHEP - PCH - EFEI.

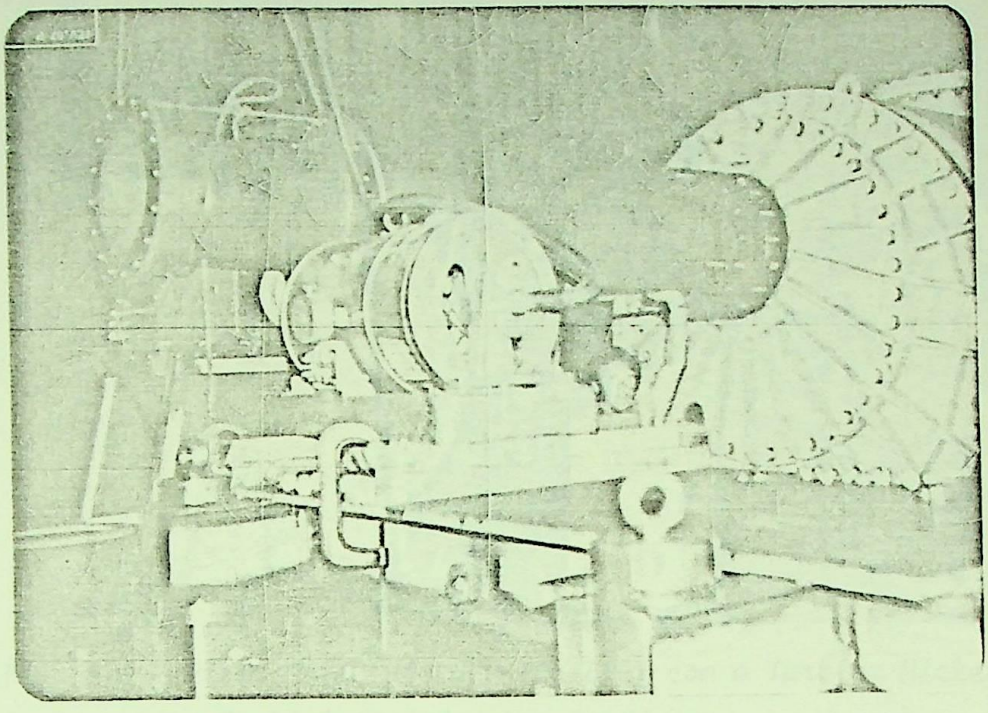


Fig. 6.6 - Montagem da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI
Detalhe da Instalação do Tubo de Montante.

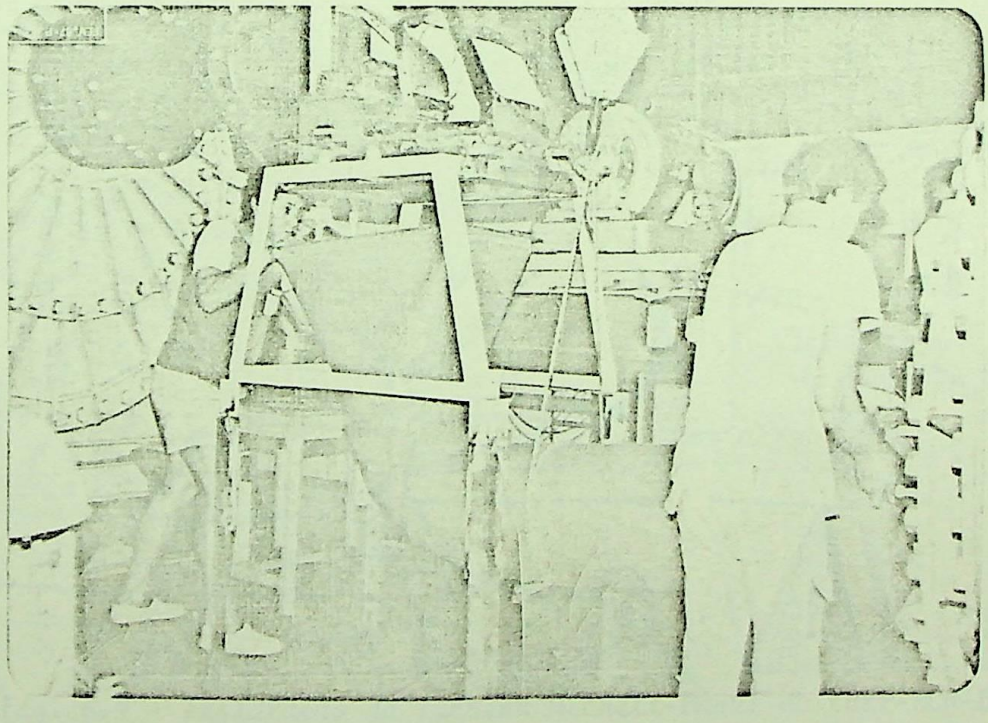


Fig. 6.7 - Montagem da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI
Detalhe da Montagem do Tubo de Jusante (Sucção).

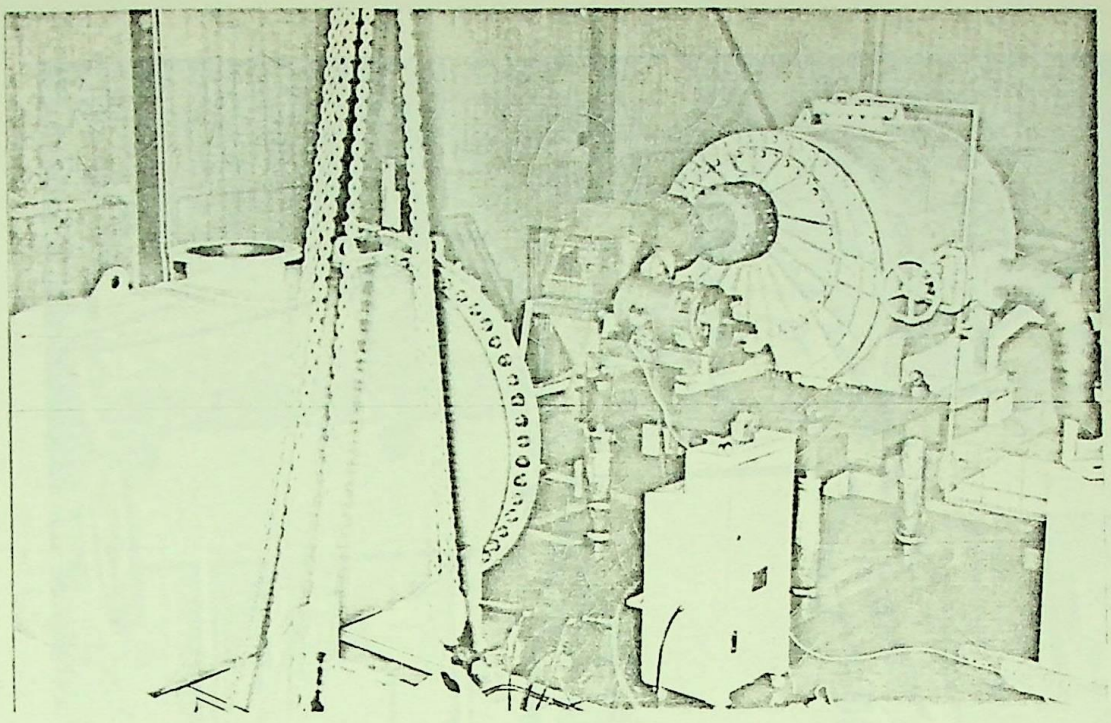


Fig. 6.8 - Vista Geral do LHEP-PCH-EFEI com a Turbina Michell-Banki Instalada para Ensaio.

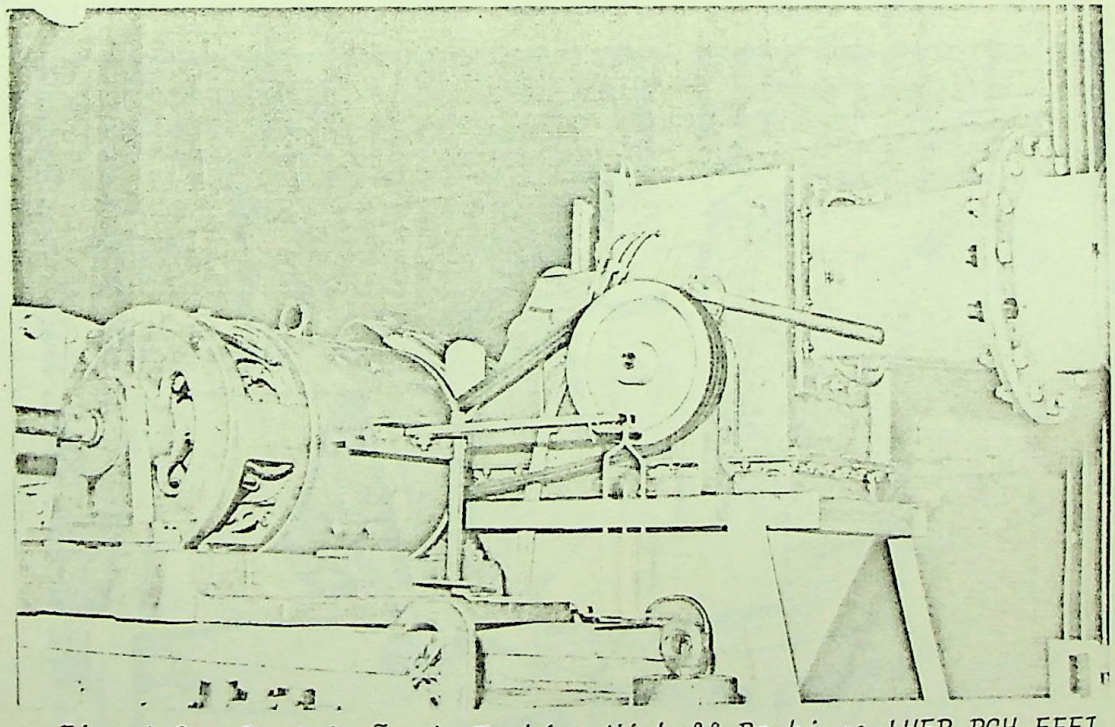


Fig. 6.9 - Instalação da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI Detalhes do Freio, da Transmissão por Correia, Tomadas de Pressão e Alavanca da Pá Diretriz.

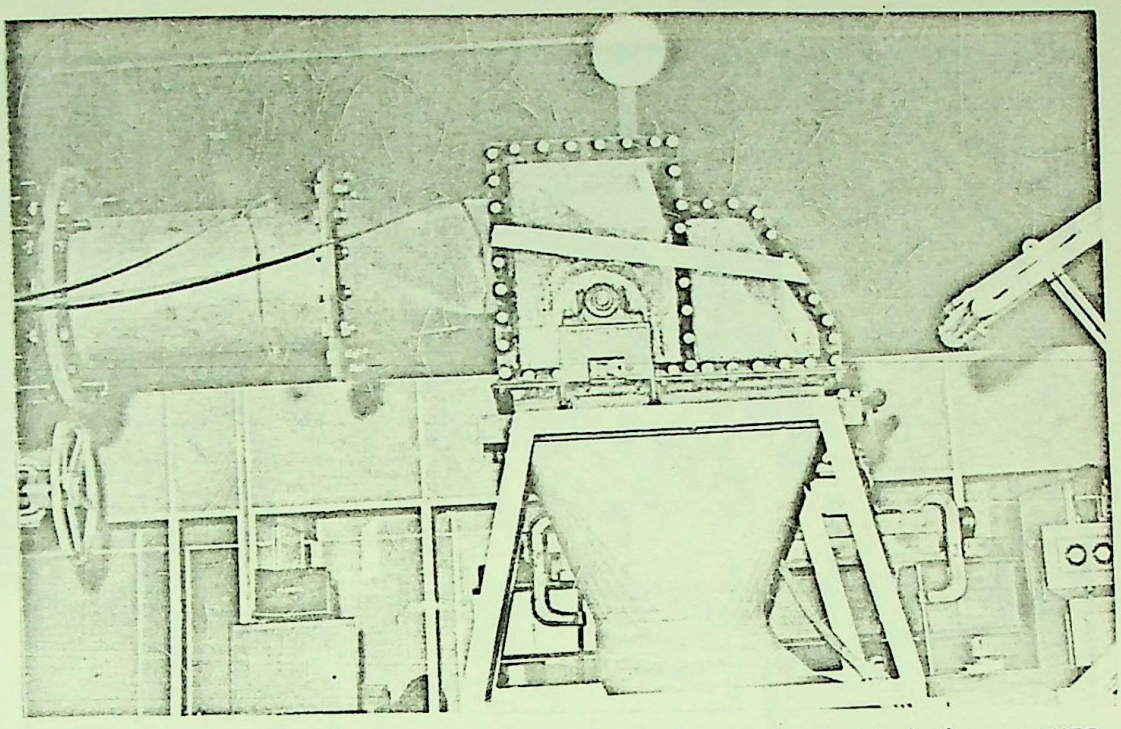


Fig. 6.10 - Detalhes da Turbina Michell-Banki Instalada no LHEP PCH-EFEI com Vistas das Tomadas de Pressão, Tampa, Tubo de Sucção.

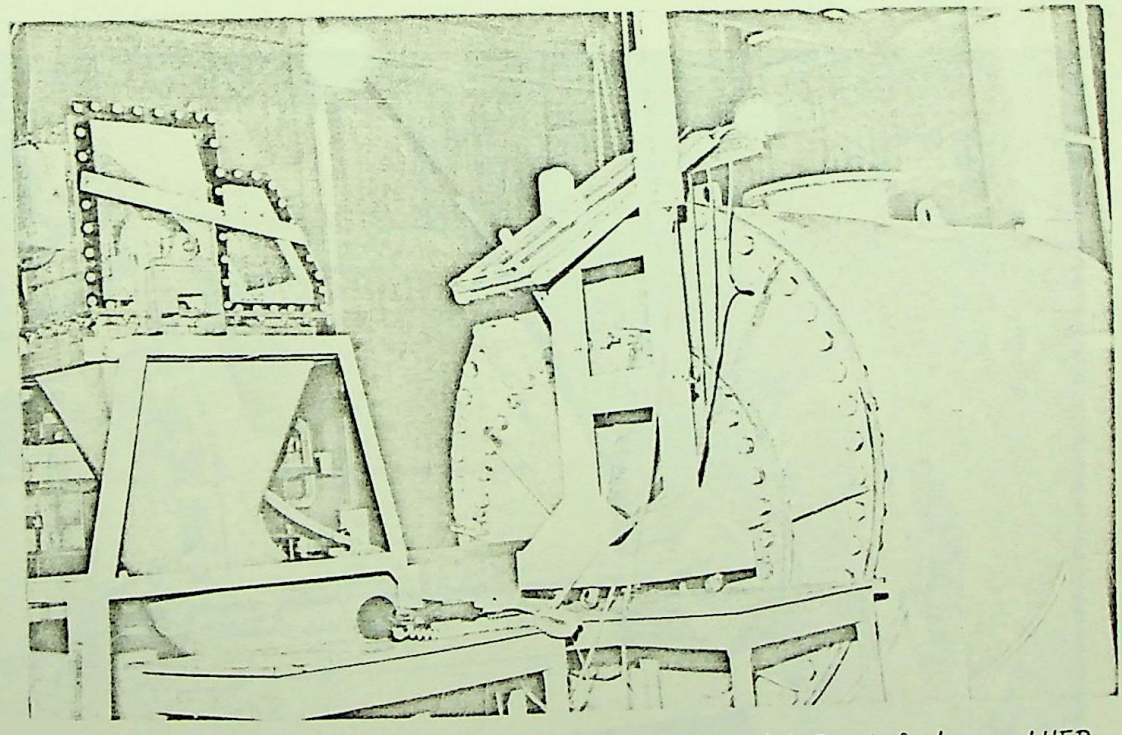


Fig. 6.11 - Detalhes da Turbina Michell-Banki Instalada no LHEP PCH - EFEI - Vista do Tubo e Tanque de Sucção.

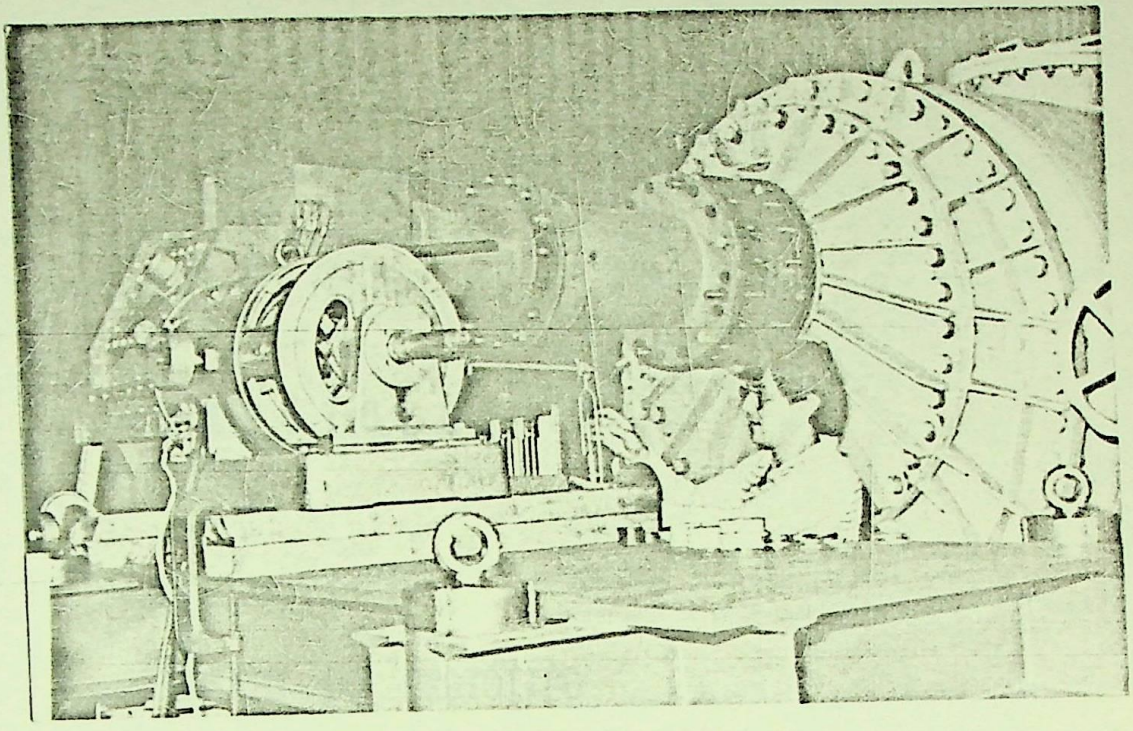


Fig. 6.12 - Turbina Michell-Banki sendo Ensaiada no LHEP-EFEI.

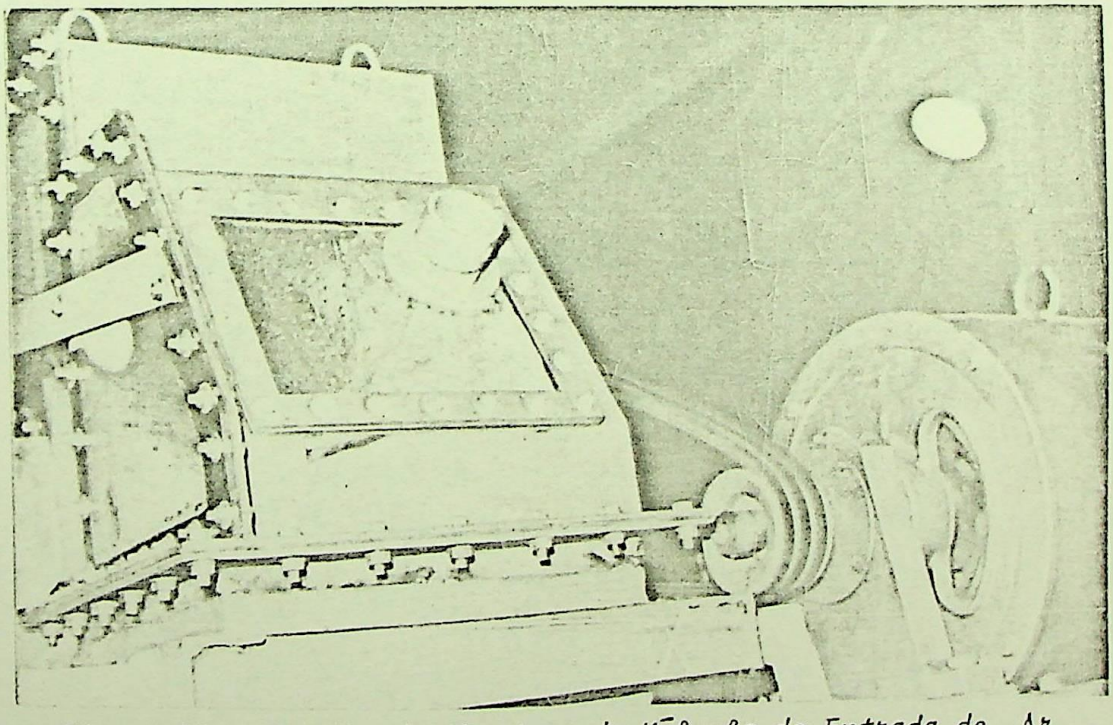


Fig. 6.13 - Detalhe da Abertura da Válvula de Entrada de Ar da Turbina Michell-Banki no LHEP-PCH-EFEI.

CAPÍTULO 7

ENSAIO DO PROTÓTIPO

7 - ENSAIO DO PROTÓTIPO

7.1. Razões do Ensaio

O ensaio realizado é de pesquisa e normalmente é executado pelo usuário para:

- verificar se a turbina atende às expectativas de projeto;
- determinar as perdas que ocorrem na máquina;
- determinar e localizar falhas que possam ocorrer na máquina.

7.2. Objetivos do Ensaio

1. Obter o campo básico de funcionamento.
2. Obter os diagramas de potência efetiva, altura total e rendimentos versus vazão.
3. Determinar a potência de atrito.
4. Separação do rendimento total em mecânico e interno.
5. Determinar a potência necessária para vencer as perdas internas da turbina.
6. Determinar as condições ótimas e nominais de funcionamento.

7.3. Desenvolvimento para Obtenção do Campo Básico

1. Obtenção da Vazão:

A vazão é obtida em função da variação de altura (h_v) no manômetro de mercúrio ligado ao venturi do circuito.

No manômetro lê-se h_{v_1} e h_{v_2}, com o valor da diferença destas duas leituras, com o auxílio da curva de calibração do venturi, figura (7.1), determina-se a vazão Q.

$$h_v = h_{v_1} - h_{v_2} \tag{7.1}$$

$$Q = f.(h_v) \tag{7.2}$$

2. Determinação da Velocidade na Entrada da Turbina

Ponto 1 - diagrama da figura (6.5)

$$c_1 = 4.Q/\Pi.D_{T_i}^2 \quad [m/s],$$

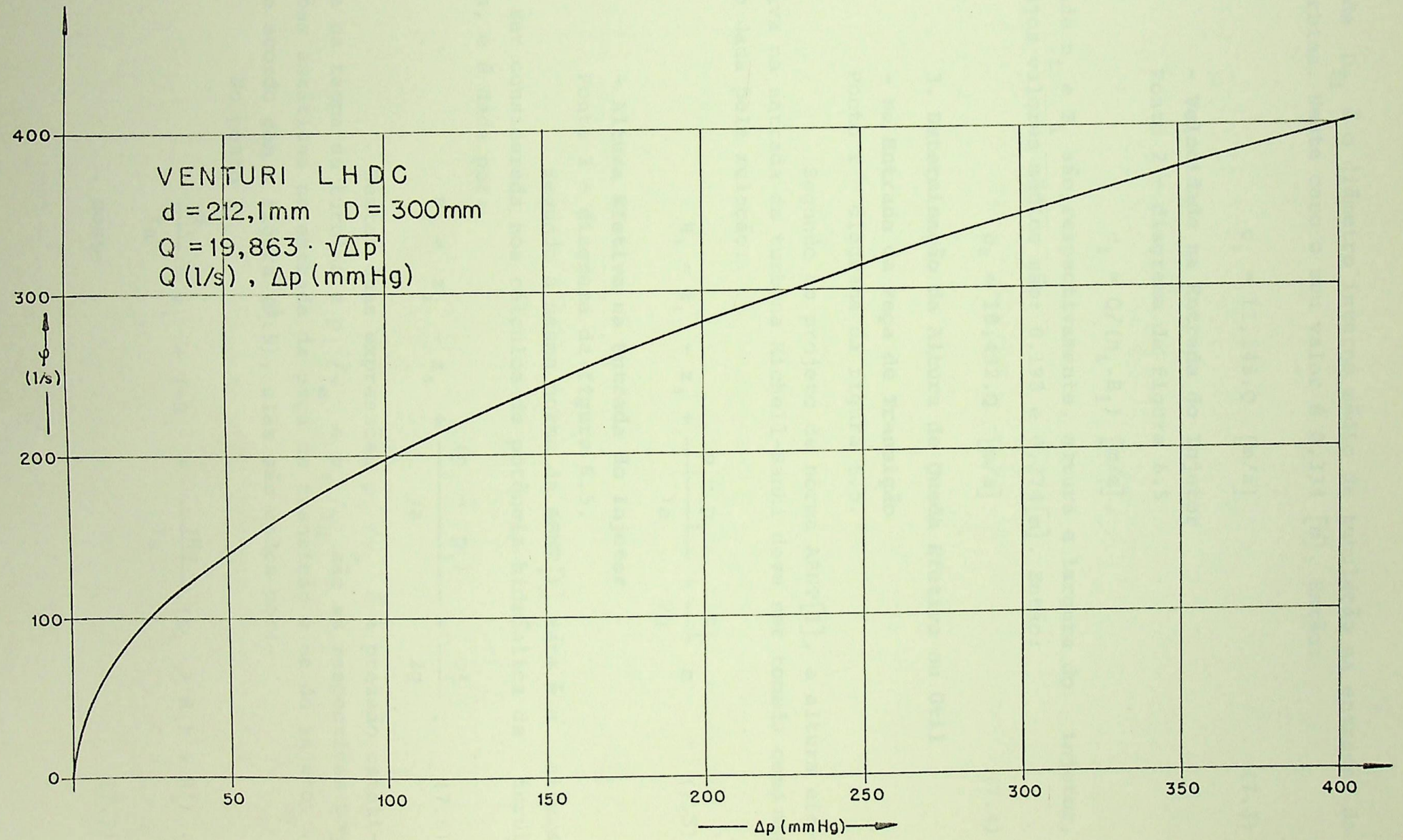


FIG. 7.1 - Curva de Calibração do Venturi do LHEP-PCH-EFEI

onde D_{Ti} é o diâmetro interno médio da tubulação na entrada da turbina. Neste caso o seu valor é 0,334 [m]. Então:

$$c_1 = 11,145.Q \quad [m/s] \tag{7.3}$$

- Velocidade na Entrada do Injetor

Ponto 2 - diagrama da figura 6.5

$$c_2 = Q/(b_i.B_i) \quad [m/s],$$

onde b_i e B_i são, respectivamente, altura e largura do injetor, cujos valores médios são: 0,198 e 0,274[m]. Então:

$$c_2 = 18,432.Q \quad [m/s] \tag{7.4}$$

3. Determinação da Altura de Queda Efetiva ou Útil

- Na Entrada da Peça de Transição

Ponto 1 - diagrama da figura 6.5.

Segundo ao projeto de norma ABNT[1], a altura efetiva na entrada da turbina Michell-Banki deve ser tomada como sendo dada pela relação:

$$H_1 = z_1 - z_5 + \frac{p_1 - p_5}{\gamma_a} + \frac{c_1^2}{2g} \quad m \tag{7.5}$$

- Altura Efetiva na Entrada do Injetor

Ponto 2 - diagrama da figura 6.5.

Segundo a mesma norma da ABNT[1] esta é a altura a ser considerada nos cálculos de potência hidráulica da turbina, e é dada por:

$$H_2 = z_2 - z_5 + \frac{(p_2 - p_5)}{\gamma_a} + \frac{c_2^2}{2g} . \tag{7.6}$$

Nestas duas expressões p_5 / γ_a é a pressão estática na tampa da turbina e p_1 / γ_a e p_2 / γ_a são as respectivas pressões estáticas na entrada da peça de transição e na do injetor. De acordo com a figura (6.5), elas são dados por:

No ponto 1:

$$\frac{p_1}{\gamma_a} = v_1 + (-R_1 + \frac{\gamma Hg}{\gamma_a}.(L_1 - R_1) + R_1') .$$

$$. \cos\Theta \quad , \tag{7.7}$$

No ponto 2:

$$\frac{p_2}{\gamma_a} = v_1 + \left(-R_2 + \frac{\gamma_{Hg}}{\gamma_a}.(L_2 - R_2) + R'_2\right).\cos\Theta \qquad (7.8)$$

Θ - é ângulo de inclinação do manômetro;

γ_a - é o peso específico da água na temperatura do ensaio;

γ_{Hg} - è o peso específico do mercúrio na temperatura do ensaio.

Estes dois valores podem ser determinados com auxílio da tabela 7.1.

