

UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá
2005



***“Aproveitamentos Hidráulicos: A
Escolha de Parâmetros
Adimensionais para o Projeto de
Turbinas do Tipo Francis
e Kaplan”***

JORGE PAULINO DA SILVA

284



CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

JORGE PAULINO DA SILVA

APROVEITAMENTOS HIDRÁULICOS: A ESCOLHA DE
PARÂMETROS ADIMENSIONAIS PARA O PROJETO DE TURBINAS
DO TIPO FRANCIS E KAPLAN

1110000599



Dissertação apresentada à Faculdade
de Engenharia do Campus de
Guaratinguetá, Universidade
Estadual Paulista, para a obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica na área de Transmissão e
Conversão de Energia.

Orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ

BIBLIOTECA

Guaratinguetá
2005

599
00599



Data: 24/11/05
Valor: R\$20,00
C/D/T: C/FEG

S586a Silva, Jorge Paulino da
Aproveitamentos hidráulicos: a escolha de parâmetros adimensionais para o projeto de turbinas do tipo Francis e Kaplan / Jorge Paulino da Silva . – Guaratinguetá : [s.n.], 2005
97 f. : il.

Bibliografia: f. 46-50
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2005
Orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

1. Turbinas hidráulicas I. Título

CDU 621.224

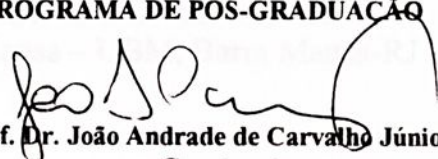
**“APROVEITAMENTOS HIDRÁULICOS: A ESCOLHA DE PARÂMETROS
ADIMENSIONAIS PARA O PROJETO DE TURBINAS
DO TIPO FRANCIS E KAPLAN”**

JORGE PAULINO DA SILVA

**ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
“MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA”**

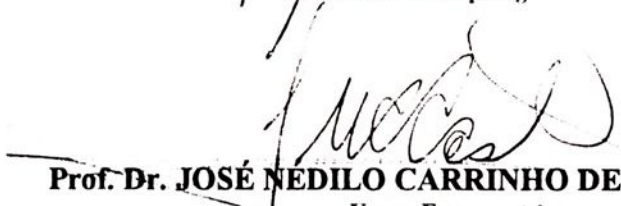
**PROGRAMA: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA: TRANSMISSÃO E CONVERSÃO DE ENERGIA**

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO


Prof. Dr. João Andrade de Carvalho Júnior
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. PAULO MAGALHÃES FILHO
Orientador / Unesp-Feg


Prof. Dr. JOSÉ NEDILO CARRINHO DE CASTRO
Unesp-Feg


Prof. Dr. RENATA LÚCIA CAVALCA PERRENOUD CHAGAS
OGE

Julho de 2005

DADOS CURRICULARES
JORGE PAULINO DA SILVA

NASCIMENTO 26.12.1955 – BARRA MANSA / RJ

FILIAÇÃO Francisco Paulino da Silva
Maria Angela da Silva

1971/1974 Curso de Graduação – Licenciatura Plena com
Habilitação em Matemática,
Desenho Geométrico e Física
Faculdade de Filosofia Ciências e Letras - FFCL
Universidade de Barra Mansa – UBM, Barra Mansa-RJ

às minhas filhas Amanda e Fernanda, e
de modo especial, à minha esposa Roseli

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte de vida e de graça. Agradeço pela
sã vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,
ao meu orientador, Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho que jamais deixou de me
incentivar.

às minhas filhas Amanda e Fernanda, e
de modo especial, à minha esposa Roseli

AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço a Deus, fonte da vida e da graça. Agradeço pela minha vida, minha inteligência, minha família e meus amigos,
ao meu orientador, *Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho* que jamais deixou de me incentivar.

Este trabalho contou com apoio da seguinte entidade:

- CAPES - através do PROGRAMA DE BOLSAS INSTITUCIONAIS



"São quatro os homens:

Aquele que não sabe e não sabe que não sabe; é um
tolo. Evite-o.

Aquele que não sabe e sabe que não sabe; é um
simples. Ensine-o.

Aquele que sabe e não sabe que sabe; está dominado.

Este trabalho contou com apoio da seguinte entidade:

- CAPES - através do PROGRAMA DE BOLSAS INSTITUCIONAIS

Segunda."

Provérbio Árabe

SILVA, J. P. Aproveitamentos hidráulicos: a escolha de parâmetros adimensionais para o projeto de turbinas do tipo Francis e Kaplan. 2005. 97f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005.

RESUMO

A escolha de parâmetros adimensionais para o projeto de turbinas hidráulicas requer o conhecimento das dimensões de turbinas para a qual se deseja obter a máxima eficiência. Para a determinação das dimensões de turbinas hidráulicas há necessidade de conhecimento da vazão e da velocidade específica disponível. Para determinar a origem-se do fato de que a partir de tais grandezas podem obter outros, tais como: relação de diâmetros, altura de sucção e velocidade específica. A relação entre as grandezas conhecidas e aquelas que serão determinadas é feita através de equações adimensionais, obtidas por análise em modelos e máquinas para as condições ótimas de funcionamento, tais como: coeficiente de potência, coeficiente de volume, coeficiente de torque, coeficiente de velocidade e coeficiente de diâmetro. A partir de dados disponíveis relativos as dimensões das máquinas existentes nos aproveitamentos hidráulicos no território brasileiro, são obtidos os coeficientes adimensionais, e elaborado um banco de dados de dados para a escolha de parâmetros adimensionais para turbinas para aproveitamentos hidráulicos.

“São quatro os homens:

Aquele que não sabe e não sabe que não sabe; é um tolo. **Evite-o.**

Aquele que não sabe e sabe que não sabe; é um simples. **Ensine-o.**

Aquele que sabe e não sabe que sabe; está dormindo.

Acorde-o.

E aquele que sabe, e sabe que sabe; é um sábio.

Segue-o.”

Provérbio Árabe

SILVA, J. P. **Aproveitamentos hidráulicos: a escolha de parâmetros adimensionais para o projeto de turbinas do tipo Francis e Kaplan.** 2005. 97f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005.

RESUMO

A geração de energia elétrica a partir de aproveitamentos hidráulicos requer o conhecimento das dimensões da turbina para o estudo inicial de viabilidade econômica. Para o dimensionamento de turbinas hidráulicas há necessidade do conhecimento da vazão e do trabalho específico disponível. Esta necessidade origina-se do fato de que a partir de tais grandezas podemos obter outras, tais como: rotação, diâmetros, altura de sucção e velocidades específicas. A ligação entre as grandezas conhecidas e aquelas que serão determinadas é feita através de coeficientes adimensionais, obtidos por ensaios em modelos e máquinas para as condições ótimas de funcionamento, tais como: coeficiente de pressão, coeficiente de volume, coeficiente de potência, coeficiente de velocidade e coeficiente de diâmetro. A partir de dados disponíveis, relativos as dimensões das máquinas existentes nos aproveitamentos hidráulicos no território brasileiro, são obtidos esses coeficientes adimensionais, e elaborado um banco de dados útil aos projetistas por ocasião do pré-dimensionamento de turbinas para aproveitamentos hidráulicos.

PALAVRAS-CHAVE: Turbinas hidráulicas, parâmetros adimensionais, energia.

SILVA, J. P. **Hydraulic appliances: the choice of Francis and Kaplan turbines design dimensionless parameters**. 2005. 97f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2005.

ABSTRACT

The electric power generation starting from hydraulic uses requests the knowledge of the turbine dimensions for the initial study of economical viability. For the hydraulic turbines design there is need to know the flow and the available specific work. This requirement originates by the fact that starting from that dimensions can to obtain other, such as: rotation, diameters, suction height and specific speeds. The connection among the known dimensions and those that will be certain is made through dimensionless coefficients, obtained by tests in models and machines for the great operation conditions, such as: pressure coefficient, volume coefficient, power coefficient, speed coefficient and diameter coefficient. Starting from data available, relative the dimensions of the existent machines in the hydraulic uses in the Brazilian territory, they are obtained those dimensionless coefficients, and elaborated an useful database to the planners for occasion of the turbine design initial step for hydraulic appliances.