Dados de Itajubá: [46]

- altura: 840 [m];
- aceleração da gravidade: 9,785 [m/s^2]:

. massa específica do mercúrio usado no LHPCH - EFEI [47], medida a 24,5°C = 13,539 ± 0,002 [g/cm^3] ;

TEMPERATURA °C	MASSA ESPECÍFICA [g/cm^3]		DENSIDADE RELATIVA γ_{Hg}/γ_a
	MERCÚRIO	ÁGUA	
20	13,580	0,9982323	13,604
21	13,577	0,998021	13,6034
22	13,574	0,997993	13,6013
23	13,538	0,9975674	13,5715
24	13,5360	0,9973256	13,5723
25	13,536	0,9968128	13,5766

Tabela 7.1 - Massa Específica do Mercurio Puro e da Água nas Condições Ambientais [45].

4. Potência Hidráulica

- Potência Hidráulica da Peça de Transição

Ponto 1

$$P_{h_1} = \rho.g.Q.H_1.10^{-3} \quad [kW] \text{ , onde:} \qquad (7.9)$$

ρ - massa específica da água [kg/m^3] na temperatura ambiente;

Q - vazão da água [m^3/s];

H_1 - altura de queda efetiva[m], calculada no item 3.

- Potência Hidráulica na Entrada da Turbina

Ponto 2

$$P_{h_2} = \rho.g.Q.H_2 .10^{-3} \quad [kW] \text{ , onde:} \qquad (7.10)$$

ρ - massa específica de água[kg/m^3], na temperatura ambiente;

Q - vazão da água [m^3/s];

H_2 - altura efetiva [m], calculada no item 3.

5. Cálculo das Potências

- Potência no Eixo do Freio

$$P_F = M.\omega + P_{PF}, \text{ onde:} \qquad (7.11)$$

M - é o momento do conjugado[N.m];

ω - é a velocidade rotacional do freio [rd/s];

P_{PF} - é a potência perdida no freio.

* Cálculo do Momento Torçor M [N.m]

$$M = (F_1 + F_{sup_1}).L_1 + (F_{sup_2} + F_2 + F_N).L_2 .9,81 \text{ [N/m]} \qquad (7.12)$$

F_1 e F_2 - é o somatório das massas padrão colocadas nos pratos dos suportes 1 e 2|kg|;

F_{sup_1} e F_{sup_2} - é o peso próprio dos suporte 1 e 2 [kg];

F_N - é o peso do nível de bolhas colocado sobre o suporte 2 [kg];

L_1 e L_2 - é a distância dos suportes 1 e 2 ao centro de rotação do freio [m].

*Cálculo da Velocidade Rotacional

$$\omega = 2.\Pi.n \quad [rd/s], \text{ onde:} \qquad (7.13)$$

n [rps] é a rotação do freio, determinada com auxíde um tacômetro.

* Cálculo da Potência Perdida no Freio

Esta perda ocorre principalmente por atrito nos mancais por ventilação. O seu valor é obtido em função da rotação do freio e com auxílio da curva, mostrada na figura (7.2).

Da instalação tem-se:

$L_{sup_1} = 0,705$ [m] $\quad L_{sup_2} = 0,320$ [m]

$F_{sup_1} = 0,215$ [m] $\quad L_{sup_2} = 0,815$[kg] + 0,050[kg] do nível da bolha.

Então:

$$P_F = (F_1 + F_{sup_1}).L_1 + (F_{sup_2} + F_2).L_{sup_2} .2.\Pi.n_{freio} + + F_{PF} \quad (7.14)$$

Substituindo os valores, tem-se:

$$P_F = (0,724.F_1 + 0,328.F_2 + 0,440).n_{freio}.10^{-3} + P_{PF}[kW] \quad (7.15)$$

onde:

n_{freio} [rpm]; F_1 e F_2 [kg]

- Potência no Eixo da Turbina

$$P_t = P_F / \eta_p \ [kW], \text{ onde:} \quad (7.16)$$

P_F é a potência do freio determinada no item anterior e

η_p é o rendimento da transmissão.

Devido a dificuldade de se determinar o rendimento instantâneo desta transmissão optou-se por adotar um valor médio, já consagrado pela literatura, ref [54]. O valor assumido foi de 0,96.

6. Rendimento Total da Turbina

$$\eta_T = P_e / Ph_1 \quad (7.17)$$

7. Pressão Estática na Saída do Injetor

Ponto 3

Foram tomados 4 pontos, a, b, c e d, sendo que os três primeiros foram ligados em manômetros em U de mercúrio e o

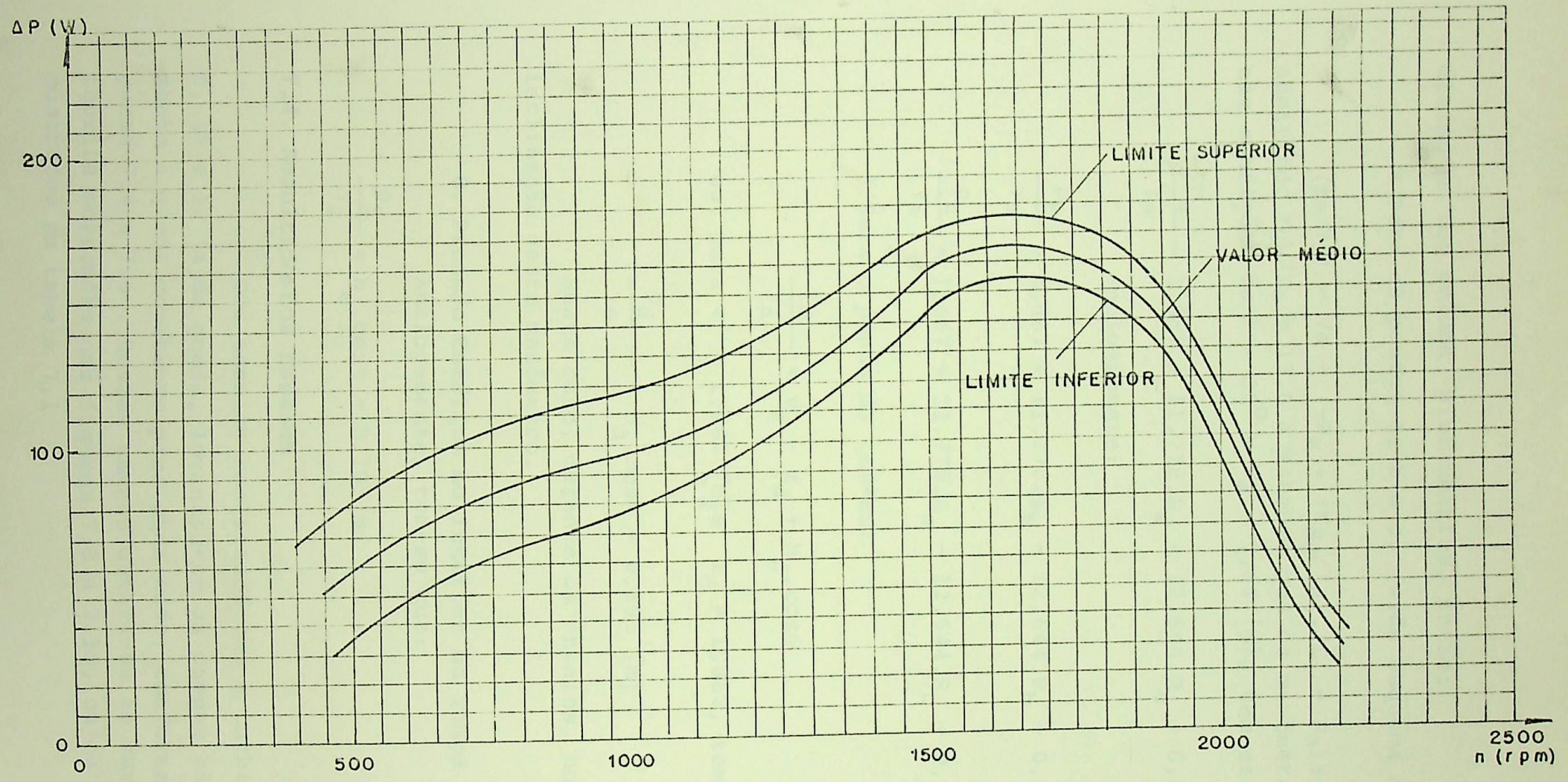


FIG. 7.2

POTÊNCIA PERDIDA NO FREIO OERLINKON Nº 850371 L01-1, TIPO 55-C4 NOS MANCAIS, VENTILAÇÃO E OUTRAS. ESTA POTÊNCIA DEVE SER SOMADA À POTÊNCIA P=1,0267 r.n.F. (W) PARA OBTER A POTÊNCIA NO EIXO DO MOTOR ACIONADOR

último em uma coluna piezométrica. Então:

* Para os pontos a, b e c: (vide esquema da figura 6.5)

$(pa/\gamma_a) = Va + (-R_a + (\gamma_{Hg}/\gamma_a).(L_2 - R_a) + R_a).\cos\Theta$ (7.18)

admitindo $\gamma_{Hg}/\gamma_a = 13,6$ e sabendo que os manômetros foram usados nas condições de $\Theta = 30^o$ e $V_a = 1,66$ [m], tem-se:

$$\frac{p_a}{\gamma_a} = 1,667 + 11,778.L_a - 12,644.R_a + 0,866.R'_a \quad [m],$$

analogamente:

$$\frac{p_b}{\gamma_a} = 1,667 + 11,778.L_b - 12,644.R_b + 0,866.R'_b \quad [m],$$

$$\frac{p_c}{\gamma_a} = 1,667 + 11,778.L_c - 12,644.R_c + 0,866.R'_c \quad [m] \quad (7.19)$$

* Para o ponto d, tem-se:

$$\frac{p_d}{\gamma_a} = v_2 - z_d + h_d.\cos\Theta \quad (7.20)$$

ou, para $v_2 = 1,667$ [m] e $z_d = 1,862$, tem-se:

$$\frac{p_d}{\gamma_a} = h_d.\cos\Theta - 0,195 \quad [m] \quad (7.21)$$

Neste caso, durante os ensaios, houve mudança na inclinação deste manômetro.

8. Pressão Estática no Interior da Tampa

Analogamente, tem-se que:

$$\frac{p_5}{\gamma_a} = h_e.\cos\Theta - 0,195 [m] \quad (7.22)$$

7.4. Resultados dos Ensaios

Dos ensaios realizados com a turbina funcionando a 8, 10 e 12 [m] de queda, levantou-se os campos básicos de funcionamento a queda constante para cada caso, conforme mostrado pelas figuras 7.4 a 7.6 . Destes campos obteve-se as curvas de recepção teórica mostradas nas figuras 7.8 a 7.10, cujos resultados estão mostrados na tabela 7.1

		CONDIÇÕES ÓTIMAS				COND. MÁXIMA POTÊNCIA				COND.DISPARO		ROT. ESP. COND.NOMINAL - [SI]
H	$n_{ót}$	$Q_{ót}$	$\eta_{ót}$	$\eta_{m_{ót}}$	$\eta_{i_{ót}}$	$Q_{máx}$	η_t	η_m	η_i	n_e	n_e/n_n	n_{qA}
m	rpm	m^3/s	-	-	-	m^3/s	-	-	-	rpm	-	-
8	560	0,095	0,580	0,920	0,630	0,107	0,500	0,912	0,548	1.100	1,96	109
10	625	0,102	0,610	0,938	0,650	0,126	0,500	0,939	0,532	1.255	2,00	109
12	700	0,143	0,555	0,987	0,580	0,150	0,450	0,950	0,473	1.380	1,97	123,6

Tabela 7.2 - Condições de Funcionamento Obtidas das Curvas de Recepção.

Os mesmos campos básicos podem ser construíos através de grandezas admensionais, conforme mostram as figuras 7.11 a 7.13, cujas respectivas curvas de recepção, mostradas nas figuras 7.14 a 7.17, de maneira a compará-las com as de outros pesquisadores, estão mostradas na figura 7.3 abaixo.

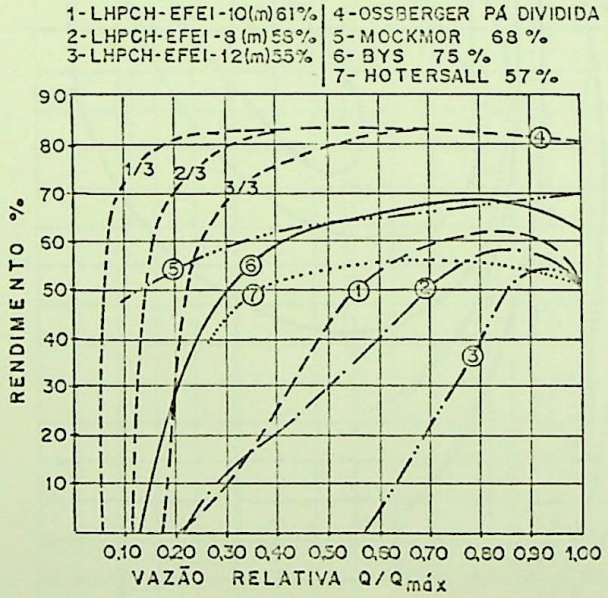


Fig. 7.3 - Curvas de Rendimentos da Turbina Michell-Banki em Ensaios no LHEP-PCH e fornecidas por outros pesquisadores [17].

7.5. Curvas de Recepção Teórica, para Rotação Constante

São as curvas obtidas do campo básico de funciona - mento, ou diagram de colinas, que por sua vez é levantado através da variação da rotação e vazão na turbina.

As curvas de recepção teóricas são levantados para a rotação ótima, isto é: a rotação na qual a turbina apresenta o

FIG. 7-4-

— TURBINA MICHEL - BANKI —
CAMPO BÁSICO DE FUNCIONAMENTO PARA ALTURA
H = Cte = 10 (m) - Qst = 0,101 (m^3/s), not = 625 rpm
PESQUISADOR: TIAGO — DATA: 13/04/87

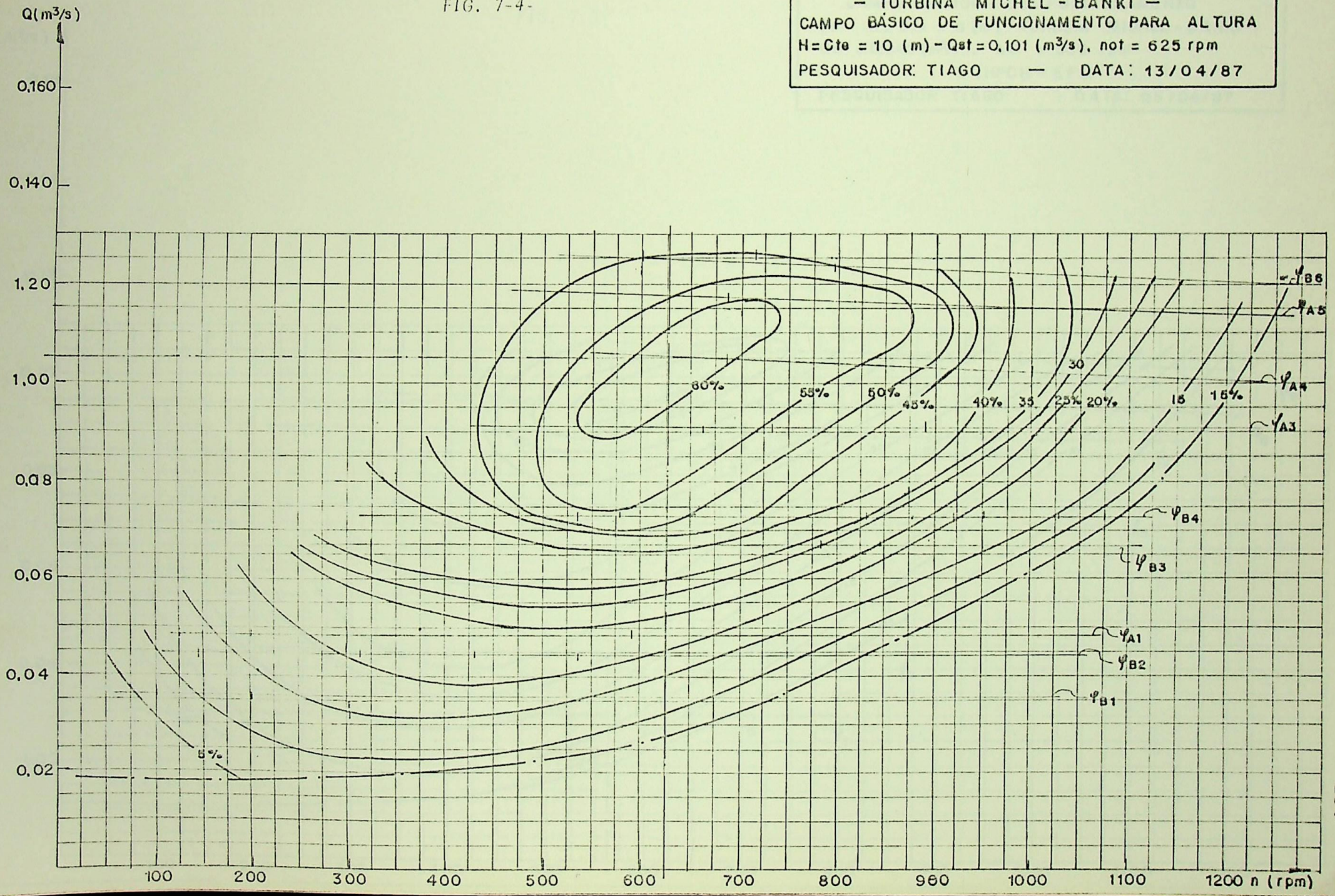


FIG. 7.5

CAMPO BÁSICO DE FUNCIONAMENTO
Pá H = Cte = 8 (m) TURBINA MICHEL - BANKI
Qst = 0,045 (m^3/s), nst = 560 rpm
ELHPCH - EFEI
PESQUISADOR: TIAGO DATA: 06/04/87

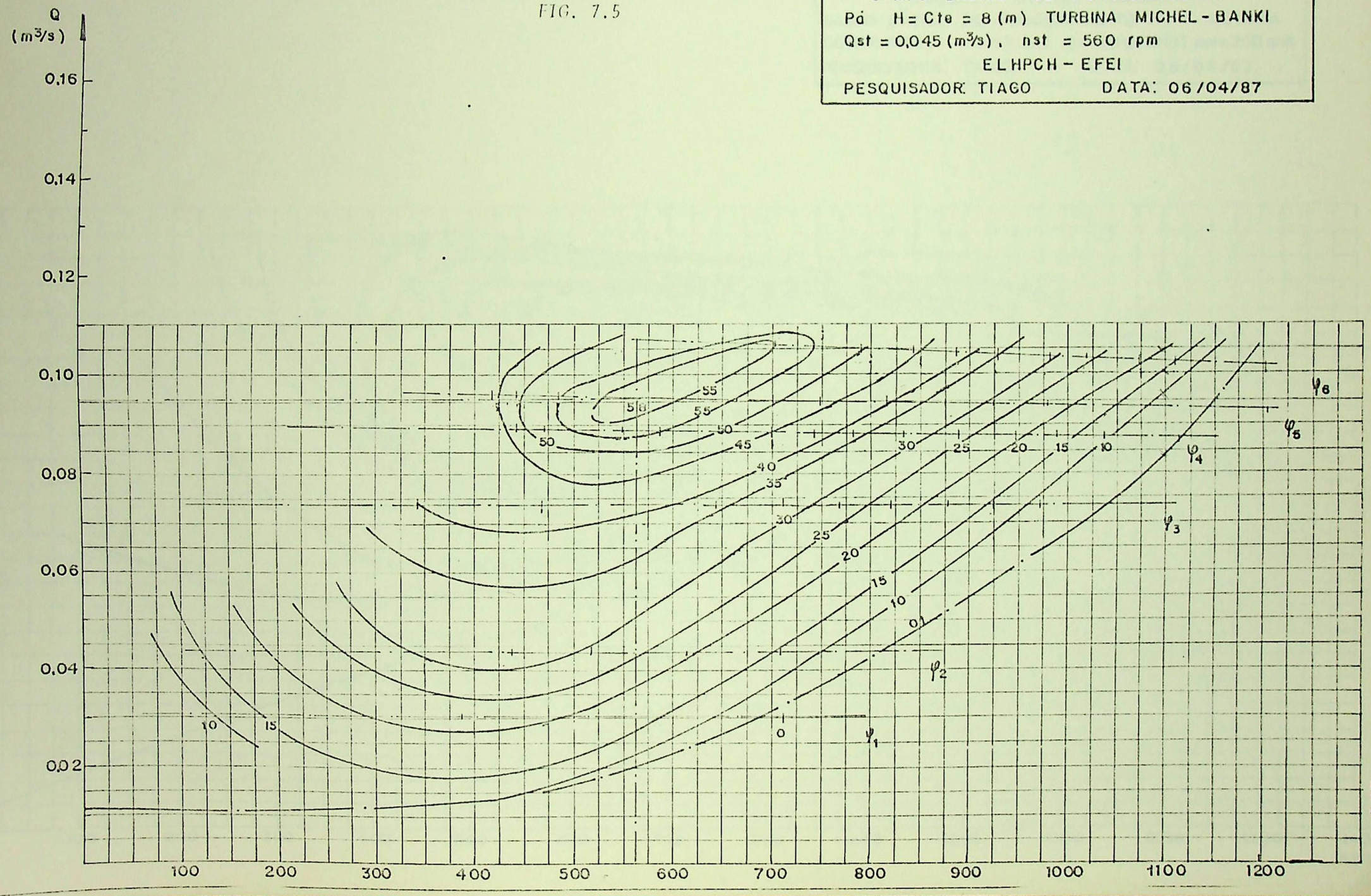
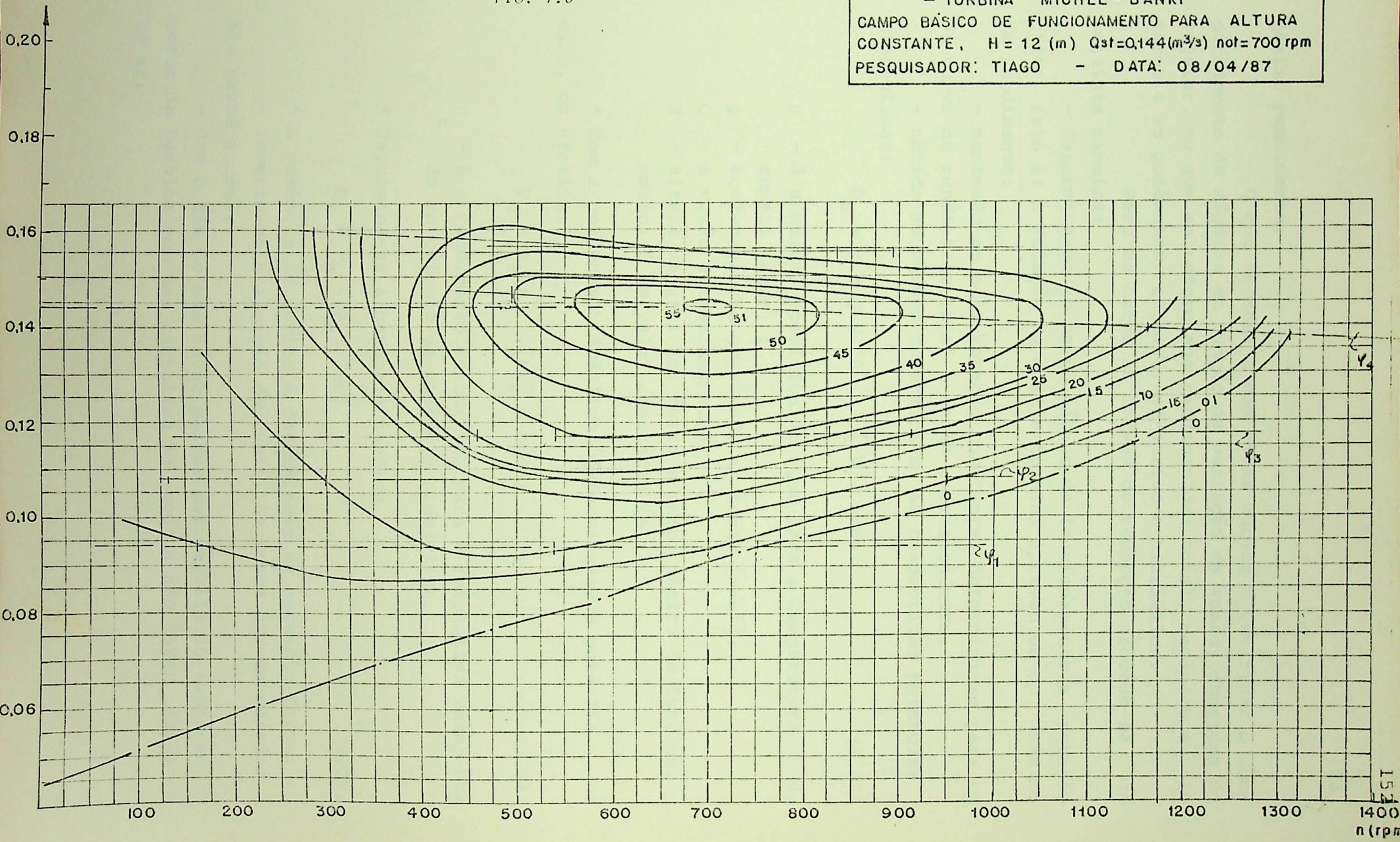


FIG. 7.6

— TURBINA MICHEL - BANKI
CAMPO BÁSICO DE FUNCIONAMENTO PARA ALTURA CONSTANTE, H = 12 (m) Qst=0,144(m³/s) not=700 rpm
PESQUISADOR: TIAGO - DATA: 08/04/87



máximo rendimento.

O que se deseja com estas curvas é verificar o comportamento da máquina em função da variação da vazão, abertura do injetor, no que se refere aos rendimentos: total, mecânico e interno e as potências: efetiva, de atrito e hidráulica.

Para se obter as curvas de recepção procede-se da seguinte maneira:

- determina-se no campo básico de funcionamento a rotação ótima, isto é: a rotação na qual a turbina apresentou o máximo de rendimento;
- mantendo-se esta rotação constante, determina-se para cada da curva de rendimento total a vazão correspondente;
- obtida as vazões determina-se as respectivas potências hidráulicas:

$$P_h = \rho.g.Q.H.10^{-3} \quad [kW], \text{ onde:} \qquad (7.23)$$

ρ - é a massa específica da água para a temperatura de ensaio $[kg/m^3]$;

g - aceleração de gravidade no local $[m/s^2]$;

Q - a vazão determinada acima;

H - altura na qual foi feito o campo básico de funcionamento, é um valor constante $[m]$.

* Com a potência hidráulica, determina-se a potência no eixo, ou efetiva.

$$P_e = P_h.\eta_t \quad [kW] \text{ , onde:} \qquad (7.24)$$

η_t - é o rendimento da turbina para a respectiva vazão usada no cálculo da potência hidráulica.

* Determina-se a potência perdida

$$P_p = P_h - P_e \quad [kW] \qquad (7.25)$$

* A potência de atrito é determinada da seguinte forma:

- inverte-se a ligação do freio, de forma que de gerador ele passe a motor;
- com o fim de não haver perdas por ventilação tampa-se o rotor da turbina com uma cartolina de modo a não haver passagem de ar;

- ligando o freio, agora funcionando como motor, com a turbina sem água, varia-se a rotação do freio e mede-se o torque, da mesma maneira quando no ensaio do campo básico de funcionamento;

- com os diversos valores de rotação e potência do freio , levanta-se a curva mostrada a seguir, que mostra a variação da potência perdida por atrito e relação à rotação da turbina;

- levando a rotação ótima, relativa à curva de recepção que está sendo analisada, obtem-se a potência de atrito para aquele ensaio.

A seguir, tem-se o quadro da curva para determinação da potência de atrito na turbina Michell-Banki.