KEYWORDS: Hydraulic turbines, dimensionless parameters, energy.



SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	01
1.1	OBJETIVO DO TRABALHO.....	01
1.2	METODOLOGIA.....	01
1.3	HISTÓRICO.....	02
2	TEORIA CLÁSSICA	06
2.1	CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS HIDRÁULICAS.....	06
2.2	DEFINIÇÕES DE GRANDEZAS.....	12
2.2.1	Quedas, vazões, potências, velocidades e rendimentos	12
2.2.1.1	Quedas	12
2.2.1.2	Vazões.....	16
2.2.1.3	Potências.....	16
2.2.1.4	Velocidades de rotação.....	17
2.2.2.5	Rendimentos	19
2.2.2	Dimensões principais das máquinas	20
2.2.3	Altura geodésica de sucção	21
2.3	PARÂMETROS ADIMENSIONAIS	24
3	TABULAÇÃO E ANÁLISE DOS PARÂMETROS	31
3.1	APROVEITAMENTO ECONÔMICO DOS POTENCIAIS.....	31
3.2	ESCOLHA DO TAMANHO DA TURBINA.....	33
3.3	EQUACIONAMENTO E ANÁLISE.....	37
3.3.1	Equacionamentos para os parâmetros adimensionais	37
4	RESULTADOS	42
4.1	EXTRAPOLADOS POR REGRESSÃO	42
4.2	ALGORITMO COMPUTACIONAL PARA CÁLCULO	43
5	CONCLUSÃO	45
	REFERÊNCIAS	47
	APÊNDICE A – Dados de usinas construídas	52
	APÊNDICE B – Gráficos dos resultados	62
	APÊNDICE C – Programa computacional.....	85
	ANEXO A – Correlação e regressão.....	93

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1 – Turbina Francis	03
FIGURA 2 – Turbina hélice	03
FIGURA 3 – Turbina Kaplan	04
FIGURA 4 – Turbina Pelton	04
FIGURA 5 – Triângulo de velocidades em pá de turbina Pelton.....	06
FIGURA 6 – Turbina Pelton de jatos múltiplos	07
FIGURA 7 – Turbina Michell-Banki	08
FIGURA 8 – Tipos de rotores Francis	09
FIGURA 9 – Turbina Bulbo.....	11
FIGURA 10 – Domínio de uma turbina genérica	15
FIGURA 11 – Distribuição das potências	20
FIGURA 12 – Dimensões principais de uma caixa espiral de concreto e de aço	21
FIGURA 13 – Tipo de instalação tendo em vista a altura geodésica de sucção	23
FIGURA 14 – Faixas de uso de turbinas ($H_n \times n_s$) para P em CV	30
FIGURA 15 – Faixa de uso de turbinas ($H_n \times n_{qA}$)	30
FIGURA 16 – Relações para determinação de dimensões de turbinas Francis	35
FIGURA 17 – Relações para determinação de dimensões de turbinas Kaplan	36
FIGURA 18 – Parâmetros adimensionais para pré-dimensionamento	41
FIGURA 19 – Dimensões básicas para turbinas Francis	58
FIGURA 20 – Dimensões básicas para turbinas Kaplan.....	59
FIGURA 21 – Turbinas Francis no Brasil – queda x rotação específica	62
FIGURA 22 – Turbinas Kaplan no Brasil – queda x rotação específica	63
FIGURA 23 – Turbinas Francis e Kaplan no Brasil – queda x rotação específica..	64
FIGURA 24 – Turbinas Francis no Brasil – rend. total x pot. nominal unitária.....	65
FIGURA 25 – Turbinas Kaplan no Brasil – rend. total x pot. nominal unitária	66
FIGURA 26 – Turbinas Francis e Kaplan no Brasil – rend. total x pot. nominal unitária	67
FIGURA 27 – Turbinas Francis no Brasil – diâm.do rotor x pot. nom. unitária	68
FIGURA 28 – Turbinas Kaplan no Brasil – diâm. do rotor x pot. nom. unitária.....	69

FIGURA 29 – Turbinas Francis e Kaplan no Brasil – diâm.do rotor x pot.nominal unitária	70
FIGURA 30 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de veloc. periférica x rotação específica	71
FIGURA 31 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de vazão x rotação específica	72
FIGURA 32 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de pressão x rotação específica	73
FIGURA 33 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de velocidade x rotação específica	74
FIGURA 34 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de diâmetro x rotação específica	75
FIGURA 35 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de cavitação x rotação específica	76
FIGURA 36 – Turbinas Francis no Brasil – diâmetro do rotor x vazão	77
FIGURA 37 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de veloc. periférica x rotação específica	78
FIGURA 38 – Turbinas Kaplan no Brasil – coef. de vazão x rotação específica ...	79
FIGURA 39 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de pressão x rotação específica	80
FIGURA 40 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de velocidade x rotação específica	81
FIGURA 41 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de diâmetro x rotação específica	82
FIGURA 42 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de cavitação x rotação específica	83
FIGURA 43 – Turbinas Kaplan no Brasil – diâmetro do rotor x vazão	84
FIGURA 44 – Esquema de dimensões para turbinas Francis	85
FIGURA 45 – Diagramas de dispersão	93

LISTA DE TABELAS

TABELA 1 – Classificação das hidrelétricas de acordo com sua potência	33
TABELA 2 – Distribuição das usinas hidrelétricas em operação por faixa de potência	33
TABELA 3 – Quantidade de dados obtidos em relação ao total.....	45
TABELA 4 – Dados de usinas com turbinas Francis	52
TABELA 5 – Dados de usinas com turbinas Kaplan	55
TABELA 6 – Dados de usinas no Brasil com turbinas Francis	60
TABELA 7 – Dados de usinas no Brasil com turbinas Kaplan	61

DATA ENERGIA	- Data Energy Brasil
ELETROBRAS	- Companhia Elétrica Brasileira S.A.
ELETRONORTE	- Companhia Elétrica do Norte do Brasil S.A.
ELCOP	- Empresa Metropolitana de Águas e Energia S.A.
ENERGISA	- Empresa Energética do Meio Oriente do Sul S.A.
FURNAS	- Furnas Centrais Elétricas S.A.
gpm	- Galão por minuto
instal.	- Instalado
ITAPU	- Itaipu Binacional
ICH	- Imprensa Central Hidrelétrica
Pa	- Potência
Ref.	- Classe de referência
total	- Total
TRACTABEL	- Tractebel Energia
UF	- Unidades do Federação
UHE	- Usina Hidrelétrica de Energia
un.	- Unidade

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	- Associação Brasileira de Normas Técnicas
AES-TIETÊ	- Aes Tietê S.A.
altit.	- Altitude
ANEEL	- Agência Nacional de Energia Elétrica
CGH	- Central Geradora Hidrelétrica
CEMIG	- Companhia Energética de Minas Gerais
CESP	- Companhia Energética de São Paulo
CHESF	- Companhia Hidro Elétrica do São Francisco
COPEL	- Companhia Paranaense de Energia
CV	- Cavalo-vapor
diâm.	- Diâmetro
DUKE ENERGIA	- Duke Energy Brasil
ELETROBRÁS	- Centrais Elétricas Brasileiras S.A
ELETRONORTE	- Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A.
EMAE	- Empresa Metropolitana de Águas e Energia S.A
ENERSUL	- Empresa Energética de Mato Grosso do Sul S.A.
FURNAS	- Furnas Centrais Elétricas S.A.
gpm	- Galão por minuto
instal.	- Instalada
ITAIPÚ	- Itaipú Binacional
PCH	- Pequena Central Hidrelétrica
Pot.	- Potência
Ref.	- Plano de referência
rend.	- Rendimento
TRACTEBEL	- Tractebel Energia
UF	- Unidade da Federação
UHE	- Usina Hidrelétrica de Energia
un.	- Unidade