ROTAÇÃO		FORÇA DO FREIO	POTÊNCIA		
TURBINA	FREIO		PERDIDA (CURVA)	NO FREIO	DE ATRITO NA TURBINA - $P_{at} = P_F/0,96$
n_T	n_F	F	P_p	P_F	P_{at}
rpm	rpm	kg	kW	kW	kW
100	250	0,100	0	0,0181	0,0173
204	503	0,200	65	0,1348	0,1323
308	779	0,200	86	0,1908	0,1831
410	1026	0,220	95	0,258	0,2481
505	1298	0,220	115	0,3217	0,3088
610	1583	0,220	162	0,414	0,3976
705	1637	0,240	160	0,4444	0,4267
800	1900	0,240	140	0,470	0,451
900	2305	0,240	0	0,400	0,3844
1005	2536	0,240	0	0,440	0,423

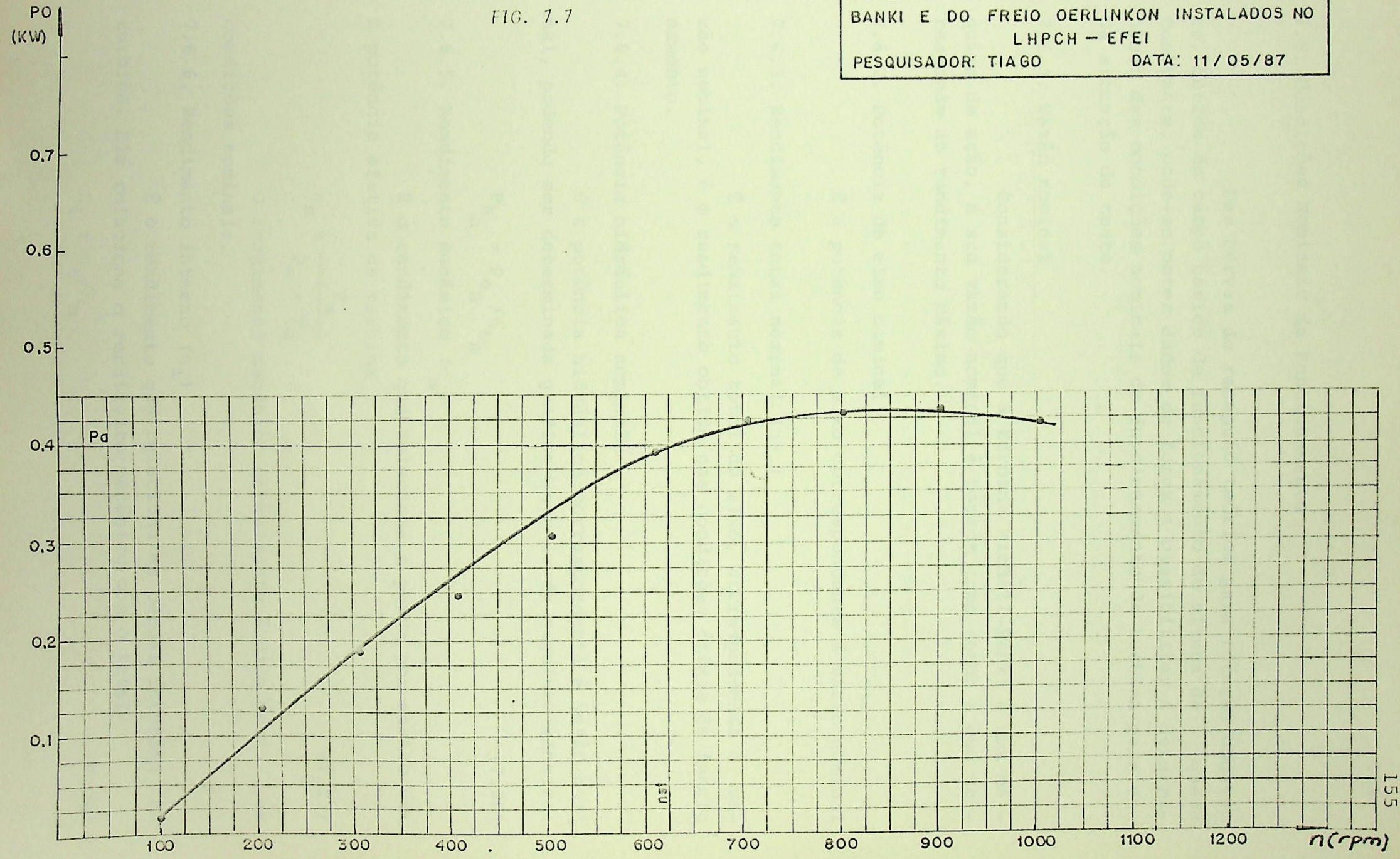
Tabela 7.3 - Potência de atrito da turbina Michell-Banki

Dados medidos e calculados.

FIG. 7.7

POTENCIA DE ATRITO DA TURBINA MICHELL-BANKI E DO FREIO OERLINKON INSTALADOS NO LHPCH – EFEI

PESQUISADOR: TIAGO DATA: 11/05/87



7.6. Condições Nominais de Funcionamento

Das curvas de recepção teórica para rotação constante, obtida do campo básico de funcionamento de altura de queda constante, pode-se obter dados de forma a possibilitar a determinação das condições nominais de funcionamento da turbina para cada situação de teste.

7.6.1. Vazão nominal

Considerando que a turbina Michell-Banki é uma máquina de ação, a sua vazão nominal é tomada como sendo a que corresponde ao rendimento máximo.

7.6.2. Potência de eixo nominal

É a potência de eixo correspondente à vazão nominal

7.6.3. Rendimento total nominal (ηt_n)

É o rendimento total de eixo, correspondente à vazão nominal, é o rendimento obtido nas condições ótimas de funcionamento.

7.6.4. Potência hidráulica nominal

É a potência hidráulica correspondente à vazão nominal, podendo ser determinada graficamente ou da seguinte maneira:

$$P_{h_n} = P_{e_n} / \eta_{t_n} \qquad (7.26)$$

7.6.5. Rendimento mecânico (η_m)

É o rendimento que relaciona a perda por atrito com a potência efetiva da turbina

$$\eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_a} \qquad (7.27)$$

O rendimento mecânico normalmente é dado para as condições nominais.

7.6.6. Rendimento interno (η_i)

É o rendimento que relaciona as perdas internas da turbina. Ela relaciona o rendimento mecânico com o total.

$$\eta_i = \eta_t / \eta_m \qquad (7.28)$$

7.6.7. Rotação nominal (n)

É igual a rotação ótima, uma vez que as curvas de recepção teóricas são levantadas para tal rotação.

7.6.8. Rotação de disparo ou embalamento (n_e)

É a rotação que a máquina assume quando ensaiada sem carga com o distribuidor, ou injetor todo aberto. Esta rotação é medida em ensaio.

7.6.9. Relação de disparo ou embalamento (n_e/n)

É a relação entre a rotação de disparo e a rotação nominal da máquina, ensaiada sob as mesmas condições de queda.

7.6.10. Rotação específica para as condições nominais

É calculada para a rotação nominal e é dada por:

$$n_{qA} = 3.n. \frac{Q^{0,5}}{H^{0,75}} \qquad (7.29)$$

7,7. Curvas de Recepção Teórica - Tabelas, Gráficos e Resultados

7.7.1. Curva de recepção teórica para o campo básico de funcionamento com 10[m]de queda e rotação ótima 625 [rpm].

		o	⊙	□	Δ	*
Q	η_t	P_H	P_e	P_p	η_m	η_i
m^3/s	%	kW	kW	kW	%	%
0,027	0	2,63	0	2,63		
0,031	10	3,02	0,302	2,72	43,0	23,2
0,040	15	3,903	0,586	3,317	59,4	25,2
0,044	20	4,293	0,858	3,435	68,2	29,3
0,054	25	5,270	1,317	3,952	76,7	32,6
0,058	30	5,660	1,698	3,962	80,9	37,1
0,061	35	5,952	2,083	3,869	83,9	41,7
0,067	40	6,538	2,615	3,923	86,7	46,1
0,070	45	6,831	3,074	3,757	88,5	50,8
0,071	50	6,928	3,464	3,464	89,6	55,8
0,077	55	7,514	4,132	3,382	91,2	60,3
0,094	60	9,173	5,503	3,670	93,2	64,5
0,112	65	10,930	6,557	4,373	94,2	63,7
0,117	55	11,418	6,280	5,138	94,0	58,5
0,126	50	12,296	6,148	6,148	93,9	53,2

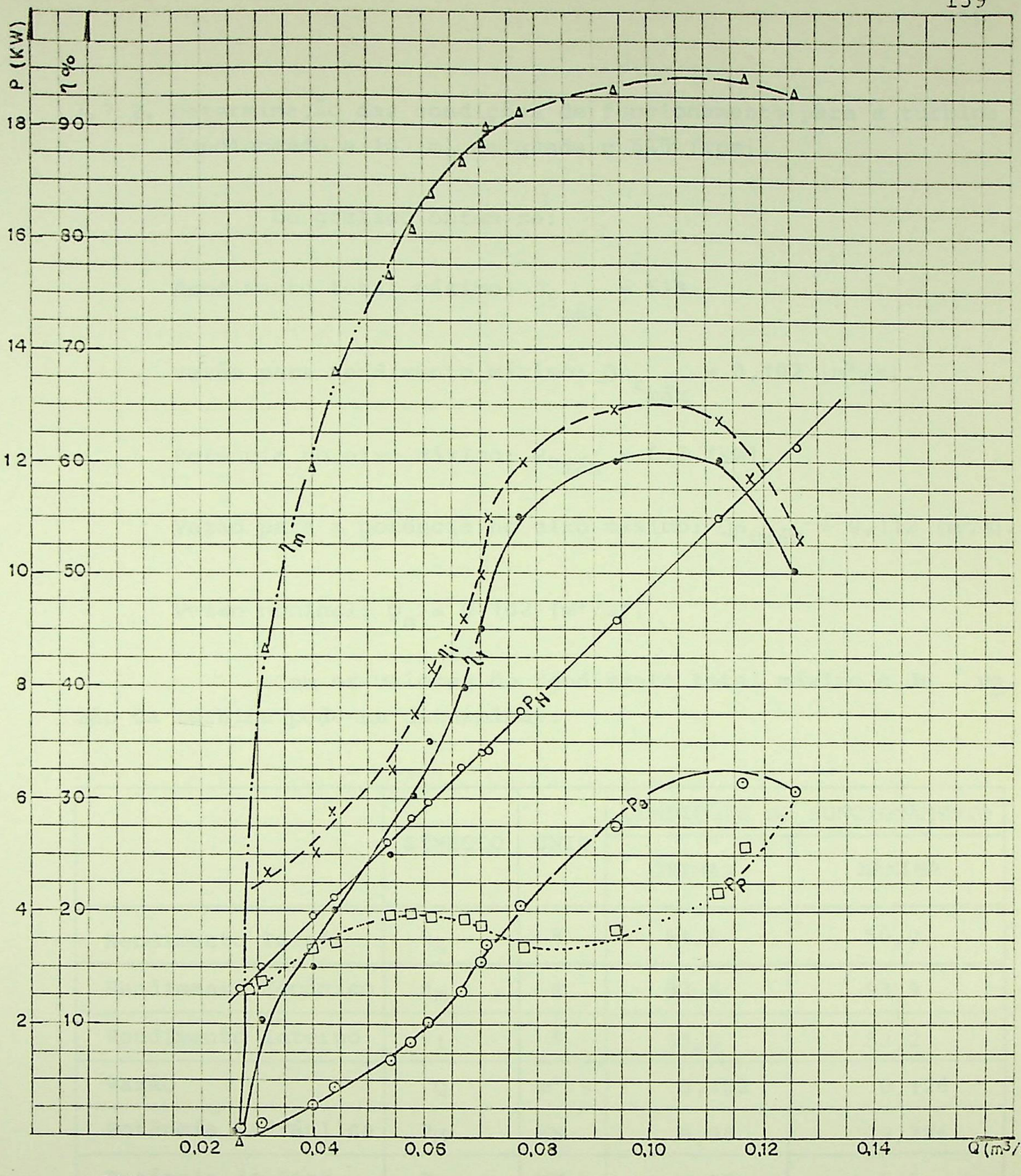
Tabela 7.4: Valores lidos e calculados da curva de recepção teórica para altura de queda H = 10 [m] e n = 625 [rpm].

condições dadas pelo ensaio:

γ_a = 0,9973256 [g/cm³]; g = 9,785[m/s²]; H = 10[m]; n = 625 [rpm]

Potência de atrito para esta rotação:

P_a = 0,4 [kW]



LEGENDA

ηm - Rendimento mecânico

ηi - Rendimento interno

ηt - Rendimento total

PH - Potência hidráulica

Pa - Potência de eixo ou efetiva

Pp - Potência perdida

FIG. 7.8

— TURBINA MICHELL-BANKI —
CURVA DE RECEPÇÃO TEÓRICA PARA ROTAÇÃO CONSTANTE, 625 rpm, Com H = 10 (m)
PESQUISADOR: TIAGO - DATA: ___/___/___

7.7.2. Determinação das condições de funcionamento para a turbina funcionando a 10 [m] de queda e 625 [rpm].

Do gráfico obtem-se:

Rendimento total máximo: $\eta_{t_{máx}} = 61\%$.

Vazão para rendimento máximo: $Q\eta_{t_{máx}} = 0,102\ [m^3/s]$.

Potência no eixo máximo: $P_{e_{máx}} = 6,5\ [kW]$.

Vazão para a potência no eixo máximo: $Q_{P_{e_{máx}}} = 0,112\ [m^3/s]$.

Vazão nominal: $Q_n = 0,102\ [m^3/s]$.

Com os valores de rendimento total máximo e de vazão da turbina pode-se determinar:

	SÍMBOLO	UNID	CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	
			ÓTIMAS	MÁXIMA
Rendimento Total	η_t	%	61,0	50,0
Rendimento Mecânico	η_m	%	93,8	93,9
Rendimento Interno	η_i	%	65,0	53,2
Vazão	Q	m^3/s	0,102	0,126
Potência Hidráulica	P_H	kW	9,95	12,296
Potência de Eixo	P_e	kW	6,07	6,5
Potência Perdida	P_p	kW	3,88	6,15
Potência de Atrito	P_a	kW	para 625 [rpm]	0,40

Tabela 7.5 - Condições de Funcionamento da Turbina Michell-Banki Funcionando a 10 [m] de Queda.

Rotação nominal: n = 625 [rpm].

Rotação de disparo: n_e = 1255 [rpm] medida no ensaio tem-

-se:

Rotação de disparo: $n_e/n = 1255/625 = 2,0$.

Rotação específica para as condições nominais

$n_{qA} = 3.n.Q^{0,5}.H^{-0,75} = 3.625.0,102^{0,5} . 10^{-0,75} = 106$

7.7.3. Curvas de recepção teóricas para o campo básico de funcionamento com 8 [m] de queda e rotação ótima 560 [rpm].

Q	η_t	P_H	P_e	P_p	η_m	η_i
m^3/s	%	kW	kW	kW	%	%
0,020	0	1,562	0	1,562	0	0
0,022	10	1,718	0,178	1,540	32,5	30,8
0,028	15	2,187	0,328	1,859	47,0	31,4
0,036	20	2,812	0,562	2,250	60,3	33,6
0,042	25	3,281	0,820	2,461	69,0	36,2
0,051	30	3,984	1,195	2,789	76,4	39,3
0,063	35	4,922	1,723	3,199	82,3	42,5
0,072	40	5,625	2,250	3,375	85,9	46,6
0,079	45	6,171	2,777	3,394	98,2	51,0
0,085	50	6,640	3,320	3,320	90,0	55,6
0,088	55	6,875	3,781	3,093	91,0	60,4
0,095	58	7,421	4,304	3,117	92,0	63,0
0,102	55	7,969	4,382	3,587	92,2	59,7
0,107	50	8,360	4,180	4,180	91,2	54,8

Tabela 7.6: Valores lidos e calculados da curva de recepção teórica para altura de queda, H = 8 [m] e rotação, n = 560 [rpm], constantes.

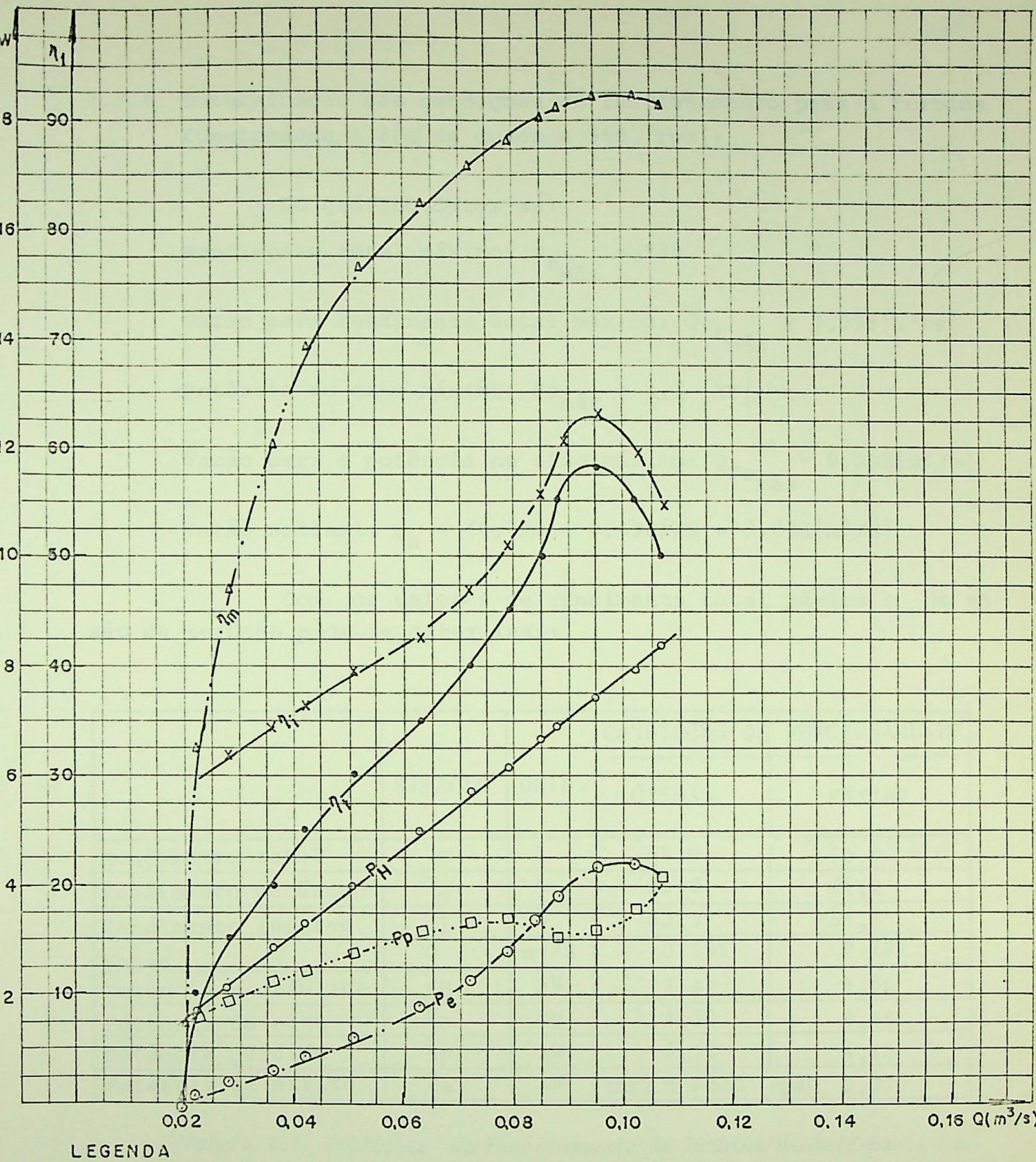
Condições fornecidas pelo ensaio:

$\gamma_a = 0,998021$ [g/cm³] ; g = 9,785 [m/s²]

H = 8 [m] ; n = 560 [rpm].

Potência de atrito para esta rotação

para n = 560 [rpm] $P_a = 0,37$ [kW]



LEGENDA

ηm - Rendimento mecânico

ηi - Rendimento interno

ηt - Rendimento total

PH - Potência hidráulica

Pe - Potência de eixo ou efetiva

Pp - Potência perdida

FIG. 7.9

— TURBINA MICHELL-BANKI —
CURVA DE RECEPÇÃO TEÓRICA PARA ROTACÃO CONSTANTE, 560 rpm, e H = 8 (m)
PESQUISADOR: TIAGO — DATA ___/___/___

7.7.4. Determinação das condições de funcionamento para a turbina funcionando a 8[m] de queda e 560 [rpm]:

Do gráfico obtem-se:

Rendimento total máximo: $\eta_{t_{máx}} = 58\%$

Vazão para rendimento total máximo: $Q\eta_{t_{máx}} = 0,095 [m^3/s]$

Potência no eixo máximo: $Pe_{máx} = 4,4$ [kW]

Vazão para a potência no eixo máximo: $Q_{Pe_{máx}} = 0,098 [m^3/s]$

Vazão nominal: $Q_n = (0,095 + 0,098)/2 = 0,096 [m^3/s]$

Com os valores de rendimento total máximo e de vazão da turbina pode-se determinar:

	SÍMBOLO	UNID.	CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	
			ÓTIMAS	MÁXIMA
Rendimento total	η_t	%	58,0	50,0
Rendimento mecânico	η_m	%	92,0	91,2
Rendimento interno	η_i	%	63,0	54,8
Vazão	Q	m^3/s	0,095	0,107
Potência hidráulica	P_H	kW	7,42	8,36
Potência de eixo	P_e	kW	4,30	4,18
Potência perdida	P_p	kW	3,12	4,18
Potência de atrito	P_a	kW	para n = 560 [rpm]	0,37

Tabela 7.7- Condições de Funcionamento da Turbina Michell-Banki Funcionando a 8[m] de Queda .

Sabendo-se que:

Rotação nominal: n = 560 [rpm]

Rotação de disparo: $n_e = 1100$ [rpm] , medida em ensaio, tem-se:

Rotação de disparo: $n_e/n = 1100/560 = 1,96$

Rotação específica para as condições nominais:

$$n_{qA} = 3.n.Q^{0,5} .H^{-0,75}$$

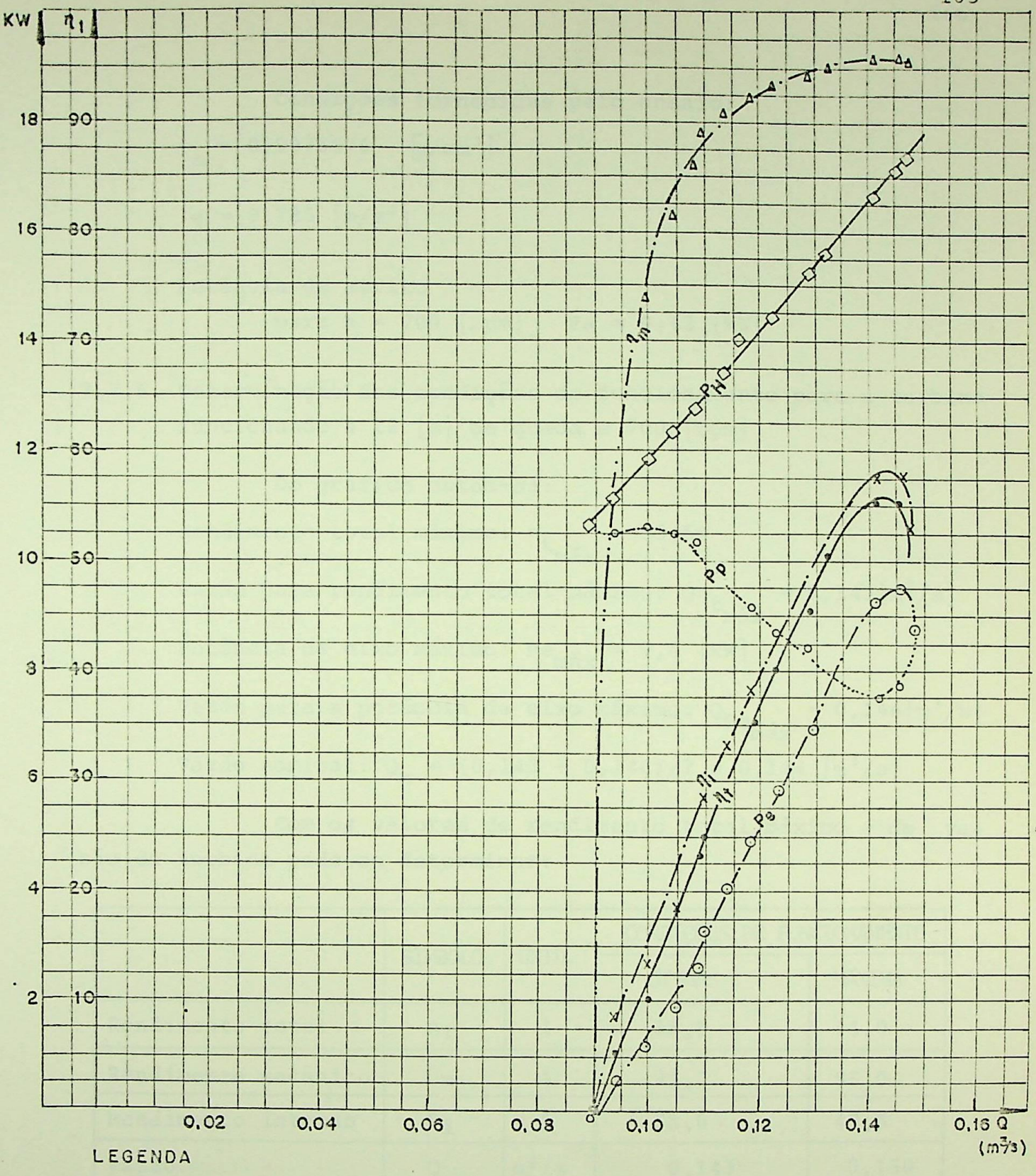
$$n_{qA} = 3.560.0,095^{0,5} .8^{-0,75} = 109$$

7.7.5. Curvas de recepção teóricas para o campo básico de funcionamento com 12[m] de queda e rotação ótima 700 [rpm].

. o ⊙ □ Δ *

Q	η_t	P_H	P_e	P_p	η_m	η_i
m^3/s	%	kW	kW	kW	%	%
0,090	0	10,54	0	10,54		
0,044	5	11,01	0,550	10,46	56,7	8,8
0,100	10	11,71	1,171	10,54	73,6	13,6
0,105	15	12,30	1,845	10,46	81,4	18,4
0,104	20	12,77	2,553	10,217	85,9	23,3
0,110	25	12,88	3,221	9,659	88,5	28,2
0,114	30	13,353	4,006	9,347	90,5	33,2
0,119	35	13,94	4,879	9,061	92,1	38,0
0,123	40	14,407	5,763	8,644	93,2	42,9
0,130	45	15,277	6,852	8,425	94,2	47,8
0,133	50	15,579	7,789	7,789	94,9	52,7
0,142	55	16,633	9,148	7,485	95,6	57,5
0,146	55	17,101	9,405	7,696	95,7	57,5
0,148	50	17,335	8,668	8,667	95,4	52,4
0,150	45	17,570	7,907	9,663	95,0	47,3

Tabela 7.8: Valores lidos e calculados da curva de recepção teórica para altura de queda, H = 12 [m] e rotação, n = 700 [rpm], constantes.



LEGENDA

ηm - Rendimento mecânico

ηi - Rendimento interno

ηt - Rendimento total

PH - Potência hidráulica

Pe - Potência de eixo ou efetiva

Pp - Potência perdida

FIG. 7.10

— TURBINA MICHELL - BANKI —
CURVA DE RECEPÇÃO TEÓRICA PARA ROTAÇÃO CONSTANTE, 700 rpm, e QUEDA H = 12 (m)
PESQUISADOR: TIAGO — DATA: ___/___/___

Condições fornecidas pelo ensaio:

$\gamma_a = 0,9975674 \quad [g/cm^3]$

$g = 9,785 \ [m/s^2]$

Potência de atrito

para n = 700 [rpm] Pa = 0,42 [kW]

7.7.6. Determinação das condições de funcionamento para a turbina funcionando a 12 [m] de queda e 700 [rpm]

Do gráfico obtem-se:

Rendimento total máximo: $\eta_{t_{máx}} = 55,5\%$

Vazão para rendimento total máximo: $Q\eta_{t_{máx}} = 0,143 [m^3/s]$

Potência de eixo máximo: $Pe_{máx} = 9,4 \ [kW]$

Vazão para a potência de eixo máximo: $Q_{Pe_{máx}} = 0,146 [m^3/s]$

Vazão nominal: $Q_n = (0,143 + 0,146)/2 = 0,144 \ [m^3/s]$

Com os valores de rendimento total máximo e de vazão da turbina pode-se determinar:

	SÍMBOLO	UNID.	CONDIÇÕES DE FUNCIONAMENTO	
			ÓTIMAS	MÁXIMA
Rendimento total	η_t	%	55,5	45,0
Rendimento mecânico	η_m	%	95,7	95,0
Rendimento interno	η_i	%	58,0	47,3
Vazão	Q	m^3/s	0,143	0,150
Potência hidráulica	P_H	kW	16,80	17,57
Potência de eixo	P_e	kW	9,32	7,907
Potência perdida	P_p	kW	7,48	9,663
Potência de atrito	P_a	kW	para n = 700 rpm	0,42

Tabela 7.9 - Condições de Funcionamento da Turbina Michell-Banki Funcionando a 12[m] de Queda .

Sabendo-se que:

Rotação nominal: n = 700 [rpm]

Rotação de disparo: n_e = 1380 [rpm], medida de ensaio, tem-se:

Rotação de disparo: $n_e/n = 1380/700 = 1,97$

Rotação específica para as condições nominais:

$$n_{qA} = 3.n.Q^{0,5} .H^{-0,75}$$

$$n_{qA} = 3.700.0,143^{0,5} .12^{-0,75} = 123,2$$

7.8. Campo Básico e Curvas de Recepção, Usando Grandezas Unitárias

Objetivando identificar o ponto característico de funcionamento da turbina ensaiada, constroe-se curvas adimensionais. Isto é feito utilizando-se das equações (2.105 a 2.106), anteriormente definidas, que são:

Rotação unitária: $$n_{11} = \frac{\Pi.D.n}{60.\sqrt{2.g.H}}$$

Vazão unitária: $$Q_{11} = \frac{4.Q}{\Pi .D^2.\sqrt{2.g.H}}$$, onde:

D(m); n(rpm); Q (m^3/s) ; g (m/s^2) e H (m).

Utilizando-se dos mesmos dados obtidos nos ensaios anteriormente descritos, pode-se construir os respectivos campos básicos, usando grandezas unitárias, mostrados nas figuras (7.11 a 7.13), cujas curvas de recepção estão plotadas nas figuras (7.14 a 7.17). Os resultados daí obtidos, em grandezas unitárias estão mostradas na tabela (7.10), sendo que o procedimento feito para obtê-las é o mesmo descrito nos ítens anteriores.