LISTA DE SÍMBOLOS

σ	coeficiente de cavitação	[1]
α	ângulo entre as velocidades absoluta e tangencial	grau
β	ângulo entre as velocidades tangencial e relativa	grau
γ	peso específico	N/m^3
ρ	massa específica	kg/m^3
ω	velocidade relativa	m/s
σ	coeficiente de cavitação	[1]
φ	coeficiente de pressão, de energia	[1]
ϕ	coeficiente de vazão, de volume, de fluxo	[1]
Θ^*	coeficiente de diâmetro genérico	[1]
θ	coeficiente de diâmetro	[1]
τ	coeficiente de velocidade	[1]
η_{ad}	rendimento do sistema de adução	%
η_{ah}	rendimento do aproveitamento hidráulico	%
η_{el}	rendimento elétrico	%
η_i	rendimento interno	%
η_m	rendimento mecânico	%
η_t	rendimento total	%
Σ	somatório	
a	constante	[1]
A	dimensão	m
B	dimensão	m
C	dimensão	m
CD	coeficiente de dispersão	[1]
D	diâmetro genérico	m
D_1	diâmetro da aresta de entrada das pás no plano central do distribuidor, para turbinas Francis e, diâmetro do anel periférico que envolve o rotor na entrada deste, nas turbinas Kaplan	m
D_{11}	diâmetro do rotor de uma turbina com rotação específica, n_s , calculada com o valor da potência em CV, sob a queda de 1 m e vazão de $1 m^3/s$	m
D_3	diâmetro do tubo de sucção na saída do rotor, independente do tipo de máquina	m
f	frequência	Hz
g	aceleração da gravidade	m/s^2
G^2	variância	
L	dimensão	m
H	queda hidráulica genérica	m
h_w	tensão de vapor	m
h_b	altura barométrica	m
H_g	altura de queda bruta	m
H_m	altura motriz	m

H_n	altura de queda disponível ou líquida	<i>m</i>
h_p	altura de pressão	<i>m</i>
H_r	altura de queda garantida	<i>m</i>
h_s	altura geométrica da seção, altura geodésica de sucção	<i>m</i>
h_t	altura total	<i>m</i>
H_u	altura útil ou altura final	<i>m</i>
h_v	altura dinâmica	<i>m</i>
J_h	perda de carga na turbina	<i>m</i>
J_m	perda mecânica	<i>m</i>
J_q	perda de vazão	<i>m</i>
K_u	coeficiente de velocidade periférica	[1]
N	número total de observações	un.
n	velocidade de rotação	<i>rpm, rps</i>
n_0	velocidade de rotação em vazio	<i>rpm, rps</i>
n_i	velocidade de rotação inicial	<i>rpm, rps</i>
$n_{MÁX}$	sobre-rotação	<i>rpm, rps</i>
n_q	rotação específica	<i>rpm, rps</i>
n_{qA}	rotação específica	<i>rpm, rps</i>
n_r	velocidade de rotação nominal	<i>rpm, rps</i>
n_R	velocidade de rotação em disparo	<i>rpm, rps</i>
n_s	rotação específica	<i>rpm, rps</i>
p	pressão	<i>Pa</i>
P'	peso	<i>N</i>
p_0	pressão de estagnação	<i>Pa</i>
P	dimensão	<i>m</i>
P	potência	<i>W, kW, CV</i>
P_d	potência absorvida pela turbina	<i>W, kW, CV</i>
P_{el}	potência elétrica	<i>W, kW, CV</i>
P_g	potência hidráulica bruta	<i>W, kW, CV</i>
P_h	potência hidráulica	<i>W, kW, CV</i>
P_i	potência perdida interna	<i>W, kW, CV</i>
P_r	potência garantida ou nominal	<i>W, kW, CV</i>
P_t	potência fornecida pela turbina, ou efetiva, ou de eixo	<i>W, kW, CV</i>
p_v	pressão de saturação	<i>Pa</i>
Q	dimensão	<i>m</i>
Q	vazão, vazão da turbina	<i>m³/s</i>
Q_0	vazão em vazio	<i>m³/s</i>
Q_r	vazão garantida ou nominal	<i>m³/s</i>
r^2	coeficiente de determinação	[1]
r	coeficiente de correlação	[1]
s	desvio padrão	
$S_{y.x}$	erro padrão de estimativa dos valores de Y	
T	trabalho	<i>J</i>
t	tempo	<i>s</i>
U, u	componente tangencial da velocidade	<i>m/s</i>
V	velocidade absoluta	<i>m/s</i>

$\bar{X}$	média aritmética dos valores de X	
X	variável contínua independente	
W	componente relativa da velocidade	m/s
$(y_n)_{MÁX}$	máxima variação instantânea de velocidade de rotação	%
$\bar{Y}$	média aritmética dos valores de Y	
Y	variável contínua dependente	
x_n	variação de velocidade de rotação permanente	%
z	altura geodésica, topográfica ou potencial, cota do ponto	m
z_m	nível d'água	m
Z	dimensão	m

SOBRESCRITO E SUBSCRITO

est	estimado
i	genérico
MÁX	valor máximo
m	modelo
p	protótipo
1,2	índice diferencial de dimensão
0,1	seção de entrada
2	seção de saída
L	local

1 INTRODUÇÃO

1.1 OBJETIVO DO TRABALHO

Este trabalho tem como objetivo a elaboração de um algoritmo, a partir de um banco de dados, para o cálculo dos valores de parâmetros adimensionais utilizados no projeto de turbinas hidráulicas. Esses parâmetros serão obtidos a partir do conhecimento da vazão, rotação, altura de queda, potência, altura máxima de sucção e demais dimensões encontradas nos aproveitamentos hidráulicos no território brasileiro.

A contribuição deste trabalho está no sentido de proporcionar aos projetistas de turbinas, a serem instaladas em aproveitamentos hidráulicos, uma fonte de recorrência para o planejamento e pré-dimensionamento de tais equipamentos.

1.2 METODOLOGIA

Através de uma pesquisa de campo, junto as empresas geradoras de energia elétrica e fabricantes de equipamentos, obteve-se o maior número possível de dados relativos a aproveitamentos hidráulicos existentes no território brasileiro. Esses dados foram inicialmente tabulados e agrupados conforme faixas de potência, para caracterização da categoria do aproveitamento.

Os dados disponibilizados pelas geradoras foram: vazão nominal, cota de montante, cota de jusante, potência nominal, rotação, número de pólos do gerador e diâmetro externo do rotor.

Após seleção inicial e agrupamento foram calculados os coeficientes adimensionais significativos e comparados com os valores indicados na bibliografia.

Foram utilizados recursos computacionais tais como planilha eletrônica para montagem de banco de dados e, aplicativo matemático para regressão.

1.3 HISTÓRICO

O aproveitamento da energia hidráulica com a finalidade de transformá-la em trabalho mecânico e posteriormente em energia elétrica é feito com sucesso através de turbinas.

Essas máquinas hidráulicas, em geral, são classificadas segundo o modo que a energia hidráulica é transformada em trabalho mecânico. Na geração hidrelétrica é preponderante o efeito das forças devido à velocidade de escoamento da água e, em alguns casos ao efeito do peso da água.

Utilizadas desde a Antiguidade as rodas d'água parecem ter sido as primeiras máquinas hidráulicas. Extremamente simples e fáceis de construir atendiam oficinas e moinhos de cereais. A baixa rotação e as pequenas potências, que com elas podem se alcançar, reduziram seu emprego a casos pontuais à medida que as necessidades foram surgindo com o crescimento da população e o desenvolvimento industrial.

Segundo Macintyre (1983), em 1730, Daniel Bernoulli (1700-1782) lançou por teorema os fundamentos da Hidrodinâmica e, em 1751 Leonard Euler (1707-1783) publicou seus primeiros trabalhos sobre turbomáquinas, estabelecendo em 1754 a equação que é a base da compreensão do funcionamento das máquinas de reação.

Ainda segundo o mesmo autor, em 1847, James Bicheno Francis (1815-1892), que nasceu na Inglaterra e migrou para os Estados Unidos, foi incumbido de estudar uma turbina para o aproveitamento energético do desnível de um rio. Sua base de estudos foi uma máquina já patenteada em 1838 por Samuel Dowd (1804-1879), na qual Francis introduziu modificações para aperfeiçoá-la, recebendo então o seu nome.

Nas turbinas Francis, ilustrada na Figura 1, o rotor fica internamente ao distribuidor, de modo que a água ao atravessá-lo aproxima-se constantemente do eixo. São máquinas de escoamento radial, e permitem o uso de um tubo que conduz a água para um poço de escapamento, após passar pelo rotor, denominado tubo de sucção. Consegue-se desse modo um aumento da queda hidráulica e, pela transformação da energia cinética que possui a água ao sair do rotor em energia de pressão, um aumento da potência da turbina. O formato do rotor das turbinas Francis foi evoluindo, com desvio progressivo da água da direção radial para axial, à medida que se procurava

aumentar sua velocidade e se ampliava a faixa de valores da queda do aproveitamento hidráulico.

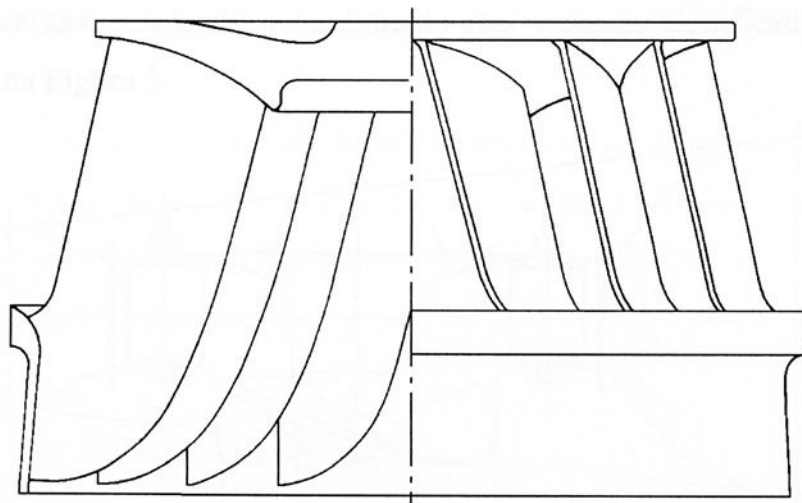


Figura 1 - Turbina Francis (SOUZA, 1991)

A necessidade de atender maiores descargas em baixas quedas deu origem em 1908 as turbinas com rotor em forma de uma hélice de propulsão, denominadas de turbinas Hélice ou *Propeller*, ilustradas na Figura 2.

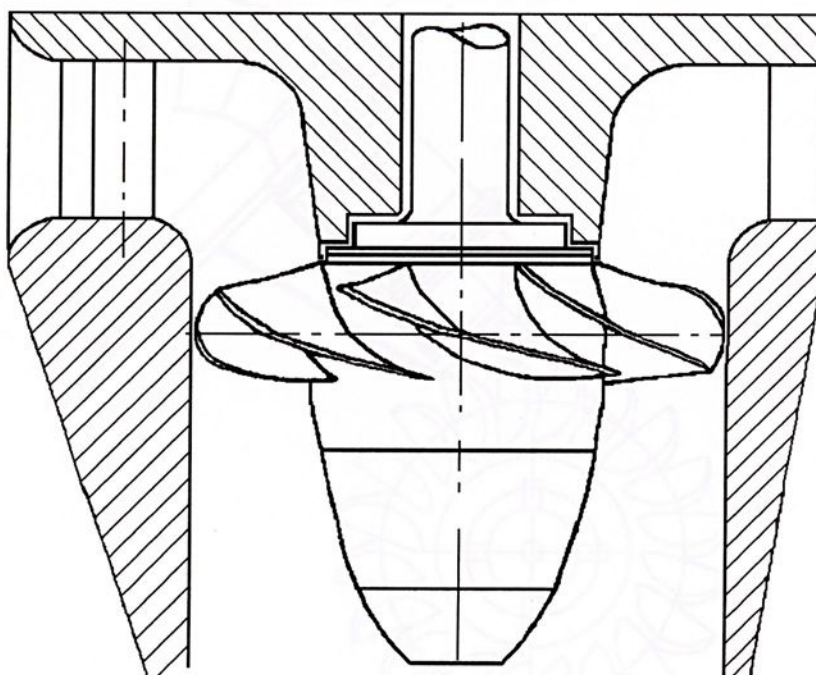


Figura 2 - Turbina Hélice (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999)

Quatro anos depois, Victor Kaplan (1876-1934) desenvolveu uma alteração na turbina hélice, cujas pás eram fixas, que permitiu a variação do passo entre as pás do rotor, conseguindo com isso orientar o ângulo de inclinação das mesmas para diferentes descargas, mantendo o rendimento sem variação significativa, como pode ser observado na Figura 3.

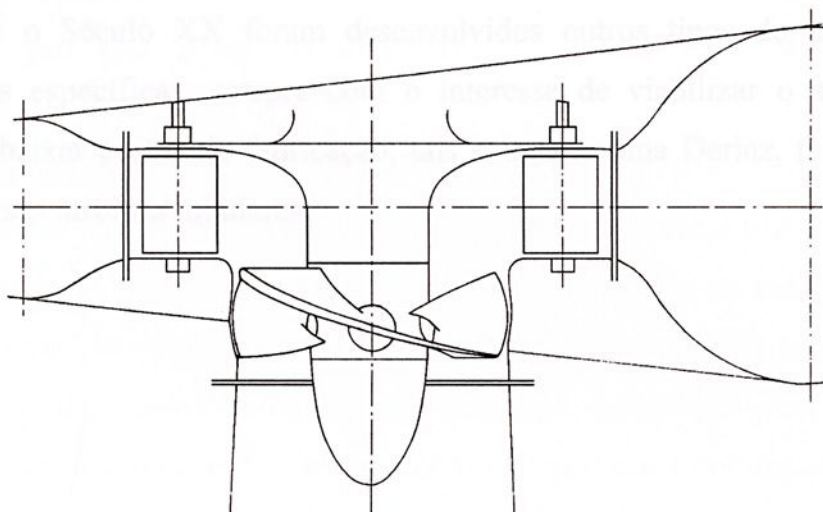


Figura 3 - Turbina Kaplan (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999)

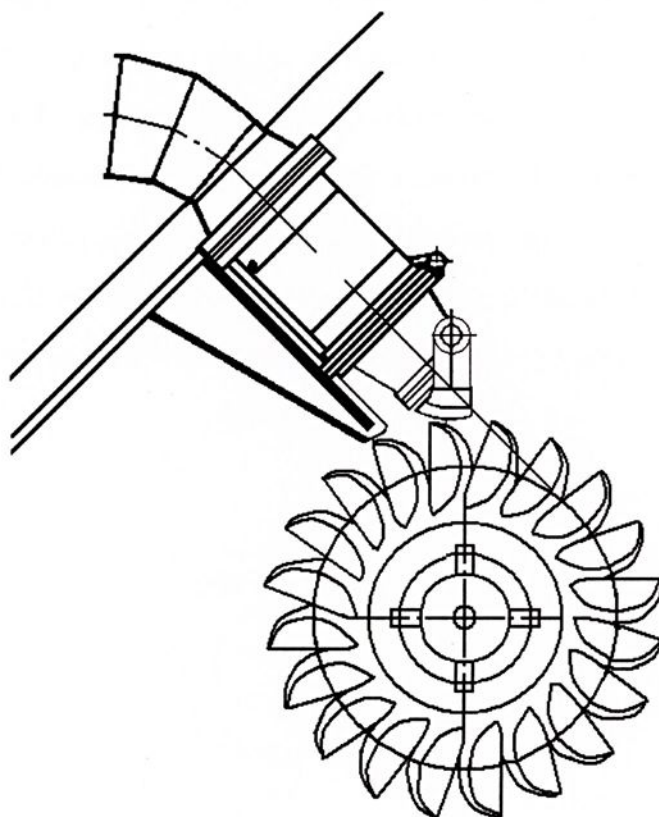


Figura 4 – Turbina Pelton (PFLEIDERER; PETERMANN, 1979)

Para o aproveitamento das altas quedas, a turbina Pelton, mostrada na Figura 4, nome dado em homenagem ao seu inventor, Lester Allen Pelton (1829-1908) foi desenvolvida por volta de 1880. Pelton desenvolveu esse modelo de turbina e vendeu seus direitos de fabricação a uma empresa que foi criada exclusivamente para fabricá-la.