H	n_{11}	Q_{11}	ηot	$Q_{11}/Q_{11máx}$
8	0,515	0,200	0,58	0,86
10		0,192	0,61	0,78
12		0,250	0,55	0,92

Tabela 7.10 - Resultados Obtidos nos Ensaios Expressos em Grandezas Unitárias.

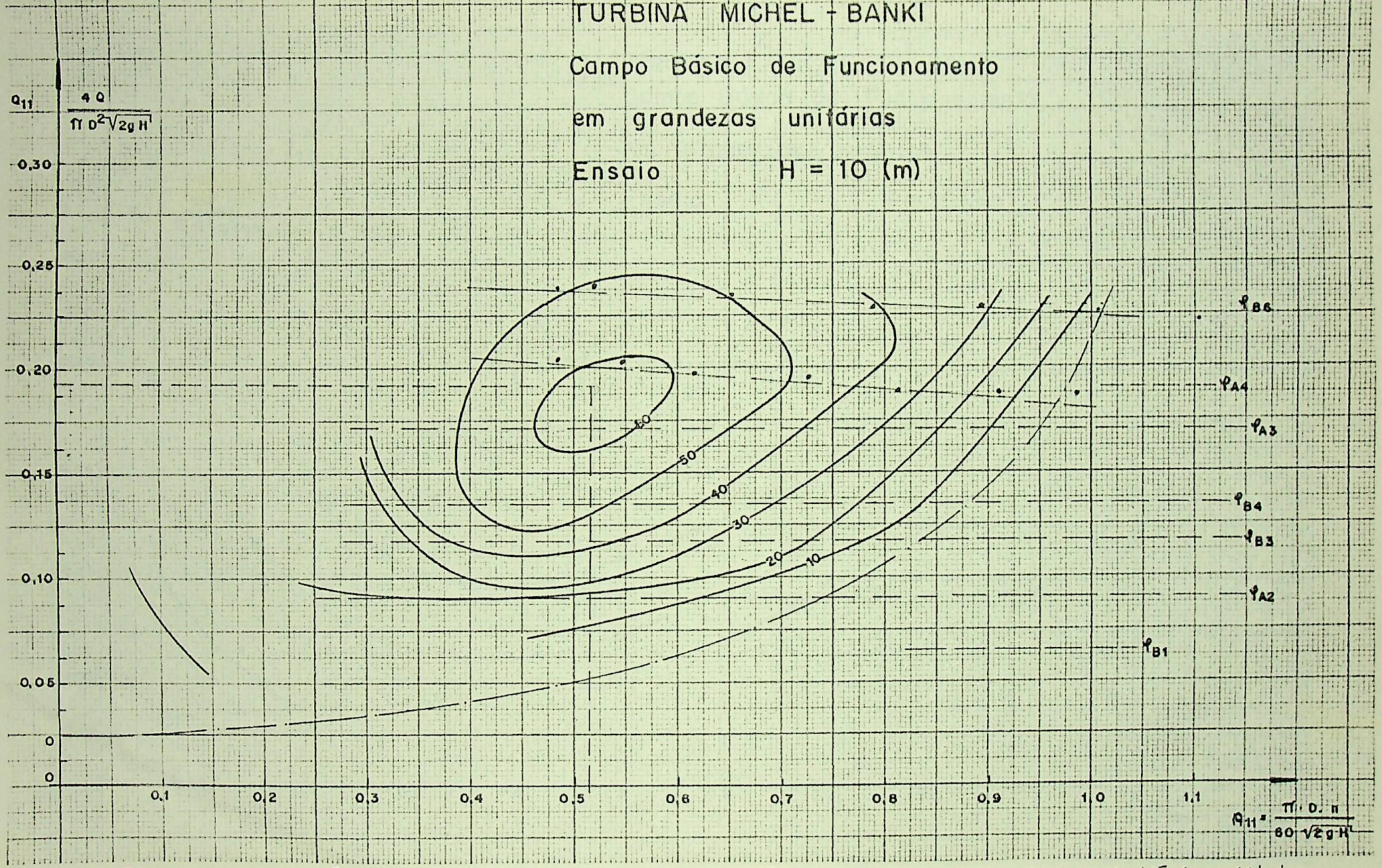


Fig. 7.11 - Campo Básico de Funcionamento em Grandezas Unitárias para o Ensaio com Alturas Unitárias 10|m|.

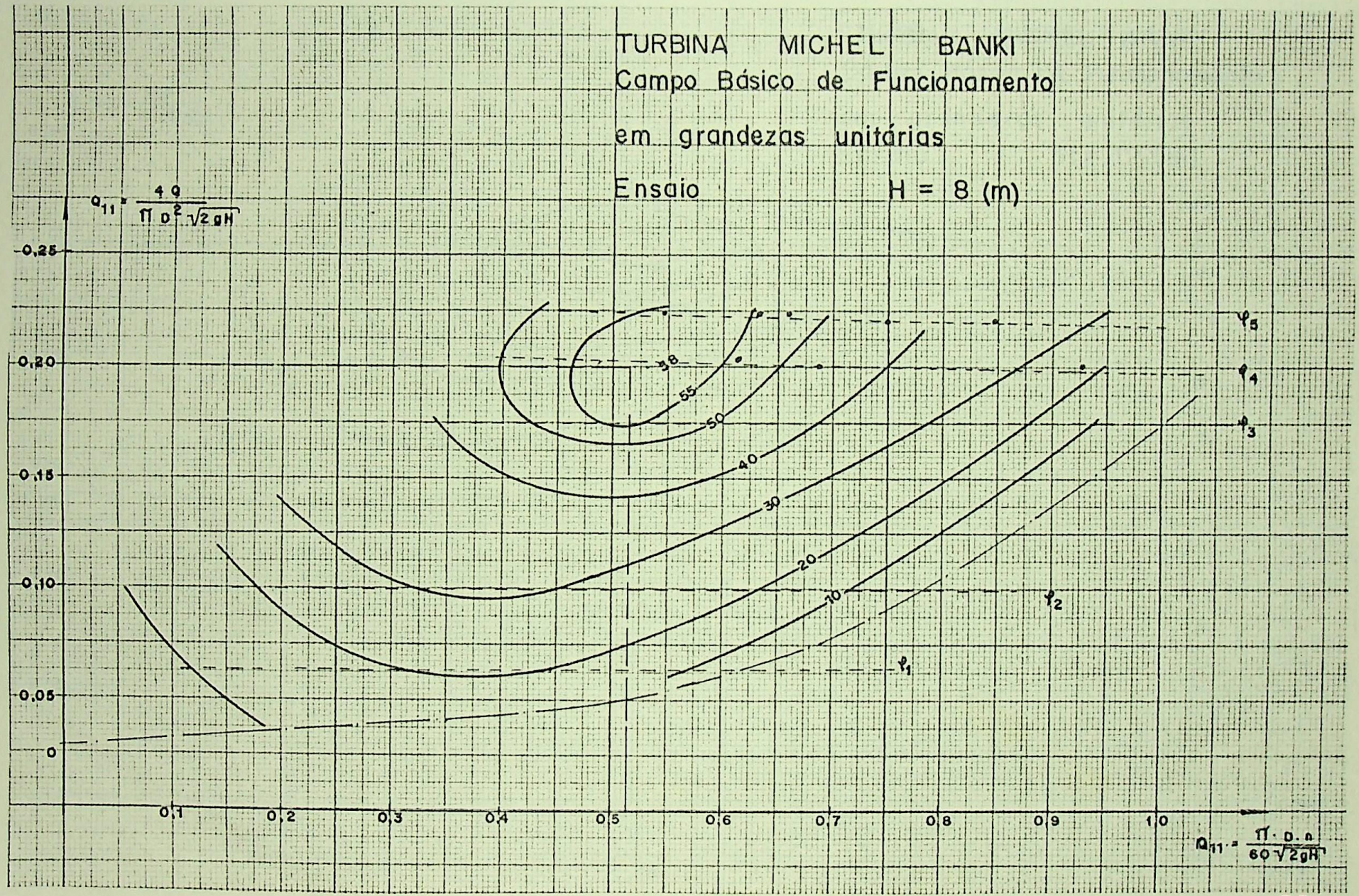


Fig. 7.12 - Campo Básico de Funcionamento em Grandezas Unitárias para o Ensaio com Altura Constante, 8 [m].

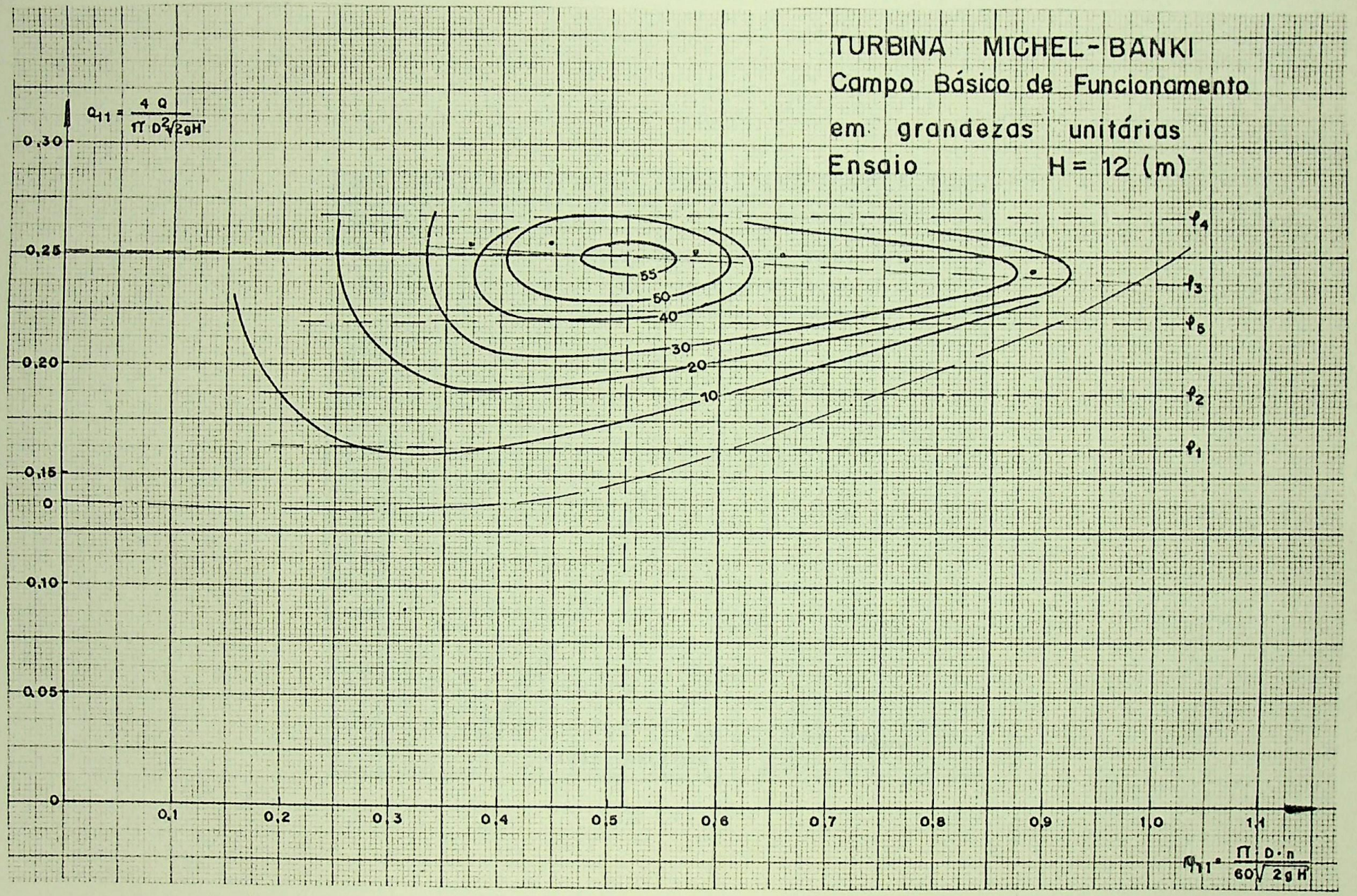


Fig. 7.13 - Campo Básico de Funcionamento em Grandezas Unitárias para o Ensaio de Altura Constante, 12 [m].

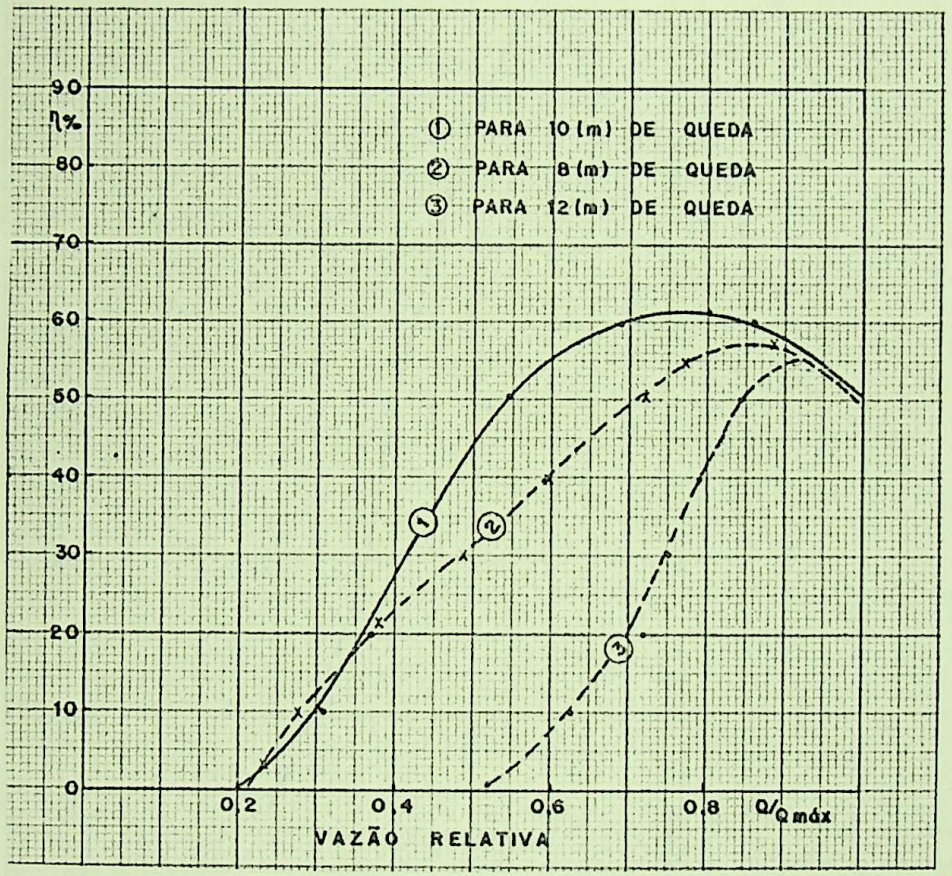


Fig. 7.14 - Curva de Carga da Turbina Michell-Banki Trabalhando sob Diferentes Quedas.

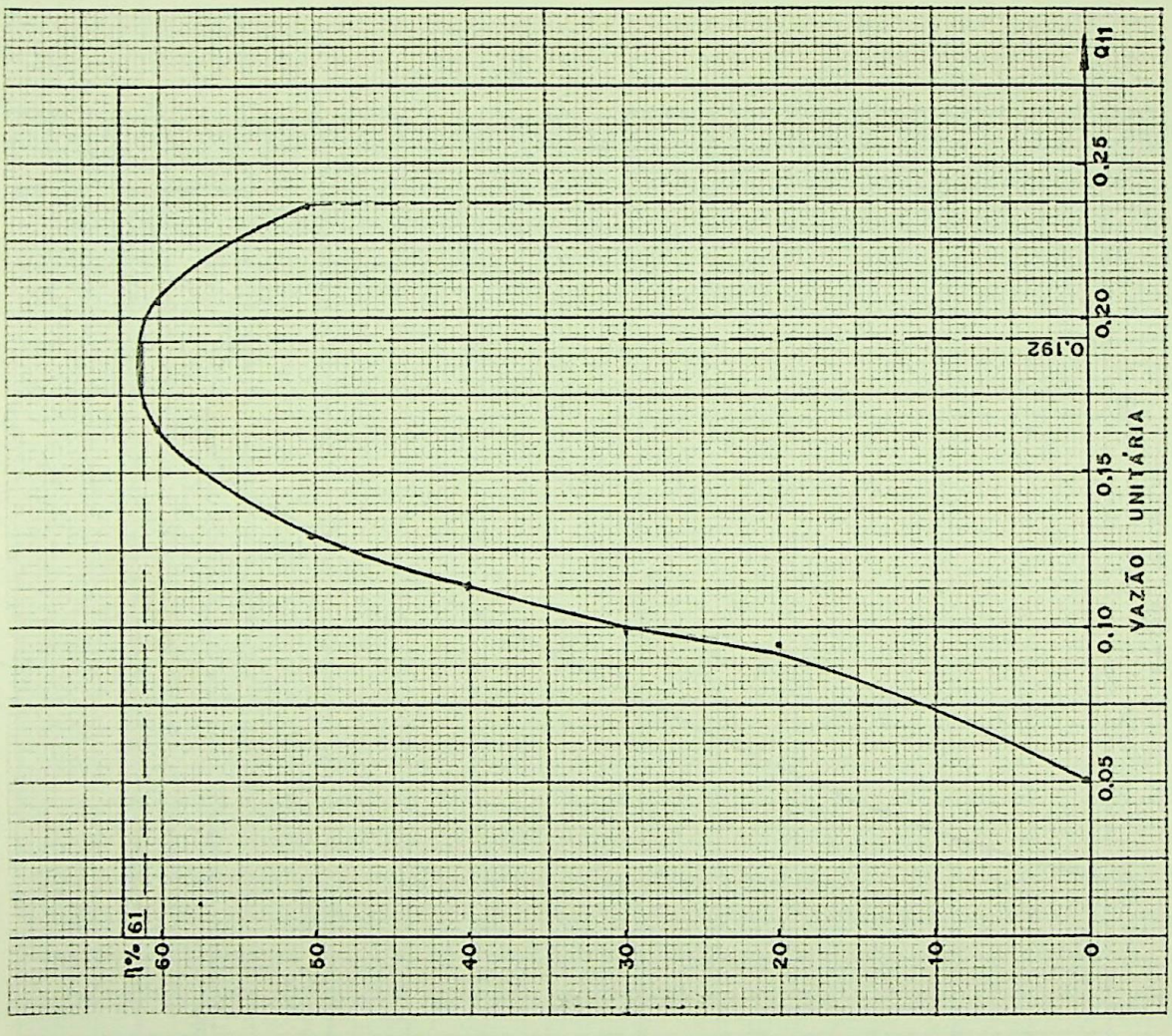


Fig. 7.15 - Curva de Recepção em Grandezas Admensionais para Altura Constante, Queda 10 [m].

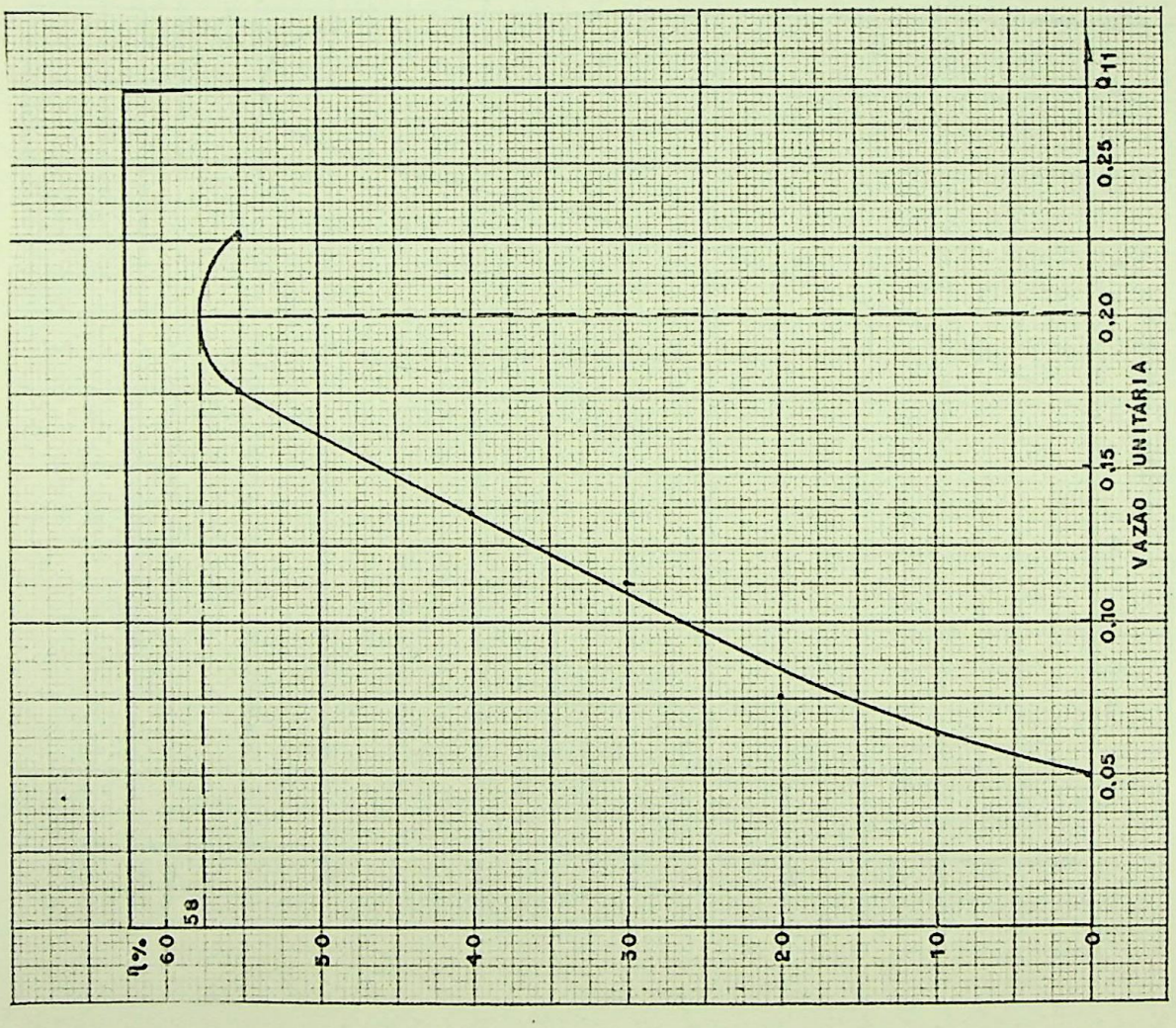


Fig. 7.16 - Curva de Recepção em Grandezas Admensionais para Altura Constante, queda 8 [m].

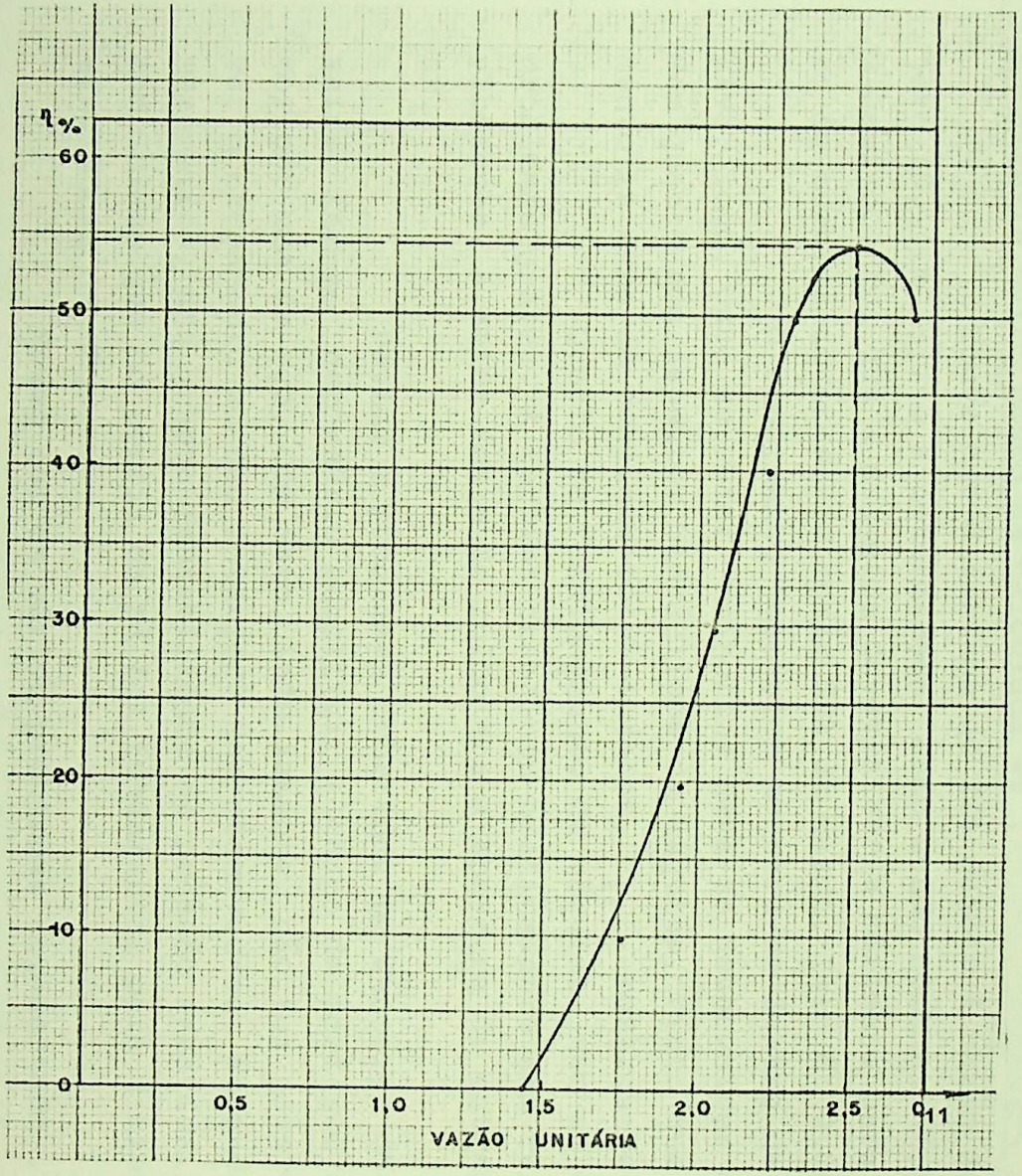


Fig. 7.17 - Curva de Recepção em Grandezas Admensionais para Altura Constante, Queda 12 [m].

7.9. Conclusão dos Ensaios

Observa-se que os rendimentos estiveram aquém do esperado. Entretanto, quando a turbina trabalhou na sua condição de projeto, 10[m]de queda, apresentou-se melhor tanto quanto ao rendimento máximo como quanto aspecto da curva, no que tange à extensão do pico.

Para a altura de projeto, a rotação para o ponto ótimo diferiu muito pouco da calculada 4% .

Houve uma diferença de 37% quanto à vazão de projeto (0,14[m^3/s]) e a determinada como sendo nominal (0,102[m^3/s]). O equívoco foi que a primeira deveria ser a máxima e para o projeto de turbina dever-se-ia tomar 70% da mesma. Isto é: 0,098 [m^3/s].

O rendimento mecânico mostrou-se dentro da expectativa, logo, para se obter melhorias deve-se desenvolver os estudos quanto aos aspectos hidráulicos da máquina, visto que o rendimento interno do conjunto rotor-injetor, η_{it} , mostrou-se baixo.

Quanto ao funcionamento da máquina, não se observou problemas graves. A turbina trabalhou praticamente sem ruído e vibrações. A maior fonte de ruído era a abertura de entrada de ar.

Devido a problemas ocorridos no decorrer dos ensaios, fez-se necessário substituir a chapa de acrílico do injetor por uma de aço. Com isto, infelizmente, não foi possível observar o escoamento no seu interior. Mas observou-se, através dos manômetros, uma grande instabilidade de pressão estática. Donde conclui-se que no perfil da pá foi fundamental para diminuição da eficiência da máquina.

Mesmo com os vários problemas apresentados, em vista do seu baixo custo de fabricação e dos resultados já obtidos em outros países, é prematuro condenar este tipo de turbina, pois este estudo foi a primeira tentativa no Brasil de desenvolvê- la em laboratório.

Analisando os resultados obtidos através das grandezas unitárias verifica-se que para as condições ótimas e nominais obteve-se as mesmas grandezas unitárias para 8 e 10[m] . Para a turbina trabalhando com 12[m] de queda observa-se que, embora a rotação unitária tenha permanecido constante, houve uma variação muito grande de vazão unitária, uma diferença na ordem de 30% da

vazão nominal. À esta diferença de vazão pode-se relacionar, conforme houve oportunidade de visualizar os ensaios, a um aumento considerável da vazão de fuga que ocorre na folga entre o injetor e rotor. Isto ocorre porque a turbina trabalha sob quedas acima da nominal o escoamento tende para a periferia e quando trabalha abaixo da nominal tende para o centro.

C A P Í T U L O 8

PADRONIZAÇÃO DA TURBINA MICHELL-BANKI

8 - PADRONIZAÇÃO DA TURBINA MICHELL-BANKI

8.1 - Critério Para Padronização

Para se obter a padronização, ou estandarização, da turbina Michell-Banki faz-se necessário projetar um número adequado de turbinas, de tal modo que se complementem em seu campo de aplicação e que em seu conjunto cubram todo o campo de aplicação previsto para este tipo de turbina .

A padronização de uma turbina deve ter como princípios fundamentais a fabricação em série, robustez construtiva, simplicidade, segurança, estabilidade e confiabilidade operacional. Deve apresentar facilidade de manutenção, montagem e que suas peças sejam intercambiáveis.

Uma mesma turbina Michell-Banki deve apresentar a possibilidade de ser utilizada em várias conbinações adequadas de rotação, vazão e altura que resultem na mesma rotação específica (n_{qA}).

$$n_{qA} = 3.n.Q^{0,5}.H^{-0,75} \qquad (8.1)$$

Considerando que na equação (2.37) deduziu-se:

$$D.n = 42,31.\sqrt{2\phi^2 - (\eta_{it}/\eta_m)} \;.\sqrt{H}\,, \text{ ou} \qquad (8.2)$$

$$D.n = k_1.\sqrt{H} \qquad (8.3)$$

Combinando a equação(8.3) com a (8.1), obtem-se:

$$n_{qA} = 3.k_1.Q^{0,5}/D.H^{0,25} \qquad (8.4)$$

Desta equação deduz-se que quando se calcula uma turbina Michell-Banki para uma determinada condição de queda e vazão, ao ser definido o diâmetro D do rotor, fica definido a rotação específica que corresponderá as dimensões da turbina. Essa relação específica vai definir uma turbina que poderia operar em todas as combinações de queda e vazão, desde que atenda a seguinte expressão:

$$Q/\sqrt{H} = \left[D.n_{qA}/3.k_1\right]^2 = k_2 = \text{constante}. \qquad (8.5)$$

Calculada e projetada a turbina, define-se o valor de k_2 e se a mesma turbina operar com carga parcial poderá satisfazer maiores combinações de queda e vazão, definindo assim o seu campo de atuação.

Definido o campo de aplicação desta turbina, pode-se agora dimensionar outras turbinas e com elas cobrir todo o campo de aplicação da turbina Michell-Banki. Na figura (8.1) temos um exemplo de várias turbinas padronizadas e suas respectivas áreas de aplicação, onde o diâmetro de cada uma é de 90 a 800 [mm], com comprimento de 300 e 400[mm] cujos n_{qA}'s tem valores entre 62 e 163.[3]

Tomando a equação (2.43) com um valor intermediário, combinando com a equação (8.4) e assumindo como ideais os valores $\phi = 0,95$, $\eta_{it}/\eta_m = 0,83$, resulta:

$$B/D = n_{qA}^2 / 13090 \qquad (8.6)$$

Esta relação é conhecida como razão de aspecto e é dada pelos fabricantes como sendo o intervalo 0,5 a 3,5, com n_{qA} variando de 40 a 200. Então, pela (8.6), temos:

para $0,5 < B/D < 3,5$ temos $81 < n_{qA} < 214$

temos $0,12 < B/D < 3,0$ para $40 < n_{qA} < 200$ (8.7)

Os diâmetros adotados pela OSSBERGER são de 8" a 24" [7], intervalos de 4 em 4 polegadas. A FUJI [11] utiliza diâmetro de 300 a 1000[mm], diferentes um do outro entre 25 a 27%.

Em vista disto se adotarmos, por motivos construtivos, os diâmetros de 150, 220, 350, 400, 500, 600 e 800[mm], para B de 100 a 400 [mm], tem-se:

$$0,125 < B/D < 2,67 \quad \text{para} \quad 40 < n_{qA} < 187 , \qquad (8.8)$$

campo este que cobre o da Pelton de dois jatos à Francis normal.

Todas as turbinas devem ser dimensionadas para as condições de vazão e altura mais desfavoráveis. Cada tipo de turbina é limitada em altura máxima 100[m] e potência máxima 1000 [kW].

Com estes dados, de acordo com a tabela (8.1), pode-se desenhar a figura (8.2), onde mostra os campos prováveis

de atuação das turbinas com os diâmetros assumidos acima. Estes campos que representam a atuação hidráulica, deverão ser limitados por cálculos mecânicos. Para obter estas limitações deve-se construir vários protótipos a serem ensaiados em laboratórios.

EQ.	GRANDEZAS	DIÂMETRO DO ROTOR (mm)													
		150		220		350		400		500		630		800	
		MÁX	MIN	MÁX	MIN	MÁX	MIN	MÁX	MIN	MÁX	MIN	MÁX	MIN	MÁX	MIN
	B (m)	400	100	400	100	400	100	400	100	4 00	100	400	100	400	100
	B / D	2,67	0,67	1,82	0,45	1,14	0,28	1,00	0,25	0,80	0,20	0,63	0,17	0,50	0,12
8.6	n_{qA}	137	93	154	78	122	60	114	57	102	51	91	47	81	40
8.1	$Q\left(\frac{m^3}{s}\right)$ (H=5m)	0,114	0,023	0,166	0,042	0,263	0,063	0,300	0,075	0,376	0,044	0,475	0,127	0,606	0,148
8.1	$Q\left(\frac{m^3}{s}\right)$ (H=100m)	0,50	0,12	0,73	0,19	1,16	0,28	1,32	0,33	1,66	0,40	2,04	0,50	2,67	0,65

Tabela 8.1 - Dados Básicos Para Definição do Campo de Atuação das Turbinas.

A tabela (8.1) também fornece dados para construir o ábaco mostrado na figura (8.3). Este ábaco permite a pré-seleção do diâmetro e, consequentemente, a definição expedida da largura B do rotor, em função da rotação específica.

Em trabalhos posteriores, deve-se procurar desenvolver melhoramentos no traçado do injetor e rotor de modo a melhorar a eficiência da turbina e verificar se, mantendo-se a rotação específica constante, possa verificar o campo de aplicação previsto neste estudo.

8.2 - Procedimentos Para a Padronização de Uma Família de Turbinas Michell-Banki

Considerando que seja admissível uma determinada variação no rendimento, com auxílio da curva de recepção obtida dos ensaios, é possível determinar o campo de aplicação de uma turbina, conforme mostra a figura (8.4).

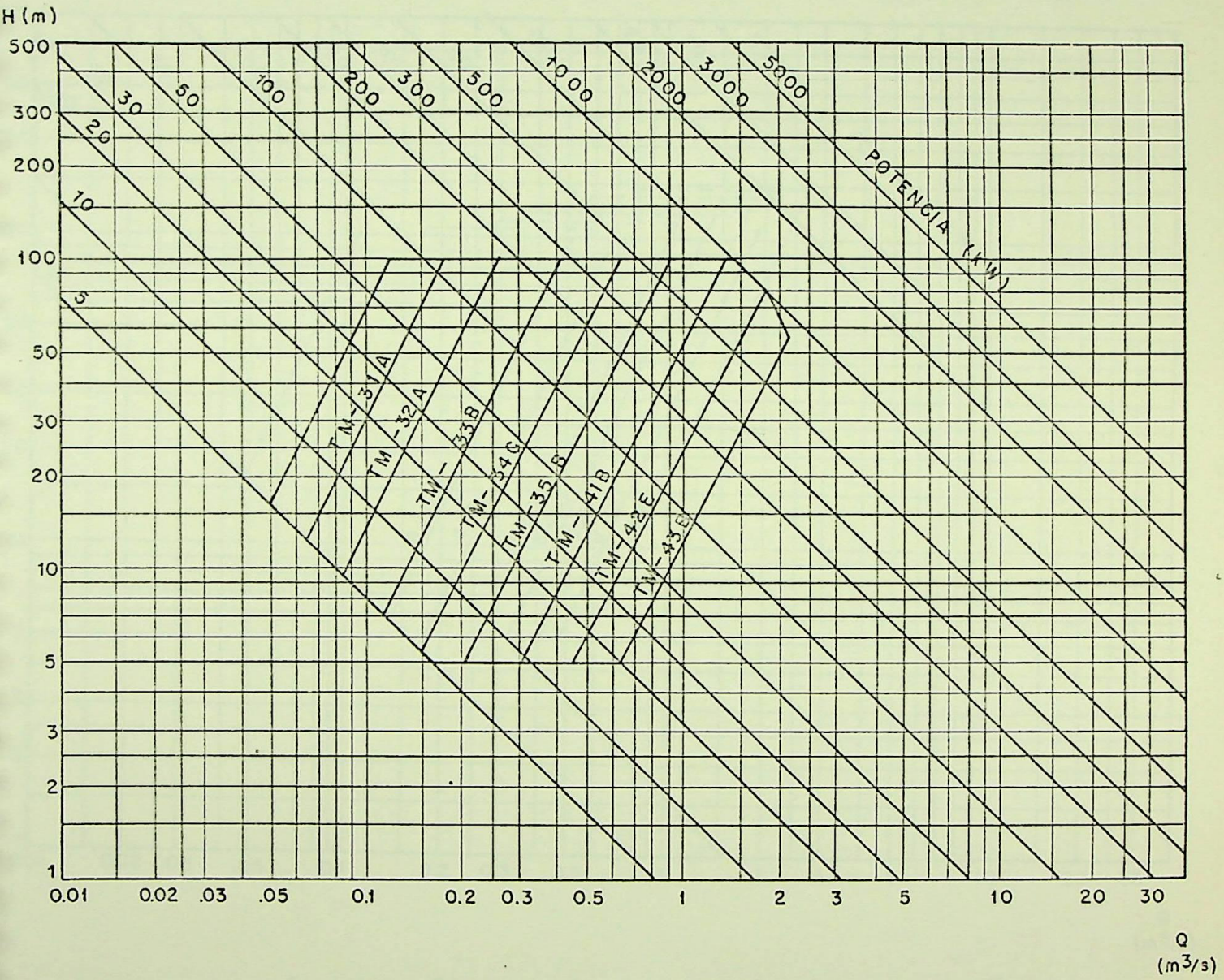


Fig. 8.1 - Diagrama para Selecionar Turbinas Michell-Banki, Padronização da OLADE [3].

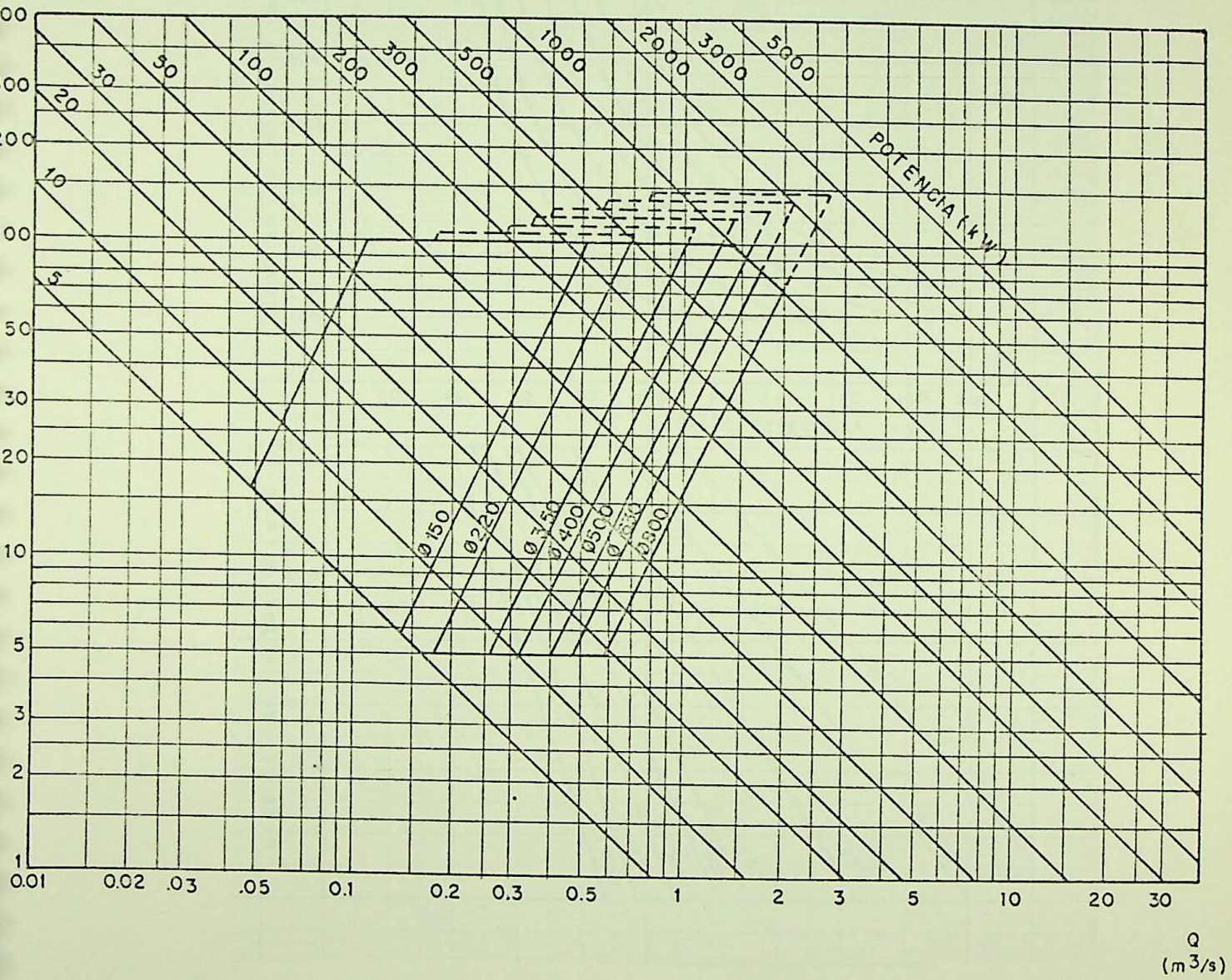


Fig. 8.2 - Diagramas dos Campos de Funcionamento das Turbinas Michell-Banki, a Serem Padronizadas.

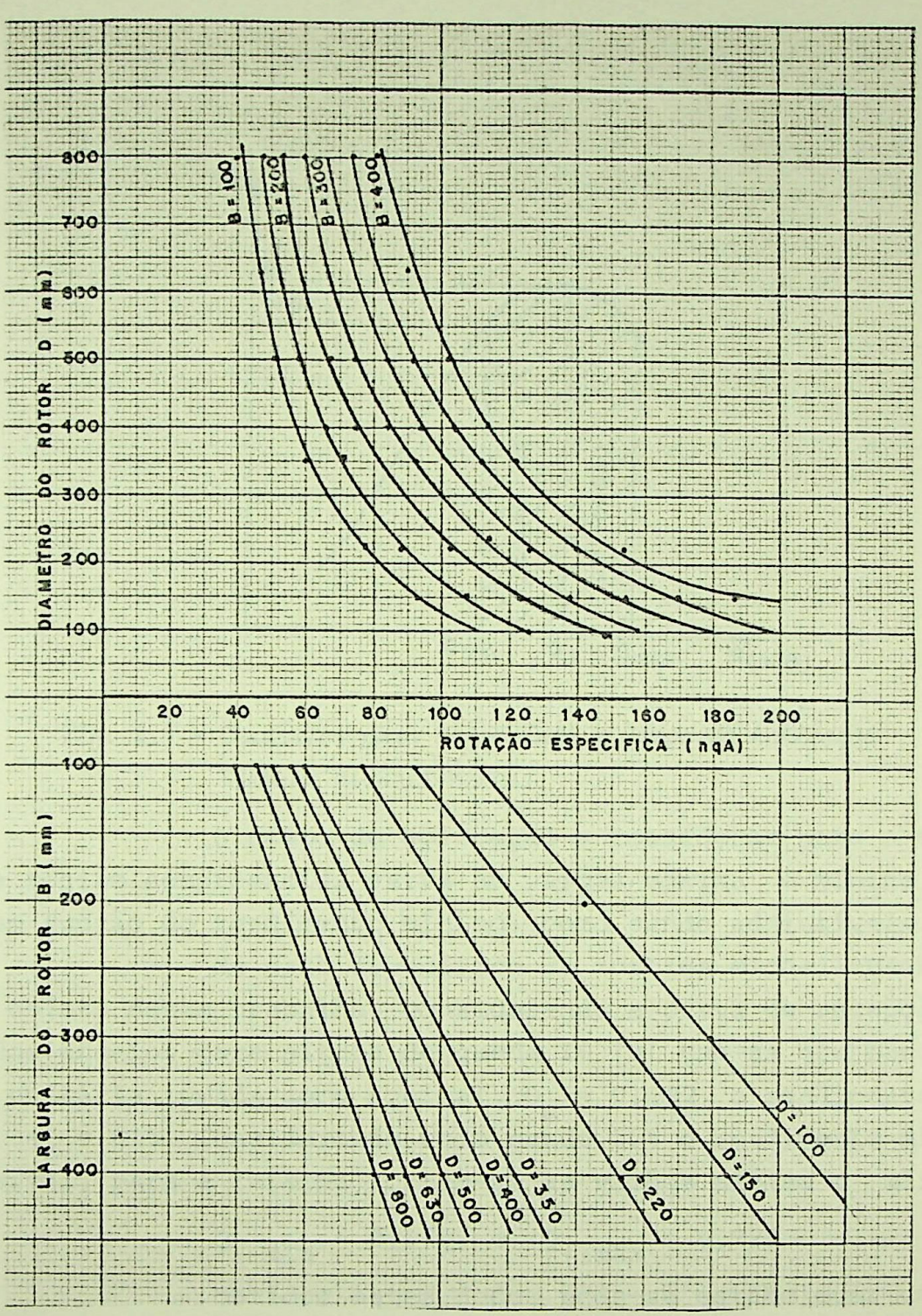


Fig. 8.3 - Ábaco de Pré-Seleção do Diâmetro e Largura do Rotor.

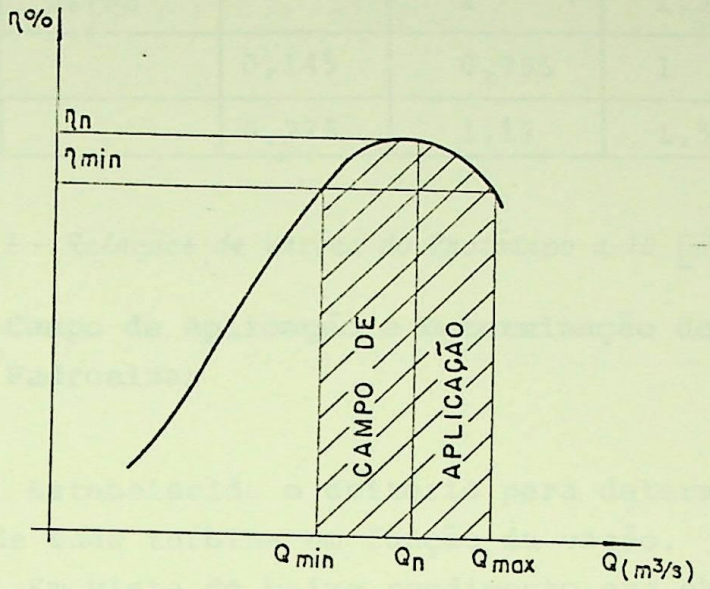


Fig. 8.4 - Critérios para Determinar o Campo de Aplicação da Turbina Michell-Banki.

O campo de aplicação a considerar para a turbina é a região compreendida entre as vazões máxima e mínima tomadas, em função do rendimento mínimo, como sendo admissíveis.

No caso específico da turbina Michell-Banki , que é objeto deste trabalho, considerando a curva de recepção obtida dos ensaios para altura de queda 10 [m] tem-se que para a vazão unitária tomada como nominal, $Q_n = 0,192$, o rendimento nominal $\eta_n = 61\%$. Considerando como sendo 55% o rendimento mínimo admissível, para a turbina, obtem-se as vazões mínima e máxima,

$$Q_{11min} = 0,145 \quad e \quad Q_{11máx} = 0,225$$

Obtidos estes dados pode-se estabelecer uma relação entre as vazões mínima e máxima com a nominal, bem como das duas últimas com a vazão mínima. Desta forma, de posse de um valor de uma destas três vazões, considerando a altura de queda constante, determina-se as outras duas.

O quadro(8.2) a seguir, mostra o valor das vazões mínima, máxima e nominal, para a turbina ensaiada a 10[m]de queda, bem como as relações existentes entre si.

VAZÕES Q_{11}	RENDIMENTO (η %)		RELAÇÃO DE VAZÕES	
	NOMINAL	MÍNIMO	Q_{11}/Q_{11_n}	$Q_{11}/Q_{11_{min}}$
	61%	55%		
Nominal	0,192		1	1,32
Mínima		0,145	0,755	1
Máxima		0,225	1,17	1,56

Tabela 8.2 - Relações de Vazões do Protótipo a 10 [m] de Queda.

8.3 - Divisão do Campo de Aplicação e Determinação do Número de Turbinas à Padronizar

Estabelecido o critério para determinar o campo de aplicação de cada turbina em função da vazão.

Em vista do baixo rendimento ora obtido nos ensaios desta turbina não seria econômico indicá-la para alta potências que, neste caso específico, entende-se como sendo valores superiores a 100 [kW] até o limite econômico de 1000 [kW].

Abaixo de 100 [kW], potência máxima estabelecida para as Micro Cnetrais Hidrelétricas [6], ela torna-se competitiva em face do baixo rendimento geralmente existente nos outros tipos de turbinas fabricadas no país.

Estabelecida a potência máxima, na figura(8.2) que, anteriormente aos ensaios, previa o campo de aplicação da turbina em função da razão de aspecto do rotor e da rotação específica, utilizando-se do critério das vazões, pode-se agora dividir todo o campo em diversos outros de modo a estabelecer o campo a ser coberto por cada turbina. Tomando como sendo mínima a vazão referida à altura média desta curva, com auxílio das relações do quadro (8.2), calcula-se as vazões nominal e máxima para esta mesma altura. Esta última definirá o limite máximo do campo de aplicação da primeira turbina.

O próximo campo será definido da mesma maneira só que a vazão mínima será tomada como sendo referida à altura média da curva $Q/\sqrt{H}$ definida pela vazão mínima do campo anterior. Este procedimento é repetido até que todo o campo esteja coberto, definindo assim o número de turbinas necessário a atender todo campo de aplicação, inicialmente previsto.

No caso deste trabalho, o campo de aplicação ficou assim definido:

GRANDEZAS	UNID.	MÍNIMO	MÁXIMO
Potência	KW	1,0	100,0
Altura	m	5,0 (3,0 event.)	100,0
Vazão	m^3/s	0,029	1,0
Rotação	rpm	100,0	1800,0*

Tabela 8.3 - Limitações para o Campo de Aplicação da Turbina Michell-Banki.

** Limitado posteriormente à primeira tentativa da padronização.*

8.4 - Dimensionamento das Turbinas

Definido o campo de aplicação de cada turbina passa-se agora a determinar os dados para o cálculo hidro-mecânico de cada uma. Neste caso a vazão e altura nominal são tomadas conforme o ítem anterior. Já as condições máxima, de altura e vazão para o projeto são obtidas da seguinte forma:

- traçando a curva $Q/\sqrt{H}$, relativa as condições nominais, já definidas, de altura e vazão para o campo, os pontos que estão interceptando qualquer um dos limites anteriormente impostos no item (8.3), são as condições extremas de funcionamento.

Tomando como sendo 61% o rendimento nominal , constrói-se as curvas de potência mostrada no gráfico da figura (8.5), o qual também fornece os campos de aplicação referidos às 10 turbinas, bem como, as condições nominais máxima e mínima utilizadas para o projeto, que foram calculados segundo a tabela (8.4).

Conhecidas as condições de projeto, com auxílio dos programas computacionais MBANKIϕ1 e INJETOR dimensiona-se as diversas turbinas. E foi através destes programas que estabeleceu-se o diâmetro e número de pás do rotor.

O gráfico da figura (8.5) além de permitir a escolha adequada da turbina, fornece também o valor aproximado

CONDIÇÕES DE QUEDA	CONDIÇÕES DE VAZÃO						ROTOR		MODELO
	MÍNIMA		NOMINAL*		MÁXIMA		DIÂMETRO mm	LARGURA mm	
	H	Q	H	Q	H	Q			
Nominal	24	0,056	24	0,074	24	0,092	150	107	TMBANKI-1
Mínima	6	0,029	5,1	0,024	4,4	0,040			
Máxima	42	0,077	42	0,098	42	0,121			
Nominal	23	0,090	23	0,119	23	0,140	150	171	TMBANKI-2
Mínima	4,4	0,040	3,7	0,047	3,3	0,053			
Máxima	42	0,121	42	0,157	42	0,182			
Nominal	37	0,175	37	0,231	37	0,275	220	178	TMBANKI-3
Mínima	3,3	0,078	3	0,066	3	0,078			
Máxima	70	0,240	56	0,286	52	0,325			
Nominal	17	0,182	17	0,240	17	0,290	220	266	TMBANKI-4
Mínima	3	0,078	3	0,100	3	0,125			
Máxima	30	0,245	25	0,290	30	0,390			
Nominal	20	0,320	20	0,422	20	0,500	400	338	TMBANKI-5
Mínima	3	0,125	3	0,170	3	0,195			
Máxima	38	0,440	31	0,530	28	0,580			
Nominal	16	0,430	15	0,568	15	0,675	600	247	TMBANKI-6
Mínima	3	0,195	3	0,250	3	0,300			
Máxima	28	0,580	23	0,710	21	0,790			
Nominal	12	0,60	12	0,792	12	0,942	600	378	TMBANKI-7
Mínima	3	0,300	3	0,390	3	0,480			
Máxima	21	0,790	17	0,950	15,5	1,08			
Nominal	71	0,100	71	0,132	71	0,160	220	80	TMBANKI-8
Mínima	42	0,077	42	0,096	42	0,121			
Máxima	100	0,120	100	0,155	90	0,180			
Nominal	67	0,152	67	0,200	67	0,240	220	119	TMBANKI-9
Mínima	42	0,121	42	0,160	42	0,185			
Máxima	92	0,180	76	0,215	74	0,240			
Nominal	38	0,280	38	0,370	38	0,440	400	156	TMBANKI-10
Mínima	24	0,220	24	0,300	24	0,350			
Máxima	58	0,325	47	0,390	38	0,350			

* *Condição de Projeto.*

Tabela 8.4 - Campo de Aplicação e Condições de Projeto das Turbinas Michell-Banki Padronizadas.

da rotação que a turbina assumirá se trabalhar sob as referidas condições de queda e vazão.

As dimensões básicas do rotor, injetor e pá diretriz estão fornecidas nas tabelas do Anexo II.

Os resultados apresentados foram obtidos com o programa já com as devidas correções no que tange a relação D_i/D, número de pás, folga entre o injetor e rotor, largura do rotor e frequência natural.

Quanto ao perfil da pá diretriz, atualmente o seu equacionamento já se encontra em fase de modificação de modo a obter um perfil próximo ao da OSSBERGER. Contudo não foi possível apresentar os resultados na presente data.

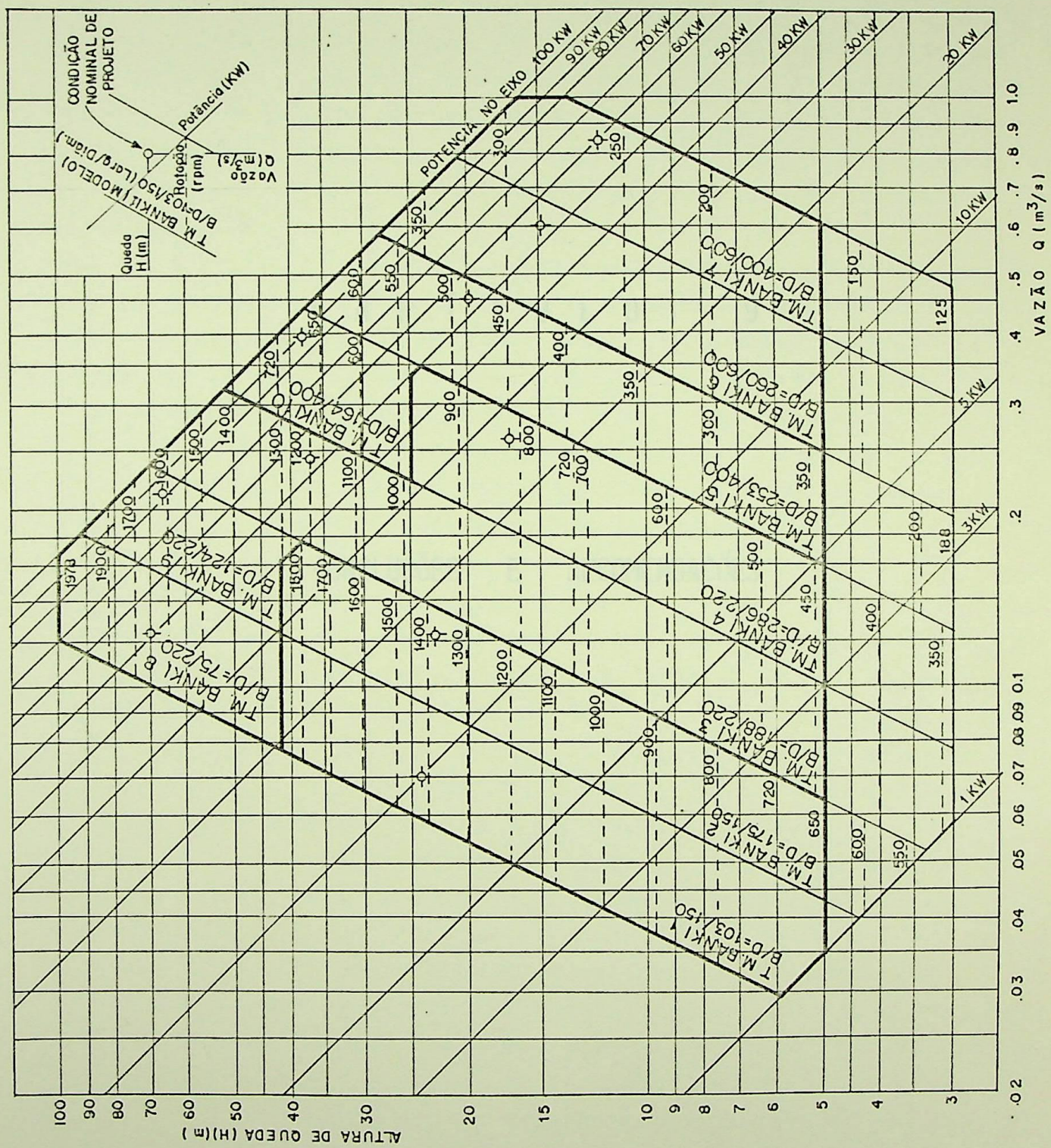


Fig. 8.4 - Campo de Aplicação das Turbinas Padronizadas.