Durante o Século XX foram desenvolvidos outros tipos de máquinas, com características específicas, sempre com o interesse de viabilizar o aproveitamento hidráulico e baixar custos de fabricação, tais como: turbina Deriaz, turbina Michell-Banki e diversas turbinas tubulares.



Figura 5 – Triângulo de velocidades em pá de turbina Pelton (MACINTYRE, 1981).

2 TEORIA CLÁSSICA

2.1 CLASSIFICAÇÃO DAS TURBINAS HIDRÁULICAS

Uma das maneiras de classificar as turbinas hidráulicas pode ser pela maneira com que a água atua sobre as pás (BRAN; SOUZA, 1969; ADOLPH, 1970; MACINTYRE, 1983).

Turbinas de ação ou impulsão: nas turbinas de ação a água flui numa velocidade constante sobre as pás do rotor, ou receptor, somente submetida a pressão atmosférica. Nessas turbinas toda a energia da água é aproveitada em forma de energia cinética. As mais usuais dessa categoria são as turbinas Pelton, que como toda turbina hidráulica possui distribuidor, neste caso na forma de bocal, apropriado para guiar a água, proporcionando um jato cilíndrico sobre a pá do rotor, o que é conseguido por meio da agulha de regularização.

O rotor da turbina Pelton possui um certo número de pás com forma de concha especial, disposta na periferia de um disco que gira preso a um eixo. As pás possuem um gume que fica sobre o plano médio da roda, e que divide simetricamente o jato e o desvia lateralmente. Denominando U a velocidade tangencial da pá e W_2 a velocidade relativa da água ao abandoná-la, a velocidade absoluta neste ponto será V_2 , que deverá ter uma direção aproximadamente paralela ao eixo da turbina e um ângulo próximo de 90° com a velocidade absoluta de entrada, V_0 , como pode ser verificado na Figura 5. Essa turbina pode ser instalada com mais de um jato, como apresentado na Figura 6.

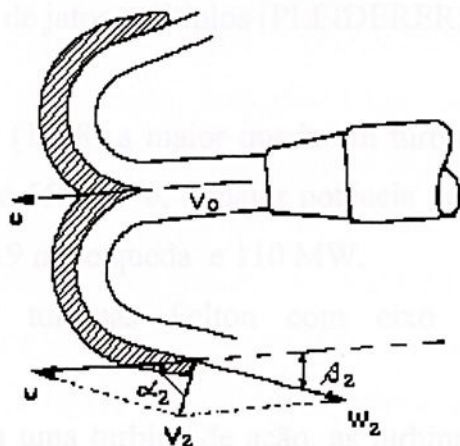


Figura 5 – Triângulo de velocidades em pá de turbina Pelton (MACINTYRE, 1983)

As turbinas Pelton possuem também um defletor, que intercepta o jato desviando-o das pás, quando ocorre uma diminuição violenta na potência exigida pela rede de consumo. Nessa hipótese uma atuação rápida na agulha reduzindo a descarga poderia vir a provocar uma sobrepressão no bocal, nas válvulas e ao longo do encanamento adutor. O defletor volta à posição primitiva liberando a passagem do jato, logo que convém, para a descarga correspondente à potência absorvida.

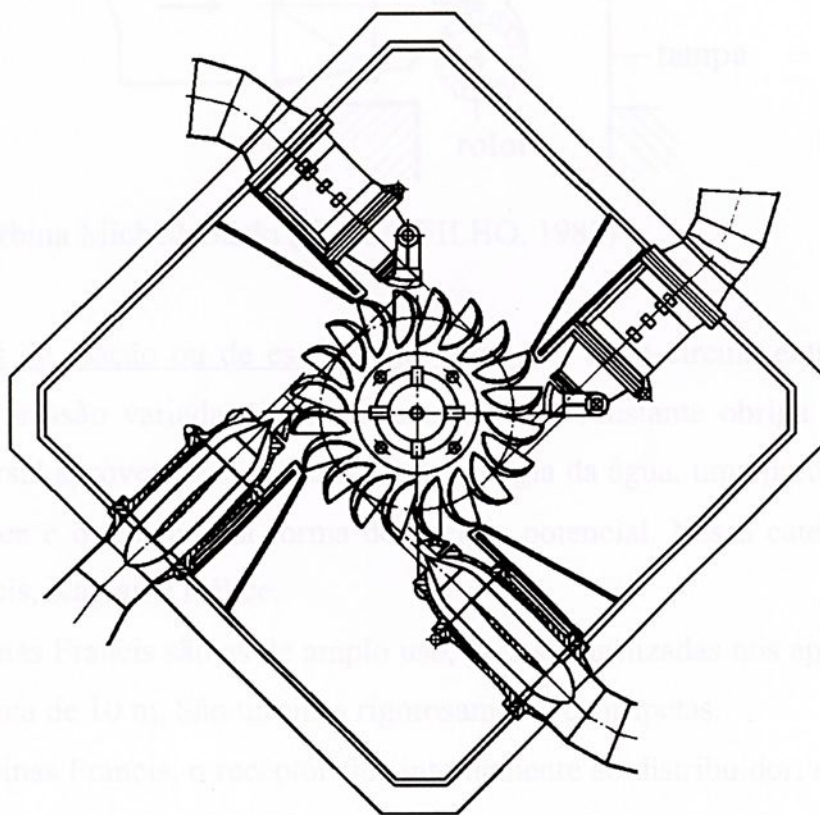


Figura 6 – Turbina Pelton de jatos múltiplos (PLEIDERER; PETERMANN, 1979)

Conforme Schreiber (1978) a maior queda em turbina Pelton situa-se na Suíça com 1750 m e potência de 65 MW e, a maior potência gerada, no aproveitamento de Cubatão no Brasil, com 719 m de queda e 110 MW.

Podemos encontrar turbinas Pelton com eixo disposto verticalmente e horizontalmente.

Considerada também uma turbina de ação, as turbinas Michell-Banki na qual o fluxo de água atravessa o rotor cilíndrico transversalmente com duas passagens pelas

pás, esquematicamente apresentada na Figura 7, apresentam o inconveniente de girar com baixa rotação, necessitando introduzir correias de multiplicação de velocidades e, devido a isso, têm uma considerável perda de rendimento. Essas turbinas são empregadas em baixas quedas (inferiores a 10 m).

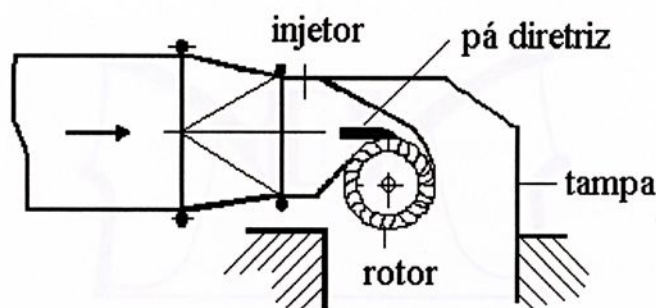


Figura 7 – Turbina Michell-Banki (TIAGO FILHO, 1987)

Turbinas de reação ou de escoamento total : a água circula entre as pás com velocidade e pressão variadas. Pela pressão não ser constante obriga a variação da seção transversal aproveitando-se assim, toda energia da água, uma parte em forma de energia cinética e o restante na forma de energia potencial. Nessa categoria estão as turbinas Francis, Kaplan e Hélice.

As turbinas Francis são as de amplo uso, pois são utilizadas nos aproveitamentos de quedas acima de 10 m. São turbinas rigorosamente centrípetas.