C A P Í T U L O 9

CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

9 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Por se tratar de um trabalho de caráter percursor, fez-se necessário que várias grandezas e hipóteses fossem assumidas de maneira a formar o equacionamento da turbina exeqüível . Faz-se mister que uma série de modificações sejam executadas, tanto no equacionamento, como na sua construção de maneira a obter uma significativa e necessária melhoria no comportamento da máquina.

A princípio uma maior aproximação do injetor ao rotor, diminuindo a folga existente, permitiria um decréscimo da vazão de fuga. Este efeito ainda poderia ser mais amenizado se tomar uma largura do rotor, B, coincidente com a distância entre as linhas médias das laterais do injetor. Largura esta suficiente para admitir a água oriunda do injetor. No caso de se usar disco intermediário, faz-se necessário acrescer sua espessura à largura do rotor e injetor, calculadas anteriormente.

A vazão de fuga é um parâmetro importante no rendimento da turbina visto que a água que escoa perifericamente ao rotor não produz energia. E dependendo das folgas existentes, esta pode assumir valores importantes. No caso específico do protótipo ensaiado, a folga entre o rotor e injetor foi tomado como sendo 2[mm]. Mas na sua construção verificou-se que em alguns locais atingiam valores próximos a 6[mm]. Somado à esta folga, o rotor tinha uma largura 10% maior que o injetor.

A estes dois parâmetros pode-se relacionar a considerável vazão de fuga que ocorreu no protótipo, durante os ensaios.

Segundo os pesquisadores da Universidade de La Plata, Argentina, esta folga deve assumir valores em torno de décimos de milímetro. Nas instalações deste laboratório pode ser observado resultados bastante satisfatórios.

Procedendo a aproximação do injetor ao rotor além da melhoria do rendimento causa, entretanto, o surgimento de uma pequena pressão positiva no interstício, consequentemente , conforme demonstrado por HAIMERL |7|, ocorrerá um pequeno grau de reação na primeira passagem da água pelo rotor. Apesar de não ter sido medido, este grau de reação foi observado no decor

rer dos ensaios quando a pá diretriz na posição "toda aberta" houve uma variação de vazão em função da rotação. Se a turbina fosse uma máquina de ação para tal fato não ocorreria. Teoricamente este grau de reação pode ser calculada pela expressão demonstrada por HAIMERL [7]:

$$\varepsilon_R = \frac{h_4 - h_5'}{H} = 0{,}25.\eta\left[\frac{\operatorname{sen}^2\beta_4 - (D_i/D)^4}{(D_i/D)^2 \cos\beta_4}\right] + h_{p_{4-5}'} \qquad (10.1)$$

No caso do protótipo, onde tem-se $\beta_4 = 31{,}84^o$, $D_i/D = 0{,}58$ e o rendimento total obtido foi 0,61; considerando que não haja perda por atrito na primeira passagem, $h_{p_{4-5}'} = 0$, o grau de reação, calculado pela expressão acima é 8,67. No caso das turbinas padronizadas, onde, com o objetivo de reduzir o grau de reação, tomou-se $D_i/D = 0{,}66$, [7, 30, 32], usando ângulo $\beta_4 = 30^o$ e rendimento total $\eta_t = 0{,}61$, obtem-se 2,44% de grau de reação. Redução esta, que, a princípio é benéfica ao comportamento da máquina, uma vez que toda teoria foi desenvolvida considerando-a como uma turbina de ação pura.

Esta relação entre os diâmetros interno e externo D_i/D, também vai influenciar na relação da energia transformada na primeira e segunda passagem da água pelo rotor. Esta relação pode ser calculada pela expressão a seguir, desenvolvida a partir da apresentada por HAIMERL [7].

$$\varepsilon_Y = \frac{\cos\beta_4 + 1 - (D_i/D)^2}{\cos\beta_4 - 1 + (D_i/D)^2} \qquad (10.2)$$

Então de posse dos dados fornecidos de alguns trabalhos conhecidos, com fins somente especulativos, pode-se construir a tabela a seguir que fornece os percentuais de energia tranformada em cada passagem da água no rotor da turbina.

A princípio quanto maior for a transformação de energia ocorrida na primeira passagem melhor seria a eficiência da máquina, pois haveria uma diminuição ao efeito do choque que ocorre antes de se dar a segunda passagem. Isto não é verdade, pois um valor baixo para a relação D_i/D implicando em um aumento na aparelhagem da pá, (D-Di), que produz uma diferença muito grande entre as seções de entrada e saída, causando uma forte desaceleração na primeira passagem e outra aceleração na saída da água pelo rotor, provocando perdas consideráveis durante o escoa

mento. Isto pode ser comprovado pelo protótipo ensaiado que, embora apresenta-se a menor relação, produziu o menor rendimento.

AUTOR	REF.	β_4	η %	Di/D		ENERGIA TRANSFORMADA ε_y	PASSAGEM 1ª	PASSAGEM 2ª
HAIMERL	7	30°	82	2/3		4,74	82 *	18 *
MONSONY	8	-	70	-		3,24 *	72	28 *
CHERRIÉRE	27	-	-	-		3,0 *	75	25
SHEPEHERD	35					3,54	78	22 *
PROTÓTIPO (TMB 191286)	-	31,92°	61	0,58		7,56	88	11
TURB. PADRON. TMBANKI 1 a 10	-	30°	61 (ADMITIDO)	0,66		4,74	82	18

* estimado

Tabela 9.1 - Porcentual de Energia Transformada nas Duas Passagens da Água pelo Rotor de Alguns Projetos.

Na ocasião de se estudar a influência da relação entre os diâmetros, Di/D, faz-se necessário levar-se em conta, o estudo desenvolvido por HALMOS [32], que concluiu que a razão ótima entre os diâmetros deveria ser 0,66, de modo a minimizar o efeito do grau de reação.

O perfil da pá diretriz, elemento importante no comportamento da turbina, mostrou-se de baixo rendimento. Sob aberturas parciais o escoamento apresentou-se instável. A este fato pode debitar uma parcela considerável no aspecto desfavorável de curva de recepção quando há cargas parciais.

Faz-se necessário um estudo aprimorado com relação ao perfil da pá. Recomenda-se, conforme fez BAZO [4, 30], direcionar os trabalhos de maneira a desenvolver uma metodologia para obtenção de um perfil do tipo já consagrado como o de OSSBERGER [4, 10, 30] . Neste caso já se tem como ponto de partida uma proposta de BAZO [4, 30] que apresenta uma metodologia para o traçado do perfil de uma pá para um injetor com ângulo de admis

são 120°. A metodologia desenvolvida no ítem (2.14), com pequenas modificações quanto às formas de desenhar e posicionar os ângulos, permite a obtenção da parte posterior, seção de saída, do injetor e pá. Fazendo-se necessário um estudo para obtenção do perfil na borda de entrada da água no injetor.

O uso da pá bi-dividida só será justificado quando for possível a construção de turbinas que forneçam eficiências superiores a 70%. Abaixo deste valor não haveria justificativa econômica para o uso deste dispositivo.

No que se refere aos rendimentos obtidos, a turbina ensaiada comporta-se abaixo da expectativa, que era obter rendimentos na ordem de 70% no ponto nominal e uma curva de recepção que apresentasse um patamar como das curvas fornecidos nas referências bibliográficas. Entretanto o resultado obtido foi baixo, rendimento de 61% para altura nominal de 10[m], cuja curva apresentou um pico pouco extenso. Houve uma diminuição de rendimento quando a turbina trabalhou fora da altura de projeto: para 8[m], η_t = 58% e para 12[m], η_t = 55%.

Segundo as expressões desenvolvidas por BANKI e SONNEK 35, o rendimento da turbina é função inversa do diâmetro do rotor e direta da altura de queda. Com isto era previsível o decréscimo do rendimento para queda de 8[m]. Entretanto no caso da turbina trabalhando sob a condição de 12[m] de queda aguardava-se um acréscimo, não conretizado, no rendimento da turbina. A esta ocorrência pode-se responsabilizar em parte o baixo rendimento da turbina e em parte, à um aumento considerável na vazão de fuga. Visto que com rotação abaixo da nominal, a água tende a chocar com o eixo e a rotação acima tende à periferia do rotor.

Segundo HOTERSSAL [17], em algumas pesquisas concluiu-se que o número de pás do rotor não era fundamental para o rendimento da turbina. Entretanto, no caso específico deste trabalho, foi possível observar que, na ocasião do dimensionamento da família padronizada, o número de pás influia diretamente no ângulo de admissão, δ.

O fato mais relevante quanto à influência do número de pás, foi que em algumas turbinas padronizadas incialmente ocorreram valores de frequência de excitação bastante próximos das frequências naturais. Como a primeira é função do número de pás e da rotação, a segunda da largura do rotor, fez-se ne

cessário uma nova redistribuição do campo. O resultado foi que mudou-se o número de pás de algumas turbinas padronizadas, outras, TMBANKI 1, 2 e 4, passaram a trabalhar sob condições mais amenas e surgiram três novas turbinas, TMBANKI 8, 9 e 10, necessárias para cobrir os novos campos. Com estes procedimentos foi possível obter frequências de excitação distantes das naturais.

Como consequência da redistribuição, a família padronizada ficou composta de 10 turbinas, cujos diâmetros, com o respectivo número de pás, utilizados foram:

150 mm → 21 pás,
220 mm → 25 pás,
400 mm → 30 pás,
600 mm → 30 pás.

A rotação máxima admitida foi de 1800[rpm].

Devido a extensão do campo de aplicação e às condições externas impostas às turbinas, todas elas ficaram adotadas de disco enrijecedor intermediário. O seu uso mostrou-se mais adequado do que o aumento indiscriminado da espessura das pás padronizadas em 4[mm], visto estas também influenciarem no ângulo de admissão δ, sendo que o disco intermediário influencia somente na largura do rotor que por sua vez, deve ser acrescido de sua espessura. O simples uso deste dispositivo fez com que alguns fatores de segurança, antes inferiores a 2, assumissem valores superiores a 5, quando 4 já era o suficiente.

De maneira a não obter grandes dimensões do rotor, tornando a turbina anti-econômica quanto ao eixo e os respectivos mancais de rolamento, limitou-se a largura do rotor em B = 100 a 400[mm]. No dimensionamento família padronizada,obteve-se razões de aspecto (B/D) que variaram de 0,623 a 1,30;valores estes dentro dos limites usuais que é o,5 a 2,5 [7], podendo chegar até a 3,5.

Feita uma média entre todas as turbinas da família padronizada, conclui-se que o diâmetro primitivo, D_p,que permite a traçagem das pás do rotor, pode ser calculado, com bastante aproximação, da seguinte forma:

$$D_p = (0,441 \text{ a } 0,443) \quad (D + Di) \tag{10.3}$$

e o raio da pá, em:

$$r = D/6,25 \tag{10.4}$$

O ângulo de admissão δ, cujos valores usuais são 60,90 e 120°, função inversa da largura e diâmetro do rotor, bem como do número e da espessura das pás, tem como elementos limitante o ângulo de trabalho ψ. Este ângulo é importante para verificar a trajetória que a água forma ao sair do rotor e isto permite dimensionar a tampa frontal ou tampa de jusante. No caso deste ângulo assumir grandes valores pode haver o risco de ocorrer a circulação conforme pode ser observado nos ensaios quando a turbina trabalhava sob baixas rotações. No caso do protótipo para um ângulo de admissão $\delta = 106^0$, o ângulo de trabalho foi $\psi = 243^0$. Para as turbinas padronizadas obteve-se: $\delta = 120^0$, $\psi = 289^0$.

Além de ser função do ângulo de trabalho ψ, a configuração da tampa frontal, ou tampa de jusante como foi chamada inicialmente, depende principalmente do posicionamento do injetor com relação ao rotor. No caso de posicionar o injetor a partir de um ângulo entre 30° e 45°, o jato d'água é lançado para frente da máquina fazendo-se necessário grandes dimensões para a tampa. No caso específico do protótipo cujo injetor foi posicionado com $\delta_0 = 0$, o jato ficou dirigido para baixo. Neste caso a tampa frontal poderia ser dispensada. O inconveniente verificou-se que a água, após chocar com a existente no tubo de sucção, retornava para a parte superior da turbina.

Devido aos grandes valores $L_1 = 0,5.D$ e $L_2 = 0,8.D$ assumidos inicialmente, a pá diretriz apresentou grandes dimensões, como consequência foi, além do baixo rendimento, a ocorrência de grande esforço na pá, que acarretou em torque considerável no eixo da mesma. Em quase todas as turbinas o eixo apresentou um diâmetro calculado maior que a espessura da pá.

Sendo que nos ensaios foi possível observar que a pá poderia assumir dimensões menores, para as turbinas padronzidas assumiu-se $L_1 = 0,3.D$ e $L_2 = 0,5.D$ de maneira a minimizar os esforços ao eixo das pás.

Para o caso específico da pá, recomenda-se um estudo aprofundado quanto ao equacionamento e traçado do injetor dotado de pá diretriz, de modo a obter um perfil do tipo usado pela OSSBERGER e já consagrado por todos os fabricantes. Acredita-se que somente com esta radical modificação é que será possível uma melhoria considerável no comportamento da máquina.

O ângulo δ_A, sob o qual ocorrem os esforços máximos na pá do rotor, variou muito pouco entre as turbinas padronizadas, assumiu valores entre 90 e 97° e somente na primeira turbina é que obteve-se 75°. Isto ocorreu mesmo com as turbinas dimensionada para condições máximas, $H_{máx}$ e $Q_{máx}$, diferentes. Com isto conclui-se que, caso a turbina venha a ser dotada de ângulo de admissão de 90° ela trabalhará sob as condições de máximo esforço.

Quando às rotações críticas dos eixos aos rotores, estas assumiram altos valores, não fazendo nenhum problema ao funcionamento da turbina. Observou-se que a mesma diminuiu com o aumento do comprimento do rotor.

Conforme pode ser verificado durante os ensaios, a rotação de embalamento ficou dentro da expectativa, isto é:

$$n_e = (1{,}98 \text{ a } 2).n \qquad (10.5)$$

As flechas do eixo e das pás assumiram valores muito pequenos em algumas turbinas fez-se necessário o aumento do diâmetro e da espessura da pá devido a relação de flechas ser maior que 0,9. Também o uso de disco enrijecedor minimizou o problema.

As flechas submetidas aos discos do rotor também assumiram pequenos valores.

O uso do tubo de sucção deve ser estudado em particular e juntamente com a válvula de entrada de ar. Deve-se procurar equacionar a influência destes dois elementos no comportamento da turbina, principalmente no controle do nível da água no interior da tampa. Infelizmente até a presente data, não se conhece bibliografia a respeito.

A peça de transição, considerada como elemento não integrante da turbina, induziu pequena perda de carga ao sistema, não influindo nos resultados obtidos, visto que, a pressão usada no cálculo da potência hidráulica foi medida na entrada do injetor, ponto 2. Entretanto a sua perda deve ser considerada no dimensionamento da central.

No caso de se processar todas as modificações necessárias e sanar todos os problemas encontrados, a expectativa é obter-se uma melhoria considerável no comportamento da tur-

bina, no que se refere ao rendimento máximo e ao aspecto da curva de recpção. Obtido isto, faz-se necessário uma nova redistribuição do campo de aplicação, inclusive ampliando-o de modo a atender maiores potências.

Concluindo os trabalhos desenvolvidos no desenrolar desta pesquisa pode-se afirmar que, mesmo com alguns resultados adversos, os objetivos inicialmente propostos foram integralmente atingidos.

Desenvolveu-se uma metodologia que, com os aprimoramentos sofridos no decorrer dos trabalhos, apresentou-se confiável e permitiu um dimensionamento racional de uma família de turbinas do tipo Michell-Banki, ou Fluxo-Cruzado.

A despeito do incentivo ao seu uso em voga em vários países do mundo, a turbina Michell-Banki, ou Fluxo-Cruzado, ainda permanece praticamente desconhecida no meio técnico nacional, visto que ela sempre foi relegada à um plano de simples curiosidade científica e algumas vezes merecendo algumas citações rápidas e superficiais em livros técnicos. Acredita-se que este trabalho poderá vir a dar uma contribuição relevante ao desenvolvimento deste tipo de turbina em nosso país e que, em um futuro bastante próximo, ela venha a se constituir em uma importante opção à implantação e difusão das microcentrais hidrelétricas no Brasil, cujo programa visa atender as pequenas comunidades, normalmente distantes dos grandes centros produtores de bens. Áreas estas carentes de incentivos e de benfeitorias na área social, educação e saúde. Serviços básicos, que muitas vezes estão atrelados ao desenvolvimento econômico, bem como à existência de energia na região.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] ABNT, *"Norma de Turbinas Hidráulicas para Pequenas Centrais Hidrelétricas"*, seleção e determinação de parâmetros básicos para PCHs. Projeto nº 4:07.02-012, São Paulo, Brasil.

[2] BAZO, Carlos A.H., Diseño y Estandarizacion de Turbinas Michell-Banki, Teses, *1º OLADE de PCH*, Quito, Equador, setembro, (1980).

[3] BAZO, Carlos A.H., *"Manual de Diseño, Estandarizacion y Fabricacion de Equipos para Pequeñas Centrales Hidroelétricas"*, OLADE, Quito, Equador, (1983).

[4] SOUZA, Z., *Turbinas Hidráulicas para PCH*, FUPAI, Itajubá (MG), Brasil, maio, (1985).

[5] SOUZA, Z., ALMEIDA, M.T., "Cálculo Hidrodinâmico de uma Turbina Michell-Banki", in *Pesquisa e desenvolvimento tecnológico*, EFEI, Itajubá(MG), Brasil, vol. XI, nº 4, p. 33-47, (1985).

[6] ELETROBRÁS, Tipos de Pequenas Centrais Hidroelétricas, in *Manual de pequenas centrais hidroelétricas*, Rio de Janeiro(RJ), Brasil, cap. 3, (1982).

[7] HAIMERL, L.A., "The Cross-Flow Turbine", in *Water power & dam construction*, p. 5-13, january, (1960).

[8] MOSONYI, E., "The Banki-Turbine", in *Water power development*, Akademiai Kiadó, Budapeste, Hungria, vol. 2, cap. 114, p. 843-851, (1965).

[9] VERPLANCK, "Cross-Flow Turbines", Report on Turbogenerating Equipment for Law Hed Hydroeletric Developments, Boston(Massachusetts), USA, april, (1978).

[10] OSSBERGER, Synchronous Generating, Catálogos, Germany.

[11] FUJI ELECTRIC, Small-Hidro Séries, Catálogo HEC 61.a, Japan.

[12] TOSHIBA DO BRASIL, Turbina Hidráulica de Fluxo Transversal, Catálogos, Brasil.

[13] SANTOS, A.H.M., "Uma análise de eletrificação rural entre as opções: linha de distribuição e auto-geração com uso de biogás", *1º Seminário de Engenharia Mecânica*, EFEI, Itajubá (MG), Brasil, (1981).

[14] BARNEY, E., *Aproveitamento Hidroenergético com Microturbinas*, Faculdade de Ing. Electromecanica, Universidad de Nacional de Misiones , Obera (Misiones), Argentina, (1984).

[15] SOUZA, Z., "Turbinas para mini e micro centrais hidrelétricas", in *Revista Mundo Elétrico*, Editora Técnica Gruenwald Ltda., São Paulo(SP), Brasil, ano 26 - Geração, p. 40-43, agosto, (1985).

[16] "Small but thriving", in *Water power & dam construction* , p. 30, january, (1979).

[17] HOTHERSALL, R., C. Eng., M.I. Mech E., "A review of the cross-flow turbine", in *Water power'85*, vol. 2, p. 914-923, (1985).

[18] NECHLEBA, M. and KOPECKY, V., "Mini and micro hydro in Czechoslovakia", in *Water power & dam construction*, p. 37-39, april, (1986).

[19] BYS - BALAJU YANIRA SHALA (p) LTD, Catálogos, Nepal.

[20] ARMFIELD ENG. LTDA., Biwater Hydropower, Catálogos, England

[21] PORTMORE ENGINEERING LIMITED, Catálogos, N. Ireland.

[22] MARUSHIMA, Mini-hydro for pipelines, catálogos, Osana, Japan.

[23] LITOSTROJ, Catálogos, Ljubljana, Jugoslavija.

[24] BETTA HIDROTURBINAS, Catálogos, Franca(SP), Brasil.

[25] NEW FOUNDPOWER, Cross-Flow turbines, Rhode Island, USA.

[26] SOUZA, Z., "Rotação de disparo das turbinas hidráulicas" , EFEI, Itajubá(MG), Brasil, março, (1986).

[27] CHÉRIÈRE, B., "Creation d'une gamme de turbines a flux traversant", in *La houille blanche*, nº 1/2, p. 56-62 , (1986).

[28] SONG, S., "RN-SHP Co-operative Research Project on "Split flow Turbine" is underway", in *SHP News*, Hangzhou , China, nº 4, (1985).

[29] POMPREF, M.J., "The Splitflow turbine: initial development test results", Hong Kong Polytechnic Kewloon, Hong Kong.

[30] BAZO, Carlos A.H., "Diseño y Estandarización de Turbinas Michell-Banki", in *Boletim Energético OLADE*, OLADE, nº 16, p. 31-39, (1980).

[31] KHOSROWPANAH, S., ALBERTSON, M.L. and FIUZAT, A.A., "Historical overview of cross-flow turbine", in *Water power & dam construction*, p. 38-43, october,(1984).

[32] HALMOS, L., "Jet thickness and radial blading width of Banki turbines", in *Acta Technica Scientiarum Hungaricae*, vol. 27, p. 10, (1959).

[33] FONÓ, A., "Donat Banki", in *Acta Academia e cientiarum Hungaricae*, vol. 27, par I/II, 1959, p. 13-39.

[34] HOLLAND, R., "Machinery and equipment for micro hydro plants", in *Water power & dam construction*, nov. 1986, p. 17-19.

[35] REYNOLDS, T.S., "Medieval roots of the industrial revolution", in *Scientifican American*, vol. 251, julho/84, p. 108-116.

[36] BRESLIN, W.R. "Small Michell(Banki) Turbine: a Construc - tion Manual - VITA - Volunteers in Technical Assistance - Rhode Island Avenue - USA.

[37] BRAN, R.; SOUZA, Z. Máquinas de Fluxo: turbinas, bombas e ventiladores, Rio de Janeiro, RJ, 2a. edição, *Ao Livro Técnico S.A.* , 1984, p. 262

[38] MACINTYRE, A.J. Máquinas Motrizes Hidráulicas, Rio de Janeiro, RJ, la. edição, Guanabara Dois, 1983 p. 649

[39] FERREIRA, F.A. , "Maximo e Mínimo de uma Função de várias variáveis" *"Funções de várias variáveis"* EFEI , Itajubá, MG, 3a. edição, 1975.

[40] RALPH G. HUDSON, S. B. Manual do Engenheiro, Rio de Janeiro, RJ. *Ao Livro Técnico S.A.* , 1961.

[41] AZEVEDO NETO, J.M. de, Manual de Hidráulica, São Paulo, SP Vol. I e II, 6a. edição, Ed. Edgard Blucher, 1977.

[42] TIMOSHENKO, S. Resistência dos Materiais, Rio de Janeiro , RJ, Vol. I e II, la. edição *Livros Técnicos e Científicos*. Editora S.A. , 1979

[43] TIMOSHENKO, S.; YOUNG, D.H. Problemas de Vibraticon en Ingenieria; México, México, 2a. edição, Compañia Editorial Continental, SP , 1960

[44] SOUZA, Z. Campo de Funcionamento de Turbina Hidráulica com H = constante *pub. interna*, EFEI, Itajubá, MG,1986

[45] SOUZA, Z.; TIAGO Fº,G. L. ; VIANA, A.N.C. "Determinação da densidade do mercúrio usado nos manômetros do LHPCH", *pub. interna*, EFEI, Itajubá, MG, 1986

[46] MONTION, L.; LE NIR, M. ; ROUX, J. "Eletromechanical equipment", cap. 4, in *Micro Hydroeletric Powers Stations* by John Wiley & Sons. Ltda., 1984, p. 71-103.

[47] QUANTZ, L. , "Turbinas Michell o de Doble Efecto", item 26, cap. II, in *Motores Hidráulicos*, Barcelona, Espanha, by Editorial Gustavo Gili, S.A. ,pg. 206-208.

[48] PROVENZA, F. "Pontuário do Projetista de Máquinas", São Paulo - SP, 4a. Edição, PROTEC, 1970, p.319.

[49] FAIRES, Virgil M. "Elementos Orgânicos de Máquinas", 2a.Edição, Rio de Janeiro, *Ao Livro Técnico*, 1976.

[50] ALMEIDA, M.T. "Manutenção Preditiva em Máquinas através de Análise de Vibrações", Itajubá, MG, FUPAI, 1980.

[51] THOMPSON, Willian T. "Teoria da Vibração com Aplicações" 1a. Edição, Rio de Janeiro, Interciência, 1978.

[52] BEER, F.P. e JOHNSTON, E.R. "Resistência dos Materiais" São Paulo, SP, Mc Graw Hill do Brasil, 1982.

[53] THUSS, W. "Leis Gerais Básicas das Máquinas Hidráulicas" 1º Seminário de Engenharia Hidromecânica - VOITH SA 8 a 12 de março de 1976 - São Paulo-SP

[54] NEIMANN, G. "Transmissão por Correias" in *Elementos de Máquinas* - São Paulo, SP, Editora Edgard Blücher Ltda., 1971, Vol. II, p. 86/87.

A N E X O I

METODOLOGIA DO CÁLCULO HIDROMECÂNICO DOS COMPONENTES DA TURBINA

A N E X O I

METODOLOGIA DO CÁLCULO HIDROMECÂNICO DOS COMPONENTES DA TURBINA

I. METODOLOGIA DO CÁLCULO HIDROMECÂNICO DOS COMPONENTES DA TURBINA

I.1. DIMENSIONAMENTO HIDRODINÂMICO

I.1.1. CÁLCULO DAS POTÊNCIAS E RENDIMENTOS

1. Potência máxima no eixo

$$P_{máx} = g.Q_{máx}.H_{máx}.\eta_t \quad [kW]$$

2. Potência mínima no eixo

$$P_{min} = g.Q_{min}.H_{min}.\eta_t \quad [kW]$$

3. Potência nominal no eixo

$$P = g.Q.H.\eta_t$$

4. Rendimento interno real

$$\eta_i = \eta_t/\eta_m$$

5. Rendimento interno teórico, considerando a vazão de fuga

$$\eta_{it} = \eta_i/a$$

I.1.2. DETERMINAÇÃO DAS ROTAÇÕES

6. Rotação da turbina

$$n = 38,3.H^{0,75}.Q^{-0,5} \quad [rpm]$$

Sendo que a rotação deve ser inteira e maior que 100[rpm] e deve-se calcular a relação de transmissão

$$\frac{600}{n} ; \frac{720}{n} ; \frac{900}{n} ; \frac{1200}{n} ; \frac{1800}{n}$$

de maneira que assumida a rotação que mais convier ao sistema, determina-se a rotação específica da turbina.

7.Rotação específica (S.I.)

$$n_{qA} = 3.n.Q^{0,5}.H^{(-0,75)}$$

onde $40 \leq n_{qA} \leq 180$

I.1.3. CÁLCULO DOS ÂNGULOS DE ATAQUE E DA PÁ DO ROTOR

8. Ângulo do injetor

$$\alpha_4 = \text{arctg}\sqrt{(1 - n_{it}/\phi^2)} \quad [\text{grau}]$$

9. Ângulo entre a velocidade tangencial e a relativa na entrada do rotor

$$\beta_4 = 2.\alpha_4 \quad [\text{grau}]$$

I.1.4. CÁLCULO DAS VELOCIDADES NA ENTRADA DOS DIÂMETROS, NÚMEROS DE PÁS DO ROTOR E ÂNGULOS DE ABRANGÊNCIA

10. Velocidade absoluta na entrada do rotor

$$c_4 = 4,43.\phi.\sqrt{H} \quad [\text{m/s}]$$

11. Velocidade tangencial na entrada do rotor

$$u = c_4/(2.\cos\alpha_4) \quad [\text{m/s}]$$

12. Diâmetro externo do rotor

$$D = 0,318.u/n \quad [\text{m}]$$

13. Diâmetro interno do rotor

$$D = 0,58.D \quad [\text{m}]$$

14. Número de pás do rotor

$$z = 0,10.\pi.D/e_p$$

15. Passo externo das pás: t_t

$$t_t = \pi.D/z \quad [m]$$

16. Comprimento do injetor

$$B_i = 0,96.Q/\sqrt{H}.D \quad [m]$$

17. Comprimento do rotor

$$B = 1,2.B_i \quad [m]$$

18. Ângulo de abrangência do injetor

$$\delta = 360.a.Q./((\pi.D - e_p.z).B_i.c_4.\text{sen}\alpha_4) \quad [\text{grau}]$$

19. Ângulo interno

$$\alpha_i = \text{arctg}.[(D/D_i)^2.\text{sen}\beta_4] \quad [\text{grau}]$$

20. Coordenada x_4 e raio médio da pá (r) - Deve-se resolver o sistema

$$r = D^2 + D_i^2 - 2.D_i.\sqrt{D^2 - 4.x_4^2}\ /8.x_4 \quad [m]$$

$$tg\beta_4 = \frac{8.x_4^2.\sqrt{D^2 + D_i^2 - 2.D_i.\sqrt{D^2 - 4.x_4^2} - 4.x_4^2} - (D^2 + D_i^2 -}{2.x_4.[2.(D^2 - 4.x_4^2).(D^2 - D_i^2 - 2.D.\sqrt{D^2 - x_4^2} - 4.x_4^2) -}$$

$$\frac{- 2.D_i.\sqrt{D^2 - 4.x_4^2} - 8.x_4^2).\ D^2 - x_4^2}{- (D^2 - D_i^2 - 2.D_i.\sqrt{D^2 - x_4^2} - 8.x_4^2)]} \quad [\text{grau}]$$

21. Diâmetro primitivo

$$D_p = 2.\sqrt{r^2 + (0,5.D_i)^2} \quad [m]$$

I.15. Determinação dos Triângulos de Velocidade

22. Velocidade mediana na entrada do rotor

$$c_m = c_4 . \text{sen}\alpha_4 \quad [m/s]$$

23. Velocidade relativa na entrada do rotor

$$w_4 = c_m / \text{sen}\beta_4 \quad [m/s]$$

24. Velocidade absoluta na saída do rotor

$$c_5 = c_m / \cos\alpha_4 \quad [m/s]$$

25. Velocidade relativa na saída da primeira passagem

$$w_i = D/D_i . w_4 . \text{sen}\beta_4 \quad [m/s]$$

26. Velocidade tangencial na saída da primeira passagem

$$u_i = \pi . D_i . n \quad [m/s]$$

27. Velocidade absoluta no diâmetro interno do rotor

$$c_i = \sqrt{u_i^2 + w_i^2} \quad [m/s]$$

I.1.6. Determinação do Diâmetro Máximo Permissível para o Eixo do Rotor

28. Distância do filete interno a linha de centro do rotor

$$L = 0,5 . D_i . \sqrt{(1 - [(D_i/D)^4 / \text{sen}^2(\beta_4)]} \quad [m]$$

29. Diâmetro máximo do eixo do rotor

$$d_{máx} = 2 . L \quad (m)$$

I.1.7. Determinação do Ângulo de Trabalho

30. $$\psi = 2 . \delta + 4,04 . r . \theta_5 / D$$

onde, θ_5 é arco de curvatura da pá do rotor, e é dado por:

31. $\theta_5 = \text{arctg}.(0,25.\dfrac{\sqrt{D_i^2 + D^2 - 2.D.D_i.\cos\beta_1}}{\sqrt{r^2 - 0,25.(D_i^2 + D^2 - 2.D.D_i.\cos\beta_1)}})$

32. Ângulo Auxiliar β_1

$$\beta_1 = \text{arcsen}(2.x_4/D)$$

I.2. CÁLCULO DAS PRINCIPAIS DIMENSÕES DO INJETOR

Valores assumidos:

1. Velocidade média na entrada do injetor

$$c_e = 3,62.\sqrt{H} \quad [m/s]$$

2. Espessura da pá diretriz

$$c_{pd} = 0,07.D$$

3. Comprimentos da face inferior e superior da pá diretriz

$$L_1 = 0,5.D$$

$$L_2 = 0,8.D$$

4. Sistema de equações que dimensionam hidrodinamicamente o injetor

$$a_1 + a_2 =. S_1$$

$$b_1 + b_2 = S_2$$

$$Q_2 - Q.a_2/S_1 = 0$$

$$b_1 = a_1.\cos\theta_1 + L_1.\text{sen}\theta_2 = 0$$

$$\theta_1 = \delta - 90^o$$

$$F_1.\cos^2\theta_2 - F_2.\cos\theta_2 + F_3 = 0$$

$$A_o + A_1.a_1 + A_2.a_1^2 + A_3.a_1^3 + A_4.a_1^4 = 0$$

onde as constantes $S_{1,2,3,4}$ e $A_{0,1,2,3,4}$, valem:

$$S_1 = Q/c_e.B_i \quad [m]$$

$$S_2 = Q/c_4.B_i \quad [m]$$

$$S_3 = B_i.(1 + S_2/S_1)$$

$$S_4 = 2.S_2/S$$

$$A_0 = S_1^3.S_3$$

$$A_1 = S_1^2.(S_1.S_4 - 3.S_3)$$

$$A_2 = 3.S_1.(S_3 - S_1.S_4)$$

$$A_3 = S_1.S_4.(3 - L_2/L_1) - S_3.(L_2/L_1 + 1)$$

$$A_4 = S_4.(L_2/L_1 - 1)$$

5.Ainda deve-se calcular

$$\delta = \delta_1 + \delta_2$$

$$Q = Q_1 + Q_2$$

$$\theta_2 = \delta_1 - \theta_1$$

Neste sistema de equações deve-se determinar as seguintes grandezas:

a_1, a_2 = altura de entrada do injetor;

b_1, b_2 = altura de saída do injetor;

Q_1, Q_2 = vazão referida a cada setor;

θ_1, θ_2 = ângulos auxiliares;

δ_1, δ_2 = ângulos de abertura de cada setor;

L_1, L_2 = comprimento da face da pá diretriz referida a cada setor.

I.3. DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DA TURBINA

I.3.1. CÁLCULO DAS CONSTANTES , ÂNGULOS AUXILIARES E ESFORCOS ATUANTES NO ROTOR

1. Constante da turbina

$$k_t = (360.a.\pi.4.D.n)/(\phi^2.g.B_i.(\pi.D - z_{e_p})).tg\alpha_4$$

2. Ângulo entre a reta tangente do rotor e a reta tangente a pá de entrada θ_2 (ângulo auxiliar)

$$\theta_2 = arctg.((r - x_4)/\sqrt{x_4.(2.r - x_4)}) \quad [grau]$$

3. Constante k_3, k_4 e k_5

$$k_3 = 2214,7.\phi.cos\theta_5/cos\alpha_4$$

$$k_4 = 2214,7.\phi/cos\alpha_4.(D/D_i.sen\beta_4) - sen\theta_2$$

$$k_5 = 0,006.B_i.n^2.(D - D_i).(D + D_i)^2$$

4. Ângulo entre a força resultante máxima na pá e a direção horizontal

$$\theta 4_A = arctg.((k_4/k_3 - (k_5.k_t)/(k_3.H_{máx}^{1,5}))$$

5. Força resultante máxima

$$F_{R_{máx}} = k_3.Q_{máx}.H_{máx}^{0,5}/cos\theta 4_A$$

6. Força normal máxima na pá do rotor

$$F_{N_{máx}} = k_3.Q_{máx}^{1,5}.\sqrt{(k_t/\delta_A)}/cos\theta 4_A$$

onde:

$$\delta_A = Q_{máx}.\sqrt[3]{k_t.(k_4 - k_3 tg\theta 4_A/k_5)^2}$$

7. Força distribuida ao longo da pá do rotor

$$qq = F_{N_{máx}}/B$$

I.3.2. Forças Atuantes no Injetor

1. Força horizontal atuante no injetor

$$F_x = 0,15.H_{máx}.B_{i_x}.(r_r - (D/2).\cos\delta_A \quad [N]$$

onde:

$$r_r = r_{i_o}.\exp^{(Q.\delta_A/(B_i.k_i.\delta)}$$

$$k_i = (\phi^2.g.H)/(2.\pi.n)$$

$$r_{i_o} = D/2 + GAP$$

9. Força vertical oriunda da pressão da água, atuante no injetor

$$F_{z_1} = 0,15.H_{máx}.B_i.(r_{i_o}.\cos\delta o + r_r.\cos\delta_1) + L) \quad [N]$$

10. Força vertical do peso próprio do injetor

Neste caso foi tomado como sendo 20% de força oriunda da pressão da água. Este valor deverá ser verificado posteriormente, após a turbina ter sido projetada

$$F_{z_2} = 0,2.F_{z_1} \quad [N]$$

11. Força vertical total no injetor

$$F_z = F_{z_1} + F_{z_2}$$

I.3.3. Cálculo Mecânico das Pás do Rotor da Turbina

Fornecidos os dados do material que será utilizado para construção da turbina como: tensão de escoamento, coeficiente de Poisson, peso específico, adota-se uma espessura padronizada para a pá

do rotor e verifica se ela atende às exigências quanto à tensão e flecha admissível. Para isto procede-se da seguinte maneira:

12. Momento fletor máximo das pás

- Para o comprimento do rotor $B \leq 0,6$ [m], sem discos intermediários enrigecedores, o momento máximo será:

$$M_{máx} = q.B^2/12 \quad [N.m]$$

- Para o comprimento do rotor $B > 0,6$ [m], com um disco intermediário enrigecedor, o momento máximo será:

$$M_{máx} = q.B^2/48 \quad [n.m]$$

13. Tensão de Cisalhamento máximo nas pás do rotor

A tensão de cisalhamento máxima é dado por:

$$\tau_{máx} = \sqrt{\left(\frac{\sigma_{fe}}{2}\right)^2 + \sigma_{cis}^2} \quad [N/m^2]$$

Para calcular esta tensão deve-se proceder da seguinte maneira:

- Corda da pá do rotor

$$b_p = 0,5.\sqrt{D^2 + D_i^2 - 2.D.D_i.\cos\beta_1} \quad [m]$$

- Distância da corda b_p ao centro da curvatura

$$h_p = 0,5.\sqrt{4.r^2 - b_p^2}$$

- Ângulo de curvatura da pá do rotor

$$\theta_s = 2.\text{arctg}.(b_p/2.h_p)$$

- Distância da linha neutra à fibra mais afastada da pá do rotor.

Calcula-se:

$$h_1 = r_i - e_p - y_g \quad [m]$$

$$h_2 = y_g - r.\cos(\theta_5/2) \quad [m]$$

Toma-se o maior dos dois valores e denomina-o de h_3.

- área da seção reta da pá

$$S_{r_p} = \theta_8.r.e_p \quad [m^2]$$

onde θ_8 em [rd]

- momento de inércia da pá

$$I = r^3.e_p.(\theta_8/2 + (\text{sen}\theta_8)/2 - (4.\text{sen}^2\theta_8)/\theta_8) \quad [m^4]$$

4. Tensões de Flexão e Cisalhamento

- tensão de flexão

$$\sigma_{f_e} = M_{máx}.h_3/I \quad [N/m^2]$$

- tensão de cisalhamento

Para $B \leq 0,6$ [m] - $\tau_{cis} = F_{R_{máx}}/2.S_{r_p}$ $[N/m^2]$

Para $B > 0,6$ [m] - $\tau_{cis} = F_{R_{máx}}/4.S_{r_p}$ $[N/m^2]$

14. Fator de segurança

Determinada a tensão máxima, pode-se agora compará-la com a admissível. Com isto pode-se verificar se a pá está ou não trabalhando dentro da faixa de segurança anteriormente admitida.

$$f_s = 0,6.\sigma_{e_{sc}}/\sigma_{máx}$$

$$2,0 < f_s < 4$$

Caso o fator de segurança esteja dentro do limite pré-estabelecido pode prosseguir com os cálculos, caso contrário deve-se adotar outra espessura da pá, e_p, até que o fator de segurança esteja dentro do intervalo, e só daí continuar nos cálculos.

15. Verificação das flechas nas pás do rotor

Para se verificar se as flechas impostas às pás estão, ou não , dentro do admissível, procede-se das seguinte forma:

- peso próprio da pá

$$G_p = \gamma_{aço} . S_{r_p} . B$$

- carga distribuida total

$$q_t = q_q + \gamma_{aço} . S_{r_p}$$

- flecha oriunda da carga distribuida

Para $B \leq 0,6$ [m] - $f_{p_{máx}} = q_t . B^4 / (384 . I_p . C)$ [m]

Para $B > 0,6$ [m] - $f_{p_{máx}} = q_t . B^4 / (4912 . I_p . E)$ [m]

- verificação das relações de flechas

$$R_{p_f} = 1000 . f_{p_{máx}} / B$$

Este valor deve ser menor que 0,9. Caso seja maior deve-se alterar a espessura da pá, e_p [m], e quando for atendida esta relação, pode-se prosseguir nos cálculos.

16. Determinação das frequências naturais

- cálculo da constante V_A

$$V_A = (1/2.\pi.B^2) . \sqrt{E.I.g/q_p}$$

- frequências naturais

Para $B \leq 0,6$ [m], tem-se:

$$f_{pn_1} = 22,18 . V_A$$

$$f_{pn_2} = 61,62 . V_A$$

$$f_{pn_3} = 120,78 . V_A$$

$$f_{pn_4} = 199,66 . V_A$$

$$f_{pn_5} = 298,25.V_A \quad [Hz]$$

Para B > 0,6 [m], tem-se:

$$f_{pn_1} = 62,41.V_A$$

$$f_{pn_2} = 90,25.V_A$$

$$f_{pn_3} = 201,64.V_A$$

$$f_{pn_4} = 243,36.V_A$$

$$f_{pn_5} = 2530,09.V_A \quad [Hz]$$

17. Determinação das frequências de excitação

Estas frequências são dadas por:

$$f_{exc} = i.n.z \quad [Hz]$$

com i variando de 1 a 5 e z o número de pás

I.3.4. CÁLCULO MECÂNICO DOS DISCOS DO ROTOR

1. Cálculo da espessura do disco

$$e_d = 4.F_{R_{máx}}/(b_p.\sigma_{esc}) \quad [m]$$

Caso esta espessura seja muito pequena, menor que a espessura da pá, devido aos problemas de se usinar e soldar chapas finas, faz-se necessário tomar $e_d = 3.e_p$, sendo que a espessura mínima adotada para este disco é 10 [mm].

2. Flecha máxima do disco

$$f_{d_{máx}} = 0,097.D.q_t.B^2.(1 - \mu^2)/(E.e_d^3.(17 + 15\mu))$$

3. Peso do disco

$$G_d = \pi.D^2.e_d.\gamma_{aço}/4 \quad [N]$$

I.3.5. DIMENSIONAMENTO MECÂNICO DO EIXO DO ROTOR

1. Reação nos mancais

$$R_A = F_{R_{máx}} + z.G_p/2 + G_d \quad [N]$$

2. Torque

$$T = F_{R_{máx}}.(D + D_i)/2 \quad [N.m]$$

3. Potência fornecida

$$P_o = \pi.T.n/1000 \quad [kW] \quad - \quad n \ [rps]$$

4. Diâmetro preliminar do eixo do rotor

$$d_o = 0,334.\sqrt[4]{P_o/n} \quad [m] \quad - \quad n \ [rps]$$

5. Distância preliminar entre o disco do rotor e o mancal de rolamento

$$x_1 = d_o$$

6. Momento máximo no eixo do rotor

Se $B \leq 0,6$ [m], então $M_{máx} = R_A.x_1$ [N.m]

Se $B > 0,6$ [m], então $M_{máx} = R_A.(x_1 + B/4)$ [N.m]

7. Diâmetro do eixo do rotor

$$d_r = 2,85.\sqrt[6]{(T^2 + 64.M_{máx}^2)/\sigma_{esc}^2} \quad [m]$$

8. Flecha máxima admissível para o eixo do rotor

Para $B \leq 0,6$ [m]

$$f_{máx} = 3,4.\frac{R_A.d_o}{E.d^4}.\left|\frac{0,75.(B + 2.d_o)^2 - d_o^2}{(B + 2.d_o)}\right| \quad [m]$$

Para $B > 0,6$ [m]

$$f_{máx} = 0,424.\frac{R_A}{E.d^4}.\left|16.d_o^2.(B + d_o)^2 + (B + 2.d_o)^4\right| \quad [m]$$

9. Relação das flechas

Para $B \leq 0,6$ [m] - $R_f = 1000.f_{máx}/B$,

para $B > 0,6$ [m] - $R_f = 500.f_{máx}/B$, (mm/m)

O valor de R_f deve ser menor ou igual a 0,9. (mm/m)
Caso seja maior, deve-se aumentar o diâmetro do eixo para o máximo padronizado.

10. Rotação crítica para o eixo do rotor

$$f_o = (R_A - F_{R_{máx}}).F_{máx}/R_A$$

$$n_{crit} = 29,9/\sqrt{f_o} \quad [rpm]$$

I.3.6. Dimensionamento Mecânico da Pá Diretriz e seu Eixo

1. Raio da pá diretriz

$$r_{pd} = D/2.Exp.(Q/(2.B_i.k_i))$$

onde K_i é constante do injetor, dada por:

$$K_i = (\phi^2.g.H)/(2.\pi.n_s) \quad - \quad n \text{ [rps]}$$

2. Comprimento da pá diretriz

$$L_d = \sqrt{D^2/4 + r_p^2 - D.r_p.\cos(\delta/2)}$$

3. Corda da pá diretriz

$$Cd = L_1 + r_o.\cos\delta_2 + r_p \cos\delta_1$$

4. Força no ponto intermediário no eixo da pá diretriz

$$F_d = \rho_{máx}.C_d.B_i.1000$$

5. Distância do ponto de aplicação da força ao eixo da pá di

retriz. É tomada como sendo:

$$x_d = 0,1.C_d \quad [m]$$

6. Momento torque

$$T_d = F_d . x_d$$

7. Diâmetro do eixo da pá diretriz

. calculado pela tensão de escoamento

$$d_{p_d} = \sqrt[3]{T_d/0,02.\sigma_{esc}}$$

. calculado por cizalhamento

$$d'_{p_d} = \sqrt{10.F_d/\sigma_{esc}}$$

adota-se o maior valor.

A N E X O II

DESENHOS E TABELAS DIMENSIONAIS DAS TURBINAS MICHELL-BANKI PADRONIZADAS

VARIAVEIS UTILIZADAS NO CALCULO

Pmax	Potencia maxima no eixo
Pmin	Potencia minima no eixo
P	Potencia nominal no eixo
Ni	Rendimento interno real
Nit	Rendimento interno teorico
n	rotacao da turbina
nqN	rotacao especifica
Alfa4	angulo de injetor
Beta4	Angulo entre a Vtg e Vrel na entradado rotor
C4	Velocidade abs. na entrada do rotor
u	Veloc. tangencial na entrada do rotor
D	Diametro externo do rotor
Di	Diametro interno do rotor
tt	Passo externo
Z	numero de pas
Bi	Comprimento do injetor
Delta	Ang. de abrang. do injetor
Alfai	Angulo interno
X4	coordenada pto.4 na pa do rotor
r	raio da pa do rotor
Dp	Diametro primitivo
Cm	Vel. mediana na entr. do rotor
W4	Vel. relativa na entr. do rotor
C5	Vel. absoluta na entr. do rotor
Wi	Vel. relativa no diametro interno
Ui	Vel. tangencial no diametro interno
Ci	Vel. absoluta no diametro interno
L	Dist. do filete interno ao centro do rotor
dmax	Diametro máximo do eixo do rotor
Teta8	Angulo de saida
PISI	Angulo de trabalho
ep	espessura da pa'
K3	Constante da turbina
K4	Constante da turbina
K5	Constate da turbina
DeltaN	Ang. de abertura do injetor ref. ao esforco MAXIMO
Beta1	Angulo auxiliar
Teta3	Ang. de forca normal com a dir. X
Kt	Constante da turbina
Teta2	Angulo entre a Tang. ao rotor e a pa' na entrada
Teta1N	Ang. entre FFmax e a pa'na direcao X
FFmax	Forca resultante maxima sobre a pa'
qq	Forca dist. ao longo da pa' do rotor

VARIAVEIS UTILIZADAS NO CALCULO

Mmaxt	Momento maximo na turbina
Yg	dist. CG da pa rotor,centro do raio r
h1	dist. fibra mais afastada,CG pa rotor
h2	Dist. fibra mais afastada,CG pa rotor
h3	valor mhl ou h2, adotado o maior
Srp	Area da seccao reta da pa
Mlps	Momento de inercia da pa
Tfc	Tensao de flexao
Tcis	Tensao de cizalhamento
Tmax	Tensao de cizalhamento maxima
FS	Fator de Seguranca
Gp	Peso proprio da pa
qp	Carga Oriunda do peso proprio da pa
qt	Carga distribuida total
Fpmax	Flexa oriunda da carga distribuida
Rpf	Relacao de flexa
YA	variavel auxiliar p/ calc.Fpm
Fpm1	Frequencia natural (primeira)
Fpm2	Frequencia natural (segunda)
Fpm3	Frequencia natural (terceira)
Fpm4	Frequencia natural (quarta)
Fpm5	Frequencia natural (quinta)
Fexcit1	Freq. de excit. sobre as pas (1)
Fexcit2	Freq. de excit. sobre as pas (2)
Fexcit3	Freq. de excit. sobre as pas (3)
Fexcit4	Freq. de excit. sobre as pas (4)
Fexcit5	Freq. de excit. sobre as pas (5)
ed	Esp. do disco sup. das pas do rotor
Fdmax	Flexa maxima do disco
Gd	Peso do disco
RA	Reacao nos mancais
T	Torque
P0	Potencia fornecida
d0	Diametro preliminar
Am	Dist.preliminar do mancal ao disco superior das pas
Mmaxr	Calculo do momento maximo no rotor
dr	Diametro do rotor
Fmax	Flecha max. admissivel p/ o eixo do rotor
Rf	Relacao de flexa
f0	Flecha auxiliar p/ calc. ncrit
ncrit	Rotacao critica

VARIAVEIS UTILIZADAS NO CALCULO	
epd	Espessura da pá diretriz
C4	Vel. de entrada no rotor
Ce	Vel. media na ent. do injetor
L1	Comp. da pá dir. parte superior
L2	Comp. da pá dir. parte inferior
a1	Alt. da parte sup. da entrada
a2	Alt. da parte sup. da entrada
b1	Comp. saida do inj. sobre a pa
b2	Comp. saida do inj. sobre a pa
Teta1	Angulo auxiliar
Teta2	Angulo auxiliar
Delta1	Ang. de abr. da parte superior
Delta2	Ang. de abr. da parte inferior
Q1	Vazao da parte superior
Q2	Vazao da parte inferior
r0	Raio inicial do injetor
Ki	Constante do injetor
Cd	Corda da pá diretriz
R90	Raio da curv. inf. da pá dir.
Fx	Forca horizontal
Fy	Forca vertical
Fd	Forca vert. apl. a pá diretriz
Xd	Dist. de Fd ao eixo da pá dir.
Td	Momento torcor na pa diretriz
d1	Diametro do eixo da pa diretriz

II.1. PROTÓTIPO ENSAIADO

NB191286	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.175
Qmin	Vazao minima	m3/s	.100
Q	Vazao nominal	m3/s	.140
Hmax	Queda disponivel maxima	m	12.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	6.000
H	Altura nominal	m	10.000
Nt	Rendimento Total	( )	.760
Nm	Rendimento Mecanico	( )	.950
Fi	Coeficiente do injetor	( )	.950
ep	Espessura da pa'	m	.003
a	Coeficiente de fuga	( )	.965
GAP	Coeficiente de interset.	( )	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	30.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	( )	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.300E+05

	Pmin	P	N1	N15	n	nqA
	(-)	(kW)	(-)	(-)	(rpm)	(-)
	4.473	10.438	.800	.827	600.120	119.791

H.fs4	Ex(-)	Ca	Va	D	Di	Dp
(m-s)	(N-m/S)	(m/s)	(m/s)	(m)	(m)	(m)
15.920	31.849	13.300	6.920	.220	.128	.154

Z	Ex(-)	Wirel	Bi	Ka	r	ep
(-)	(GPa/S)	(GPa/S)	(m)	(m)	(m)	(m)
15.000	3 6.000	57.476	.193	.032	.043	.002

Ve	Va	Vs	Vi	Vi	Ci	L
(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m/s)	(m)
3.750	6.920	3.750	6.254	4.002	7.462	.049

E	Gmax	Tetas	PIS(	Kt	K3	K4
(-)	(-)	(GPaUS)	(GPaUS)	(m)	(m)	(m)
2.000	1.000	76.106	221.105	7619.338	2114.203	1427.741

Fr	Wirel	Tetas	Tetas	Fbms	FPmax	qq
(-)	(GPaUS)	(GPaUS)	(GPaUS)	(N)	(N)	(N)
4.000	57.476	14.892	15.178	1329.119	1328.114	5720.992

Detai	Dmax3	rp	n1	n2	n3	F3
(GPaUS)	(N/m)	(m)	(m)	(m)	(m)	(-)
16.852	20.657	.040	.000	00	.000	2.749

Mips	ffc	Tcrs	Tmax	Srp	Fpmax	dp
(m^4)	(N/m^2)	(N/m^2)	(N/m^2)	(m^2)	(m)	(N/m)
120E-08	.129E+09	.300E+07	.644E+08	1e9E-07	.172E-05	13.503

qc	Gp	Rpf	VA	Fpo1	Fpm2	Fpr3
(N/m)	(N)	(-)	(HZ)	(HZ)	(HZ)	(HZ)
5742.492	3.130	.740	40.051	650.300	2400.100	4037.667

Fpm4	Fpm5	Fexcit1	Fexcit2	Fexcit3	Fexcit4	Fexcit5
(HZ)	(HZ)	(HZ)	(HZ)	(HZ)	(HZ)	(HZ)
7997.091	11945.969	150.030	300.060	450.090	600.120	750.150

Tabs2	ed	dr	G1	FA	T	Pr
(GPaUS)	(m)	(m)	(N)	(N)	(N.m)	(N)
37.554	.010	.034	30.411	1301.001	239.626	14.500

d0	nm	Fmax	Famax	f0	nmrit	Mrmax
(m)	(m)	(m)	(m)	(-)	(rpm)	(N.m)
.472E-01	.472E-01	169E-03	.127E-05	.729E-05	.110E+05	65.341

Diametro do rotor ----------D[m]	.600
Comprimento do injetor ----------E[m]	.175
Vazao Nominal ----------Qn[m3/s]	1.500
Altura de queda ----------H[m]	10.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----f[-]	.050
Angulo de abr. do injetor ---DeltaG[GRAUS]	100.000
Potencia da Turbina ----------n[CV]	600.150
Altura max. do dado ----------Hmax[m]	.000
Tensao [illegible] ----------Sigma[kgf/cm2]	.000E+00
Incremento do [illegible] ---------[DeltaG[GRAUS]]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IM191286

G4 (m/s)	G2 (m/s)	ep1 (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
13.303	2.814	.200	.086	110	.117	.140

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
025	.030	16.000	42.341	58.341	47.000	.004

G2 (m/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
026	.180	131	.012	.650E+01	-.141E+04	.140E+01

Td (m.m)	d1 (m)					
73.269	.000					

IM191286 - RAIOS PARA TRECHOS [illegible]

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.190
10.	.112
15.	.115
20.	.117
25.	.119
30.	.122
35.	.124
40.	.127
45.	.129
50.	.132
55	.135
60.	.137

IM191286 - RAIOS PARA TRECHOS DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.114
15.	.117
20.	.121
25	.124
30	.128
35	.132
40.	.136
45.	.140
50	.144

II.2. TURBINAS PADRONIZADAS

TMBANKI1	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.093
Qmin	Vazao minima	m3/s	.034
Q	Vazao nominal	m3/s	.074
Hmax	Queda disponivel maxima	m	42.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	5.100
H	Altura nominal	m	24.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.003
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	30.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - TMBANKI1

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
23.374	1.038	10.628	.642	.676	1321.796	99.482

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	20.075	10.391	.150	.099	.110

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
21.000	120.000	48.933	.097	.018	.024	.003

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
5.196	10.391	5.379	7.872	6.852	10.436	.024

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.107	.049	75.722	288.998	39999.562	2055.351	1083.648

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
3.204	88.570	14.278	16.600	1292.655	1292.655	11142.828

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - TMBANKI1

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.965	3.124	.022	.005	.003	.005	5.327

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.219E-09	.672E+08	.339E+07	.338E+08	.953E-04	.895E-05	7.620

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
11150.449	.884	.077	90.967	2017.637	5605.357	10986.936

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
18162.375	27130.766	462.629	925.257	1387.886	1850.514	2313.143

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.861	.010	.035	14.137	1316.074	160.936	22.276

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Nmaxr (N.m)
.432E-01	.432E-01	.876E-04	.422E-06	.156E-05	.240E+05	56.903

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI1 E N T R A D A D E D A D O S	
Diametro do rotor ----------D[m]	.150
Comprimento do Injetor ----------Bi[m]	.097
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.074
Altura Nominal ----------H[m]	24.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	1321.800
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento da Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI1