Nas turbinas Francis, o receptor fica internamente ao distribuidor, de modo que a água ao atravessar o rotor da turbina aproxima-se constantemente do eixo. O tubo de aspiração constitui-se em parte essencial, sendo sua função manter a continuidade da massa líquida em escoamento, desde a saída do receptor até o nível da água do poço de escapamento (ou o nível de jusante), impedindo que caia livremente do receptor, conseguindo-se, desse modo, um aumento da queda hidráulica e, pela transformação da energia cinética que possui a água ao sair do receptor em energia de pressão, um aumento na potência da turbina. Pelo grande uso dessa turbina, ocorreu uma alteração natural no formato do rotor à medida que se preocupava em aumentar sua rotação específica e se ampliava a faixa de valores da queda, subdividindo-se, assim, em Francis lenta, normal, rápida e extra-rápida, conforme mostrado na Figura 8.

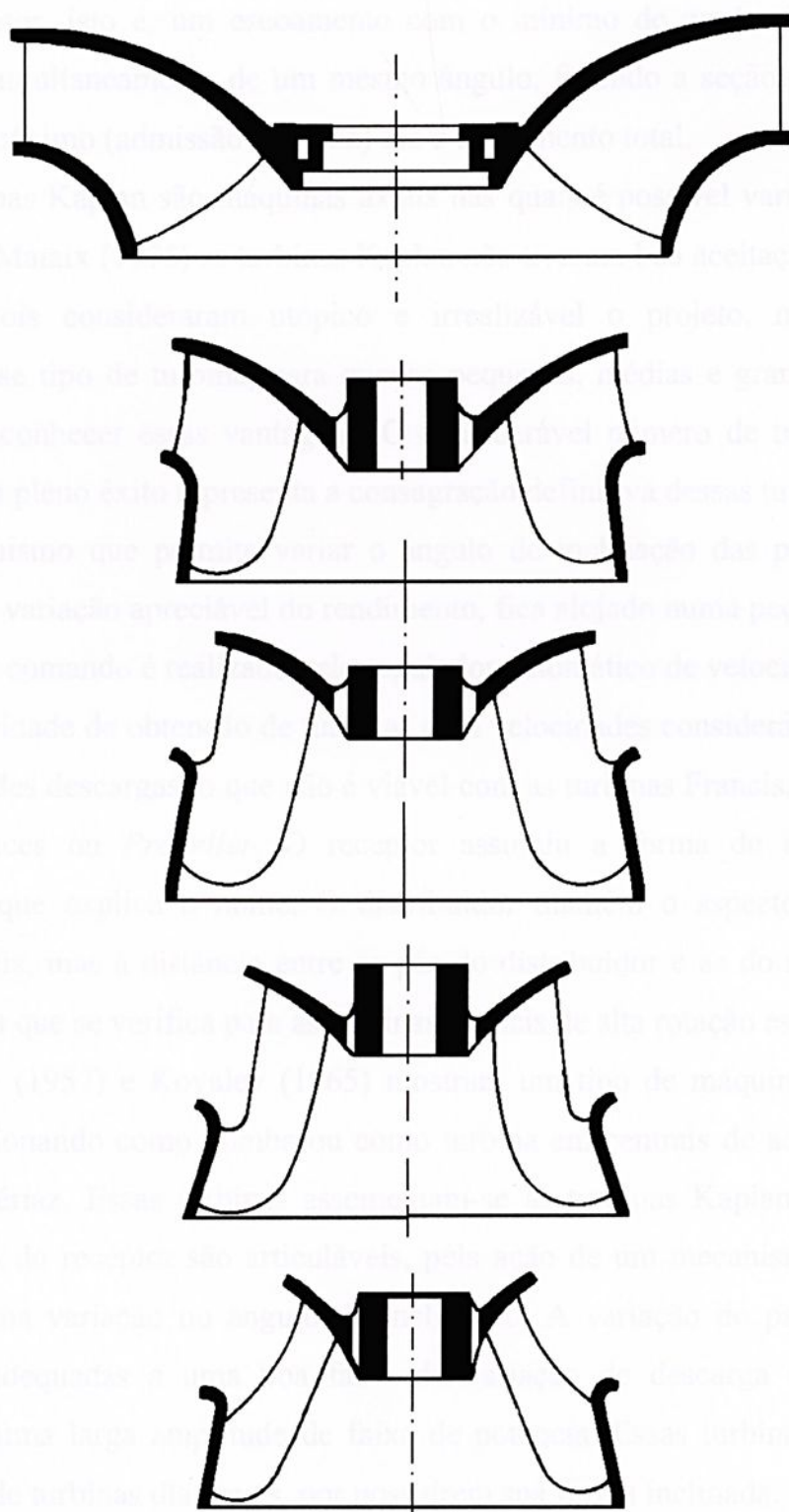


Figura 8 – Tipos de rotores Francis (MACINTYRE, 1983)

O distribuidor da Turbina Francis é constituído de um conjunto de pás dispostas em volta do receptor, e que podem ser orientadas por meio de um comando próprio, de modo a dar , para cada valor da descarga, o ângulo mais conveniente de entrada da

água no receptor, isto é, um escoamento com o mínimo de perdas hidráulicas, ou podem girar simultaneamente de um mesmo ângulo, fazendo a seção de escoamento variar de um máximo (admissão máxima) até o fechamento total.

As turbinas Kaplan são máquinas axiais nas quais é possível variar o passo das pás. Segundo Mataix (1975) as turbinas Kaplan não tiveram boa aceitação inicial pelos fabricantes, pois consideraram utópico e irrealizável o projeto, mas devido às vantagens desse tipo de turbina, para quedas pequenas, médias e grandes descargas, passaram a reconhecer essas vantagens. O considerável número de turbinas Kaplan instaladas com pleno êxito representa a consagração definitiva dessas turbinas.

O mecanismo que permite variar o ângulo de inclinação das pás conforme a descarga, sem variação apreciável do rendimento, fica alojado numa peça com formato de ogiva e seu comando é realizado pelo regulador automático de velocidade.

A necessidade de obtenção de turbinas com velocidades consideráveis em baixas quedas e grandes descargas, o que não é viável com as turbinas Francis, deu origem as Turbinas Hélices ou *Propeller*. O receptor assumiu a forma de uma hélice de propulsão, o que explica o nome. O distribuidor mantém o aspecto que tem nas turbinas Francis, mas à distância entre as pás do distribuidor e as do receptor é bem maior do que a que se verifica para as turbinas Francis de alta rotação específica.

Miroslav (1957) e Kovalev (1965) mostram um tipo de máquina que é usado também, funcionando como bomba ou como turbina em centrais de acumulação, são as turbinas Dériaz. Essas turbinas assemelham-se as turbinas Kaplan e Francis, no entanto as pás do receptor são articuláveis, pela ação de um mecanismo apropriado, pode haver uma variação no ângulo de inclinação. A variação do passo as tornam amplamente adequadas a uma boa faixa de variação de descarga e de um bom rendimento, numa larga amplitude de faixa de potência. Essas turbinas são também denominadas de turbinas diagonais, por possuírem sua forma inclinada.

Para desníveis hidráulicos reduzidos, há necessidade do emprego de tipos de turbinas, mais vantajosos do que o das turbinas Kaplan de eixo vertical. A solução desse problema está nas instalações da turbina Hélice com eixo horizontal ou com pequena inclinação, de modo que possam ser aproveitados os desníveis pequenos,

como ocorre em certas modalidades de usinas “fio d’água” e em usinas “maré – motrizes”. Classifica-se para esse fim os seguintes tipos de turbinas (TADEL, 1989):

Turbinas Tubulares - possuem receptor de pás fixas ou orientáveis, esse receptor é colocado num tubo transportador de água, e seu eixo horizontal ou inclinado aciona um alternador colocado externamente ao tubo.

Turbinas Bulbo - podem ser consideradas como uma evolução do tipo tubular. O rotor possui pás orientáveis semelhantes às das turbinas Kaplan e existe uma espécie de bulbo, colocado no interior do tubo adutor da água. No interior do bulbo, que é uma câmara blindada, pode existir meramente um sistema de transmissão por engrenagens, para transmitir o movimento do eixo da hélice para o alternador e/ou, como acontece nos tipos aperfeiçoados, no interior do bulbo fica o próprio gerador elétrico, conforme Figura 9. A turbina Bulbo dispensa a caixa em caracol e o trecho vertical do tubo de sucção. O espaço ocupado em planta é, portanto, menor que o das turbinas Kaplan. Para um mesmo diâmetro do rotor, a turbina Bulbo absorve uma descarga maior que as Kaplan, resultando daí maior potência em plena carga.