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
20.075	4.360	.030	.045	.075	.080	.096

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.017	.021	30.000	42.120	72.120	47.000	.034

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.040	.144	.086	.014	.771E+04	.181E+04	.573E+04

Td (N.m)	d1 (m)
82.592	.030

IMBANKI1 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.075
10.	.076
15.	.078
20.	.079
25.	.080
30.	.082
35.	.083
40.	.084
45.	.086
50.	.087
55.	.089
60.	.090
65.	.092
70.	.093
75.	.095

IMBANKI1 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.075
10.	.078
15.	.080
20.	.082
25.	.085
30.	.088
35.	.090
40.	.093
45.	.096
50.	.099

TMBANKI2	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.157
Qmin	Vazao minima	m3/s	.047
Q	Vazao nominal	m3/s	.119
Hmax	Queda disponivel maxima	m	42.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	3.700
H	Altura nominal	m	23.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.003
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGNAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI2

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
39.459	1.041	16.378	.642	.676	1293.965	127.503

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	19.652	10.173	.150	.099	.110

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
21.000	120.000	48.938	.159	.018	.024	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
5.086	10.173	5.266	7.707	6.707	10.217	.024

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.171	.049	75.722	288.998	25129.965	2055.351	1083.648

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
5.045	93.938	14.278	16.732	2183.735	2183.731	11459.234

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI2

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.965	8.670	.022	.006	.003	.006	2.119

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.292E-09	.170E+09	.430E+07	.849E+08	.127E-03	.503E-04	10.161

qt (N/m)	Qp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
11469.395	1.936	.264	33.711	2103.883	3042.389	6797.422

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
8203.830	85291.047	452.888	905.776	1358.664	1811.552	2264.439

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.861	.012	.034	16.965	2221.027	271.875	36.840

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Mmaxr (N.m)
.493E-01	.493E-01	.303E-04	.678E-06	.509E-06	.419E+05	109.480

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI2 ENTRADA DE DADOS	
Diametro do rotor ----------D[m]	.150
Comprimento do Injetor ----------Bi[m]	.159
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.119
Altura Nominal ----------H[m]	23.000
Coeficiente da Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	1293.970
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI2

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
19.652	4.268	.030	.045	.075	.080	.096

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.017	.021	30.000	42.063	72.063	47.000	.054

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.065	.144	.086	.014	.126E+05	.297E+04	.942E+04

Td (N.m)	d1 (m)
135.735	.030

INDANKI2 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.075
10.	.076
15.	.078
20.	.079
25.	.080
30.	.082
35.	.083
40.	.084
45.	.086
50.	.087
55.	.089
60.	.090
65.	.092
70.	.093
75.	.095

INDANKI2 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.075
10.	.078
15.	.080
20.	.082
25.	.085
30.	.088
35.	.090
40.	.093
45.	.096
50.	.099

TMBANKI3	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.289
Qmin	Vazao minima	m3/s	.066
Q	Vazao nominal	m3/s	.231
Hmax	Queda disponivel maxima	m	56.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	3.000
H	Altura nominal	m	37.000
Nt	Rendimento Total	(i)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(i)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(i)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(i)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(i)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	(i)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI3

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
96.847	1.185	51.146	.642	.676	1118.995	107.548

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	24.926	12.902	.220	.145	.162

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
25.000	120.000	48.938	.166	.026	.035	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Ui (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
6.451	12.902	6.679	9.775	8.507	12.958	.036

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.178	.071	74.827	288.744	20008.441	2046.930	1051.609

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
12.420	103.258	15.173	12.628	4536.594	4536.594	22813.344

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI3

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.773	18.794	.033	.006	.005	.006	2.615

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.886E-09	.137E+09	.612E+07	.688E+08	.185E-03	.390E-04	14.825

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
22828.168	2.949	.196	44.667	2787.695	4031.237	9006.744

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
10370.268	113012.641	466.248	932.496	1398.744	1864.992	2331.240

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.413	.012	.048	36.493	4609.937	828.382	97.071

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Mmaxr (N.m)
.651E-01	.651E-01	.280E-04	.216E-05	.446E-06	.448E+05	300.221

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI3 ENTRADA DE DADOS	
Diametro do rotor ----------D[m]	.220
Comprimento do Injetor ----------Bi[m]	.166
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.231
Altura Nominal ----------H[m]	37.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo da Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	1119.000
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI3

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
24.926	5.414	.040	.066	.110	.117	.141

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.025	.031	30.000	42.100	72.100	47.000	.105

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.126	.211	.127	.021	.258E+05	.607E+04	.192E+05

Td (N m)	d1 (m)
405.653	.040

IMBANKI3 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.112
15.	.114
20.	.116
25.	.118
30.	.120
35.	.122
40.	.124
45.	.126
50.	.128
55.	.130
60.	.132
65.	.134
70.	.137
75.	.139

IMBANKI3 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.114
15.	.117
20.	.121
25.	.125
30.	.128
35.	.132
40.	.136
45.	.141
50.	.145

TNBANKI4	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.290
Qmin	Vazao minima	m3/s	.100
Q	Vazao nominal	m3/s	.240
Hmax	Queda disponivel maxima	m	25.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	3.000
H	Altura nominal	m	17.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst..	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Ni	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E-12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI4

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
43.385	1.795	24.415	.642	.676	758.493	133.150

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	16.895	8.746	.220	.145	.162

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
25.000	120.000	48.938	.254	.026	.035	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
4.373	8.746	4.527	6.626	5.767	8.784	.036

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.266	.071	74.827	288.744	8848.328	2046.930	1051.609

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FHmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
8.747	102.641	15.173	11.929	3033.563	3033.563	9952.598

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI4

Betal (GRAUS)	Nmaxt (N.m)	Yg (m)	hl (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.773	19.263	.033	.006	.005	.006	2.557

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.836E-09	.141E+09	.409E+07	.704E+08	.185E-03	.941E-04	14.825

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
9967.422	4.519	.309	19.013	1186.572	1715.880	3833.686

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
4626.888	48103.391	316.039	632.078	948.117	1264.156	1580.195

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.413	.012	.041	36.493	3126.539	553.929	43.993

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Nmaxr (N.m)
.589E-01	.589E-01	.836E-04	.221E-05	.249E-05	.190E+05	184.126

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

INBANKI4 ENTRADA DE DADOS	
Diametro do rotor ----------D[m]	.220
Comprimento do Injetor ----------Bi[m]	.254
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.240
Altura Nominal ----------H[m]	17.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	758.493
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI4

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
16.895	3.670	.040	.066	.110	.117	.140

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.025	.030	30.000	42.055	72.055	47.000	.109

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.131	.211	.127	.021	.177E+05	.415E+04	.131E+05

Td (N m)	d1 (m)
277.675	.040

INBANKI4 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.112
15.	.114
20.	.116
25.	.118
30.	.120
35.	.122
40.	.124
45.	.126
50.	.128
55.	.130
60.	.132
65.	.135
70.	.137
75.	.139

INBANKI4 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.114
15.	.117
20.	.121
25.	.124
30.	.128
35.	.132
40.	.136
45.	.141
50.	.145

TMBANKIS	DADOS DE ENTRADA		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.530
Qmin	Vazao minima	m3/s	.170
Q	Vazao nominal	m3/s	.422
Hmax	Queda disponivel maxima	m	31.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	3.000
H	Altura nominal	m	20.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGNAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E-12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.900E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI5

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
98.319	3.052	50.506	.642	.676	452.486	93.242

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	18.326	9.486	.400	.264	.294

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
30.000	120.000	48.938	.226	.047	.065	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
4.743	9.486	4.910	7.186	6.255	9.527	.065

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.238	.130	74.647	288.694	5598.278	2045.181	1045.201

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
16.682	95.712	15.353	13.847	6215.806	6215.802	22872.180

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI5

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.735	35.192	.060	.008	.009	.009	6.102

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.529E-08	.583E+08	.462E+07	.295E+08	.337E-03	.229E-04	26.926

qt (N/m)	Qp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
22899.105	7.318	.084	43.339	961.260	2670.553	5234.491

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
8653.076	12925.875	226.243	452.486	678.729	904.972	1131.215

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.324	.012	.061	120.637	6446.202	2063.646	97.764

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Nmaxr (N.m)
.818E-01	.818E-01	.190E-03	.734E-05	.679E-05	.115E+05	527.413

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKIS E N T R A D A D E D A D O S	
Diametro do rotor ----------D[m]	.400
Comprimento do Injetor ----------Bi[m]	.226
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.422
Altura Nominal ----------H[m]	20.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[-]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	452.486
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CÁLCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKIS

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
18.326	3.980	.055	.120	.200	.212	.256

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.046	.056	30.000	42.138	72.138	47.000	.191

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.231	.384	.230	.038	.355E+05	.835E+04	.264E+05

Td (N m)	d1 (m)
1013.055	.055

IMBANKIS - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.200
10.	.204
15.	.207
20.	.210
25.	.214
30.	.217
35.	.221
40.	.225
45.	.229
50.	.232
55.	.236
60.	.240
65.	.244
70.	.248
75.	.252

IMBANKIS - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.200
10.	.206
15.	.213
20.	.219
25.	.226
30.	.233
35.	.241
40.	.248
45.	.256
50.	.264

TMBANKI6	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.710
Qmin	Vazao minima	m3/s	.250
Q	Vazao nominal	m3/s	.568
Hmax	Queda disponivel maxima	m	23.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	3.000
H	Altura nominal	m	15.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Ni	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI6

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
97.720	4.488	50.985	.642	.676	261.243	77.495

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	15.871	8.215	.600	.396	.440

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
30.000	120.000	48.930	.235	.072	.096	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
4.108	8.215	4.252	6.224	5.417	8.251	.097

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.247	.194	75.670	288.983	3013.416	2054.873	1081.775

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
19.445	93.023	14.330	14.999	7243.708	7243.706	25725.098

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI6

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.954	169.974	.089	.011	.013	.013	2.931

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.186E-07	.122E+09	.713E+07	.614E+08	.508E-03	.108E-03	40.630

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
25765.727	11.441	.383	61.699	1368.477	3801.875	7451.970

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
12318.764	18401.641	130.621	261.243	391.864	522.486	653.107

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.835	.012	.071	271.434	7686.749	3607.366	98.688

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Nmaxr (N.m)
.941E-01	.941E-01	.153E-03	.133E-04	.685E-05	.101E+05	723.151

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI6 E N T R A D A D E D A D O S	
Diametro do rotor ----------D[m]	.600
Comprimento do Injetor ----------Bi[m]	.235
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.568
Altura Nominal ----------H[m]	15.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	261.243
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI6

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
15.871	3.447	.650	.180	.300	.317	.385

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.069	.084	30.000	42.198	72.198	47.000	.257

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.311	.575	.345	.058	.410E+05	.964E+04	.304E+05

Td (N.m)	d1 (m)
1750.610	.650

INBANKI6 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.300
10.	.305
15.	.310
20.	.315
25.	.321
30.	.326
35.	.331
40.	.337
45.	.342
50.	.348
55.	.354
60.	.360
65.	.366
70.	.372
75.	.378

IMBANKI6 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.300
10.	.310
15.	.319
20.	.329
25.	.339
30.	.350
35.	.361
40.	.372
45.	.384
50.	.396

TMBANKI7	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3./s	.950
Qmin	Vazao minima	m3./s	.390
Q	Vazao nominal	m3./s	.792
Hmax	Queda disponivel maxima	m	17.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	3.000
H	Altura nominal	m	12.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.810
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangancia Inicial	rad	.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI7

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
96.643	7.001	56.073	.642	.676	233.663	96.758

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	14.195	7.348	.600	.396	.440

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
30.000	120.000	48.938	.366	.072	.096	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
3.674	7.348	3.804	5.567	4.845	7.380	.097

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.378	.194	75.670	288.983	1728.909	2054.873	1081.775

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
24.251	96.616	14.330	13.243	8268.729	8268.725	18836.617

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI7

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.954	75.619	.089	.011	.013	.013	6.559

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.186E-07	.543E+08	.407E+07	.274E+08	.508E-03	.365E-04	40.630

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
18877.246	17.835	.083	25.387	563.085	1564.349	3066.247

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
5068.776	7571.685	116.831	233.663	350.494	467.325	584.157

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.835	.012	.075	271.434	8807.687	4117.825	100.759

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Nmaxr (N.m)
.972E-01	.972E-01	.206E-03	.237E-04	.126E-04	.842E+04	856.480

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI7 ENTRADA DE DADOS	
Diametro do rotor ----------D[m]	.600
Comprimento do Injetor ----------B1[m]	.366
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.792
Altura Nominal ----------H[m]	12.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----F1[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	233.663
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMaesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI7

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
14.195	3.083	.065	.180	.300	.319	.384

b1 (m)	b2 (m)	Total (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.069	.083	30.000	42.127	72.127	47.000	.359

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.433	.575	.345	.058	.472E+05	.111E+05	.351E+05

Td (N m)	d1 (m)
2018.302	.065

IMBANKI7 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.300
10.	.305
15.	.310
20.	.315
25.	.321
30.	.326
35.	.332
40.	.337
45.	.343
50.	.348
55.	.354
60.	.360
65.	.366
70.	.372
75.	.378

IMBANKI7 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.300
10.	.310
15.	.319
20.	.329
25.	.339
30.	.350
35.	.361
40.	.372
45.	.383
50.	.395

TMBANKI3	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.152
Qmin	Vazao minima	m3/s	.096
Q	Vazao nominal	m3/s	.132
Hmax	Queda disponivel maxima	m	100.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	42.000
H	Altura nominal	m	71.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGNAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Ni	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E-12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI8

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
90.958	24.128	56.083	.642	.676	1550.088	69.075

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	34.528	17.873	.220	.145	.162

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
25.000	120.000	48.938	.068	.026	.035	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
8.937	17.873	9.252	13.540	11.785	17.950	.036

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.080	.071	74.827	288.744	67190.484	2046.930	1051.609

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
9.832	102.130	15.173	10.815	3167.595	3167.595	38614.914

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI8

Beta1 (GRAUS)	Nmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.773	21.653	.033	.006	.005	.006	2.265

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.886E-09	.158E+09	.855E+07	.795E+08	.185E-03	.245E-04	14.825

qt (N/m)	Qp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
38629.742	1.216	.298	262.497	5822.176	16175.043	31704.344

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
52410.078	78289.625	645.870	1291.740	1937.610	2583.480	3229.351

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.413	.012	.050	36.493	3219.289	578.403	93.899

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Mmaxr (N.m)
.595E-01	.595E-01	.661E-04	.621E-06	.106E-05	.290E+05	191.649

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI8 E N T R A D A D E D A D O S	
Diametro do rotor ----------D[m]	.220
Comprimento do Injetor ----------B1[m]	.068
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.132
Altura Nominal ----------H[m]	71.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	1550.090
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI8

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
34.528	7.499	.040	.066	.110	.116	.141

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.025	.031	30.000	42.241	72.241	47.000	.060

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.072	.211	.127	.021	.191E+05	.448E+04	.141E+05

Td (N.m)	d1 (m)
298.478	.040

IMBANKI8 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.112
15.	.114
20.	.116
25.	.118
30.	.120
35.	.122
40.	.124
45.	.126
50.	.128
55.	.130
60.	.132
65.	.134
70.	.136
75.	.139

IMBANKI8 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.114
15.	.117
20.	.121
25.	.125
30.	.128
35.	.133
40.	.137
45.	.141
50.	.145

TMBANKI9	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.215
Qmin	Vazao minima	m3/s	.160
Q	Vazao nominal	m3/s	.200
Hmax	Queda disponivel maxima	m	76.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	42.000
H	Altura nominal	m	67.000
Nt	Rendimento Total	(-)	.810
Nm	Rendimento Mecanico	(-)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(-)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(-)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(-)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Ni	Coeficiente de Poisson	(-)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI9

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
97.780	40.213	80.187	.642	.676	1505.791	86.267

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	33.542	17.362	.220	.145	.162

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
25.000	120.000	48.938	.107	.026	.035	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
8.681	17.362	8.987	13.153	11.448	17.438	.036

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
.119	.071	74.827	288.744	41847.375	2046.930	1051.609

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
14.471	118.384	15.173	3.847	3845.275	3845.279	30054.191

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI9

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.773	10.250	.033	.006	.005	.006	4.760

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.886E-09	.748E+08	.519E+07	.378E+08	.185E-03	.881E-05	14.325

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
30069.016	1.897	.069	107.902	2393.259	6648.900	13032.361

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
21543.645	32181.668	627.413	1254.826	1882.239	2509.651	3137.064

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Cd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.413	.012	.050	36.493	3905.481	702.148	110.719

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Nmaxr (N.m)
.625E-01	.625E-01	.110E-03	.118E-05	.170E-05	.229E+05	244.045

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

IMBANKI9 ENTRADA DE DADOS	
Diametro do rotor ----------D[m]	.220
Comprimento do Injetor ----------Di[m]	.107
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.200
Altura Nominal ----------H[m]	67.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Fi[1]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	1505.790
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento da Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANKI9

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
33.542	7.285	.040	.066	.110	.117	.141

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.025	.031	30.000	42.162	72.162	47.000	.091

Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.109	.211	.127	.021	.226E+05	.530E+04	.160E+05

Td (N.m)	d1 (m)
354.038	.040

IMBANKI9 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 1 DO INJETOR (72. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.112
15.	.114
20.	.116
25.	.118
30.	.120
35.	.122
40.	.124
45.	.126
50.	.128
55.	.130
60.	.132
65.	.134
70.	.137
75.	.139

IMBANKI9 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.110
10.	.114
15.	.117
20.	.121
25.	.125
30.	.128
35.	.132
40.	.137
45.	.141
50.	.145

TMBANK10	D A D O S D E E N T R A D A		
Qmax	Vazao maxima	m3/s	.390
Qmin	Vazao minima	m3/s	.300
Q	Vazao nominal	m3/s	.370
Hmax	Queda disponivel maxima	m	47.000
Hmin	Queda disponivel minima	m	24.000
H	Altura nominal	m	38.000
Nt	Rendimento Total	(1)	.610
Nm	Rendimento Mecanico	(1)	.950
Fi	Coeficiente do injetor	(1)	.925
ep	Espessura da pa'	m	.004
a	Coeficiente de fuga	(1)	.950
GAP	Coeficiente de interst.	(1)	.002
Delta0	Abrangencia Inicial	rad	.000
SIGMAesc	Tensao de escoamento	N/m2	.300E+09
Mi	Coeficiente de Poisson	(1)	.330
E	Modulo de elasticidade	N/m2	.210E+12
GAMA	Peso especifico	N/m3	.800E+05

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANK10

Pmax (KW)	Pmin (KW)	P (KW)	Ni (1)	Nit (1)	n (rpm)	nqA (1)
109.689	43.086	84.136	.642	.676	623.709	74.365

Alfa4 (GRAUS)	Beta4 (GRAUS)	C4 (m/s)	u (m/s)	D (m)	Di (m)	Dp (m)
15.000	30.000	25.260	13.076	.400	.264	.294

Z (1)	Delta (GRAUS)	Alfai (GRAUS)	Bi (m)	X4 (m)	r (m)	ep (m)
30.000	120.000	48.938	.144	.047	.065	.004

Cm (m/s)	W4 (m/s)	C5 (m/s)	Wi (m/s)	Ui (m/s)	Ci (m/s)	L (m)
6.538	13.076	6.768	9.906	8.622	13.132	.065

B (m)	dmax (m)	Teta5 (GRAUS)	PISI (GRAUS)	Kt (m)	K3 (m)	K4 (m)
156	.130	74.647	288.694	12131.621	2045.181	1045.201

K5 (1)	DeltaA (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Teta4A (GRAUS)	FNmax (N)	FRmax (N)	qq (N)
20.161	100.667	15.353	7.964	5521.470	5521.468	31941.277

CALCULO HIDRODINAMICO DE TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANK10

Beta1 (GRAUS)	Mmaxt (N.m)	Yg (m)	h1 (m)	h2 (m)	h3 (m)	FS (1)
13.735	79.538	.060	.008	.009	.009	2.712

MIpa (m^4)	Tfc (N/m^2)	Tcis (N/m^2)	Tmax (N/m^2)	Srp (m^2)	Fpmax (m)	qp (N/m)
.529E-08	.132E+09	.820E+07	.664E+08	.337E-03	.670E-04	26.926

qt (N/m)	Gp (N)	Rpf (1)	VA (Hz)	Fpm1 (Hz)	Fpm2 (Hz)	Fpm3 (Hz)
31968.203	4.655	.387	107.116	2375.833	6600.488	12937.471

Fpm4 (HZ)	Fpm5 (HZ)	Fexcit1 (HZ)	Fexcit2 (HZ)	Fexcit3 (HZ)	Fexcit4 (HZ)	Fexcit5 (HZ)
21386.781	31947.348	311.854	623.709	935.563	1247.418	1559.272

Teta3 (GRAUS)	ed (m)	dr (m)	Gd (N)	RA (N)	T (N.m)	P0 (KW)
37.324	.012	.059	120.637	5711.923	1833.127	119.730

d0 (m)	Am (m)	Fmax (m)	Fdmax (m)	f0 (1)	ncrit (RPM)	Mmaxr (N.m)
.794E-01	.794E-01	.144E-03	.415E-05	.482E-05	.136E+05	453.700

OBSERVACAO#### ROTOR COM DISCO INTERMEDIARIO

Comprimento do Injetor ----------B1[m]	.141
Vazao Nominal ----------Q[m3/s]	.370
Altura Nominal ----------H[m]	38.000
Coeficiente de Perda do Injetor ----Pi[-]	.925
Angulo de Abr. do Injetor ---Delta[GRAUS]	120.000
Rotacao da Turbina ----------n[RPM]	623.709
Altura max. no eixo ----------Hmax[m]	.000
Tensao de escoamento ------SIGMAesc[N/m2]	.300E+09
Incremento de Delta --------IDelta[GRAUS]	5.000

CALCULO DO INJETOR DA -- TURBINA MICHELL-BANKI - IMBANK10

C4 (m/s)	Ce (m/s)	epd (m)	L1 (m)	L2 (m)	a1 (m)	a2 (m)
25.260	5.486	.055	.120	.200	.211	.257

b1 (m)	b2 (m)	Teta1 (GRAUS)	Teta2 (GRAUS)	Delta1 (GRAUS)	Delta2 (GRAUS)	Q1 (m3/s)
.046	.056	30.000	42.213	72.213	47.000	.167

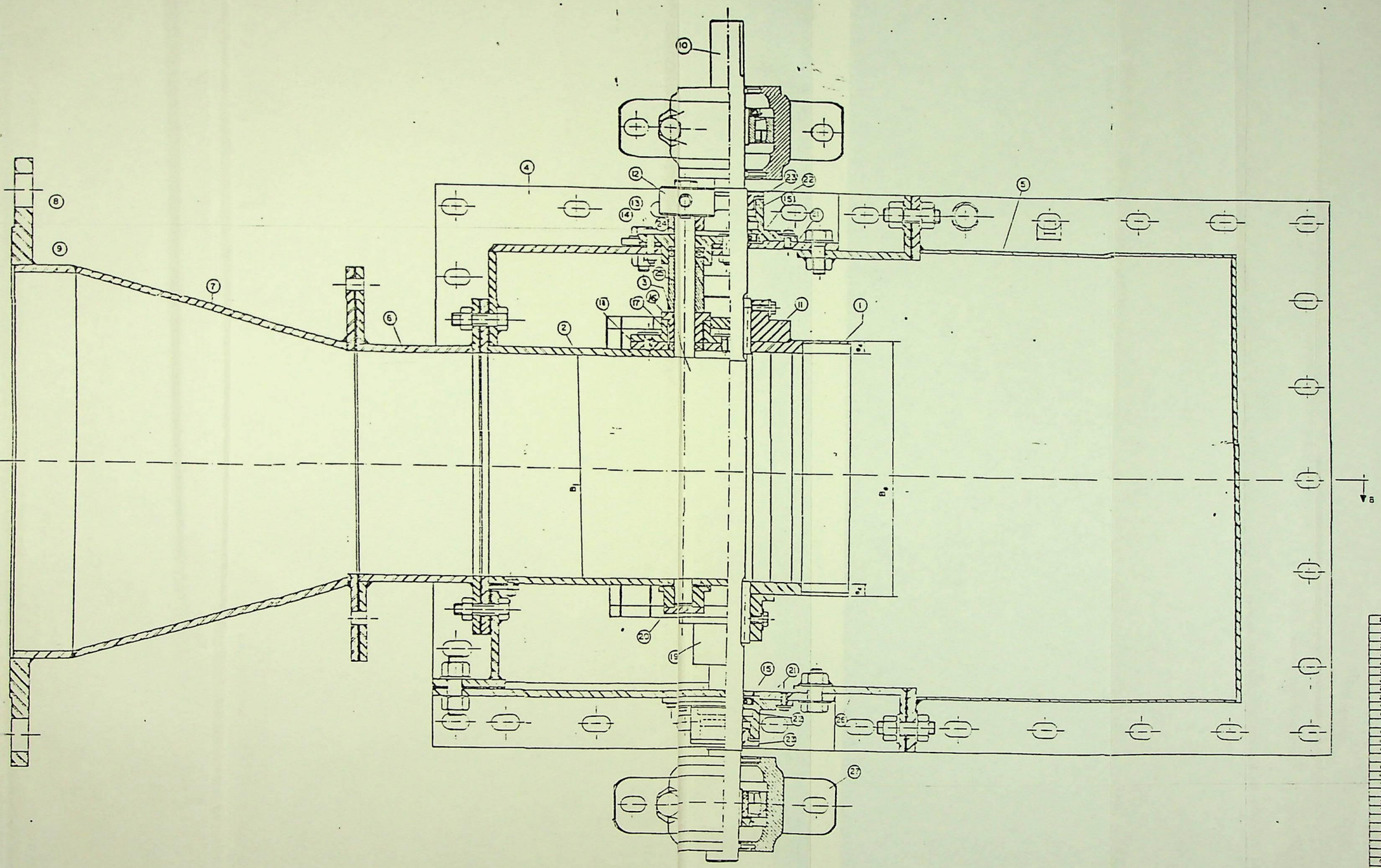
Q2 (m3/s)	Cd (m)	R90 (m)	Xd (m)	Fx (N)	Fy (N)	Fd (N)
.203	.383	.230	.038	.343E+05	.806E+04	.255E+05

Td (N.m)	d1 (m)
976.391	.055

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.200
10.	.204
15.	.207
20.	.210
25.	.214
30.	.217
35.	.221
40.	.225
45.	.228
50.	.232
55.	.236
60.	.240
65.	.244
70.	.248
75.	.252

IMBANK10 - RAIOS PARA TRACAGEM DO SETOR 2 DO INJETOR (47. GRAUS)

DELTA [GRAUS]	RAIO [m]
5.	.200
10.	.206
15.	.213
20.	.220
25.	.226
30.	.233
35.	.241
40.	.248
45.	.256
50.	.264



ITEM	DENOMINAÇÃO
29	CANAL DE FUGA DO TUBO DE SUCÇÃO A SER CONFIRMADO
28	MESA P/ SUPORTE DA TUBEIRA
27	MANCAL DE ROLAMENTO SKF SNA 60/710 COM 2 ROLAMENTOS CÔNICOS 32320 E CHICANA DE FELTRO VEDADOR
26	TAMPA DA CARCAÇA EM AÇO FUNDIDO COM MEDIDAS A SER TOMADAS NO LOCAL
25	BUCHA INTERNA AO EIXO DA PÁ DO INJETOR
24	BUCHA DA ALAVANCA DO EIXO DA PÁ
23	BUCHA DE FIXAÇÃO DA GAXETA NO EIXO DO ROTOR
22	FLANGE COMPARTIMENTO PARA O EIXO DO ROTOR
21	FLANGE P/ O EIXO DO ROTOR
20	CUBO DE VEDAÇÃO P/ O EIXO DA PÁ DO INJETOR
19	CUBO DE AÇO P/ O EIXO DO ROTOR
18	FLANGE P/ VEDAÇÃO DO EIXO DA PÁ
17	BUCHA DE VEDAÇÃO DO EIXO DA PÁ NA CARCAÇA DA MONTANTE
16	BUCHA DO EIXO DA PÁ DO INJETOR
15	RETENTORES 832
14	CHAVETA DE VEDAÇÃO NA CARCAÇA DA PÁ DO INJETOR
13	CHAVETA DE VEDAÇÃO NA CARCAÇA DO EIXO
12	ALAVANCA DA PÁ DO ROTOR
11	CUBO DO ROTOR
10	EIXO
09	PARAFUSO DE FIXAÇÃO Ø PÁ X FLANGE
08	FLANGE P/ FIXAÇÃO DA TRANSIÇÃO DA TUBULAÇÃO
07	TRANSIÇÃO
06	FLANGE Ø DE FIXAÇÃO DA TRANSIÇÃO C/O INJETOR
05	CARCAÇA DE JUSANTE
04	CARCAÇA DE MONTANTE
03	PÁ DO INJETOR
02	INJETOR
01	ROTOR

DATA	10/10/87	EFEI
VISTO		
PROJETO		
DESENHO	MEIRONICA	
ESCALA 1:1	TITULO: TURBINA MICHELL-BANKI PLANTA DO CONJUNTO	DESENHO Nº 01/02
UNIDADE mm	DATA E Nº DO DESENHO EFEI	