As turbinas Bulbo por poderem funcionar como bomba ou como turbina têm sido empregadas em usinas maré-motrizes, como a do estuário do rio Rance, na França, onde foram instaladas 24 unidades de 10 MW cada.

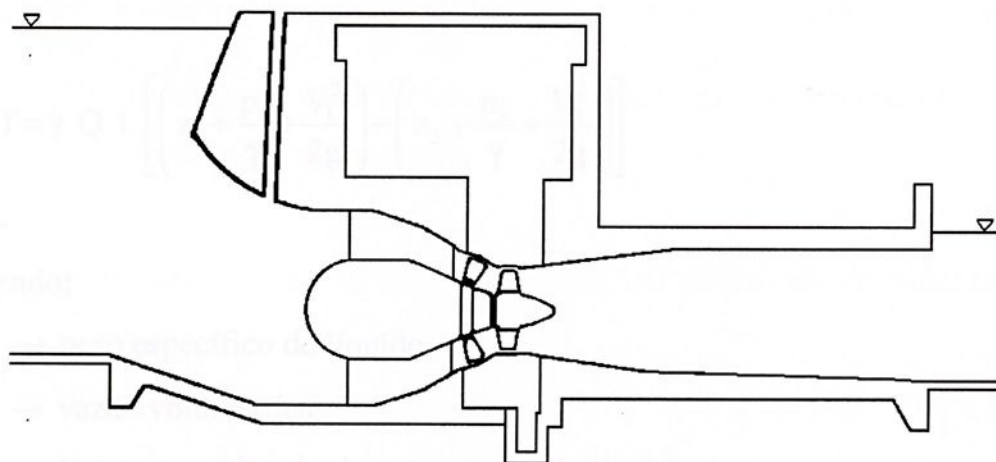


Figura 9 – Turbina Bulbo (SOUZA; SANTOS; BORTONI,1999)

2.2 DEFINIÇÕES DE GRANDEZAS

2.2.1 Quedas, vazões, potências, velocidades e rendimentos

2.2.1.1 Quedas

A instalação de uma turbina é feita utilizando-se um desnível hidráulico natural ou criado artificialmente através de barragem, eclusa e/ou obra de desvio para captação e condução da água até a turbina, situada sempre em nível tão baixo quanto possível em relação ao nível de montante.

A água é aduzida à turbina, passa pelo seu interior e é abandonada na cota inferior a da adução. A queda de um modo geral pode ser considerada como:

- Queda pela diferença de cota entre dois pontos onde se considera um desnível topográfico.
- Queda dinâmica de energia pela diferença de energia hidráulica entre dois pontos considerados. O valor dessa energia é determinado pela diferença entre os trinômios de Bernoulli entre os dois pontos.

O trabalho ou energia cedida pela água durante o escoamento entre os pontos, considerados 1 e 2 é dado pela equação (1):

$$T = \gamma Q t \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right) \right] \quad (1)$$

Sendo:

$\gamma \rightarrow$ peso específico do líquido.

$Q \rightarrow$ vazão volumétrica.

$t \rightarrow$ tempo considerado do escoamento do líquido.

ou, de outra forma pela equação (2):

$$T = P^* H \quad (2)$$



Para:

$\gamma Q t = P^* \rightarrow$ peso do líquido, contido na linha de corrente considerada, ou força vertical, atuando de cima para baixo e aplicada no centro de gravidade da massa líquida.

$$H = \left[\left(z_1 + \frac{p_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left(z_2 + \frac{p_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right) \right] \rightarrow \text{queda hidráulica}$$

Portanto, a energia que é disponibilizada pela água em um tempo t , é dada pelo produto do peso escoado nesse tempo pela grandeza designada como queda, que é expressa pela diferença entre dois trinômios, cujos termos contém as seguintes grandezas conforme definidas pela NBR11374 (1990) e, ilustradas na Figura 10:

$z \rightarrow$ altura potencial (carga geodésica, cota do ponto, altura topográfica): altura de um ponto de medição acima do nível do mar ou de outro nível de referência.

$h_p = \frac{p}{\gamma} \rightarrow$ altura de pressão (carga piezométrica): altura da coluna de água equivalente à pressão em qualquer ponto da instalação.

$h_v = \frac{V^2}{2g} \rightarrow$ altura dinâmica (carga devido à velocidade): altura da coluna de água equivalente ao quadrado da velocidade média, dividida pelo dobro da aceleração da gravidade.

De acordo com a mesma norma outras alturas (ou cargas) são classificadas como:

$h_t \rightarrow$ altura total (carga total): soma das alturas potencial, de pressão e dinâmica numa determinada seção, conforme equação (3).

$$h_t = z + h_p + h_v \quad (3)$$

$H_g \rightarrow$ altura de queda bruta: diferença de altura entre os limites dos níveis de montante e jusante da instalação quando a vazão pela turbina é nula.

Também chamada de queda topográfica ou geodésica, medida entre os pontos de níveis de montante (na captação) e de jusante (poço do canal de fuga), quando a turbina estiver fora de operação.

$H_n \rightarrow$ altura de queda líquida: queda disponível para atuar na turbina, correspondente à diferença das alturas totais entre as seções de entrada e de saída definidas em um domínio para cada tipo de turbina (Figura 10).

$H_r \rightarrow$ altura de queda garantida: altura de queda líquida para a qual a turbina foi encomendada.

Também chamada de queda disponível nominal (guaranteed head). É a queda hidráulica disponível com a qual deverá ocorrer o máximo rendimento. Com esse valor de altura a turbina gira com o número nominal de rotações do gerador e desenvolve sua potência nominal sob a vazão especificada. Esse importante dado é determinado tomando-se por base a média dos valores correspondentes à situação de fornecimento médio de potência que serão exigidos da usina.

A altura de queda nominal é a nomenclatura dada por várias especificações norte-americanas à queda disponível nominal crítica (em desacordo com a NBR11374 (1990)). Nesse caso a potência fornecida é máxima e coincide com a indicada na placa do alternador, sendo sua base de projeto.

$H_m \rightarrow$ altura motriz: é a parte da energia aproveitada, tendo em vista as perdas pela ação do atrito ao longo do escoamento (grades, comportas, válvulas, curvas, etc.), conforme equação (4).

Existirão também perdas no interior da turbina devido ao atrito, turbilhonamento, vórtices e irregularidades no escoamento próprio de cada tipo de instalação, que são as perdas de carga na turbina J_h . Existirá uma outra perda, J_q (perdas de vazão) ocorrida durante a passagem da água pela turbina, que se perde devido às folgas existentes entre as partes internas móveis e fixas.

$$H_m = H_n - J_h - J_q \quad (4)$$



$H_u \rightarrow$ altura útil ou altura final: energia utilizada no acionamento do gerador, pois uma parte foi aplicada para vencer as resistências mecânicas, J_m , nos mancais e equipamentos auxiliares, conforme equação (5).

$$H_u = H_m - J_m \quad (5)$$

$h_b \rightarrow$ altura barométrica: altura da coluna d'água correspondente à pressão atmosférica e temperatura no local.

$h_s \rightarrow$ altura geométrica da seção (altura geodésica de sucção): altura da turbina ou do rotor sobre o nível de jusante.

$z_m \rightarrow$ nível d'água: altura do nível d'água em relação ao nível médio do mar ou outra cota de referência

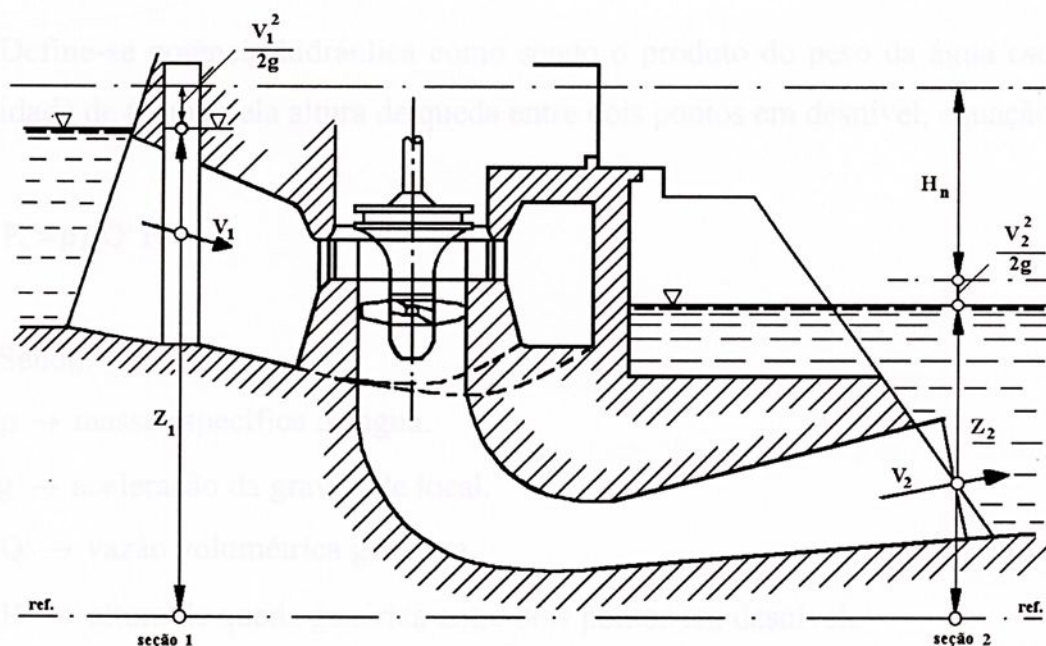


Figura 10 – Domínio de uma turbina genérica (NBR11374, 1990)

2.2.1.2 Vazões

De acordo com a mesma norma são classificadas como:

$Q \rightarrow$ vazão da turbina: volume de água utilizado pela turbina na unidade de tempo, inclusive vazamento nas vedações, tampas e tubulações de equilíbrio, mas excluindo a água utilizada para o funcionamento do dinamômetro e máquinas auxiliares, bem como para o arrefecimento dos mancais.

$Q_r \rightarrow$ vazão garantida ou nominal: vazão da turbina correspondente aos valores nominais de altura de queda, potência e rotação.

$Q_0 \rightarrow$ vazão em vazio: vazão da turbina em vazio, com rotação nominal, e altura de queda garantida.

2.2.1.3 Potências

Define-se potência hidráulica como sendo o produto do peso da água escoando na unidade de tempo pela altura de queda entre dois pontos em desnível, equação (6) .

$$P_h = \rho g Q^i H^i \quad (6)$$

Sendo:

$\rho \rightarrow$ massa específica da água.

$g \rightarrow$ aceleração da gravidade local.

$Q^i \rightarrow$ vazão volumétrica genérica.

$H^i \rightarrow$ altura de queda genérica entre dois pontos em desnível.

Como há diferentes denominações para as quedas, há para as potências qualificações correspondentes, que conforme a mesma norma são classificadas como :

$P_d \rightarrow$ potência absorvida pela turbina: potência hidráulica equivalente à vazão da turbina (Q) sob a altura de queda líquida (H_n).

$P_t \rightarrow$ potência fornecida pela turbina ou potência efetiva: potência mecânica transmitida pelo eixo da turbina, determinada conforme norma.

É considerada a potência fornecida pelo eixo da turbina ao gerador numa situação especificada (out put power), determinada pela equação (7).

$$P_t = \rho g \eta_t Q H_n \quad (7)$$

sendo:

$\eta_t \rightarrow$ rendimento total

$P_r \rightarrow$ potência garantida nominal (guaranteed out put power): potência fornecida pela turbina sob a altura de queda garantida H_r , e rotação nominal n_r , para as quais a turbina foi encomendada.

Em geral, quando se faz referência à potência de uma usina hidrelétrica, significa a indicação da potência média, isto é, a potência que a usina pode gerar num período de 24 horas consecutivas do dia, supondo que a descarga esteja regularizada e que a queda disponível seja a média.

2.2.1.4 Velocidades de rotação

$n \rightarrow$ velocidade de rotação da turbina: número de rotações por unidade de tempo.

$n_r \rightarrow$ velocidade de rotação nominal: rotação para a qual a turbina foi especificada.

$n_0 \rightarrow$ velocidade de rotação em vazio (sem carga): rotação de regime com gerador excitado, porém operando em vazio depois de ser desligado do sistema, permanecendo o regulador de velocidade em operação.

$n_R \rightarrow$ velocidade de rotação em disparo: rotação máxima atingida com supressão total da potência fornecida pela turbina, admitindo-se conjugado nulo no rotor, mantidas as condições de alimentação de água no rotor. No caso das

turbinas Kaplan, para a posição relativa das palhetas do distribuidor e das pás do rotor, que dá a rotação de disparo máxima.

$n_i \rightarrow$ velocidade de rotação inicial: rotação de regime imediatamente antes da rejeição de uma determinada carga.

$x_n \rightarrow$ variação de velocidade de rotação permanente: variação de velocidade de rotação de regime entre a velocidade de rotação em vazio e a velocidade de rotação correspondente a uma determinada carga, expressa em porcentagem da velocidade de rotação nominal, determinada pela equação (8).

$$x_n = 100 \cdot \frac{(n_0 - n_i)}{n_r} \quad (8)$$

$n_{M\acute{A}X} \rightarrow$ sobre-rotação (sobrevelocidade máxima instantânea): rotação máxima instantânea atingida quando determinada carga é bruscamente rejeitada.

$(y_n)_{M\acute{A}X} \rightarrow$ máxima variação instantânea de velocidade de rotação, expressa em porcentagem da velocidade inicial, quando uma dada carga é subitamente modificada, calculada conforme equação (9).

$$(y_n)_{M\acute{A}X} = 100 \cdot \frac{(n_{M\acute{A}X} - n_i)}{n_i} \quad (9)$$

2.2.1.5 Rendimentos

Conforme Souza; Santos e Bortoni (1999), admitindo-se que os níveis de montante e jusante de um sistema de geração hidrelétrica fiquem inalterados, permitindo o escoamento contínuo e constante da vazão da turbina (Q), pode-se denominar a potência hidráulica bruta (P_g) como sendo a energia gerada na unidade de tempo sob a queda bruta (H_g), que corresponde a distância vertical entre esse dois níveis, conforme ilustrado na Figura 11.

Considerando a existência de perdas no sistema, a queda disponível (H_n), obtida pela diferença das alturas totais entre as seções de entrada (1) e saída da turbina (2),

será responsável pela magnitude da potência absorvida pela turbina (P_d). Houve portanto uma perda na admissão da água, dando origem ao rendimento do sistema de adução, expresso pela equação (10).

$$\eta_{ad} = \frac{P_d}{P_g} = \frac{H_n}{H_g} \quad (10)$$

Atritos, turbulência, choques e fugas no interior das turbinas produzem uma potência perdida interna (P_i), resultando um rendimento interno, cuja faixa de magnitude depende do cálculo hidrodinâmico, sendo determinado através de ensaios, ou pela equação (11).

$$\eta_i = \frac{P_i}{P_d} \quad (11)$$

A potência perdida externamente à turbina tem sua origem nos mancais, buchas, vedadores, polias, acoplamentos, volantes e outros elementos que provocam atrito, sendo também determinado por ensaio, resultando na potência de eixo (P_t) e no rendimento mecânico, conforme equação (12).

$$\eta_m = \frac{P_t}{P_i} \quad (12)$$

O rendimento total da turbina será determinado pelo produto dos rendimentos interno e mecânico, de acordo com a equação (13).

$$\eta_t = \frac{P_i}{P_d} \cdot \frac{P_t}{P_i} = \frac{P_t}{P_d} = \eta_i \cdot \eta_m \quad (13)$$

O gerador elétrico produzirá a potência elétrica (P_{el}), a custo de perdas que darão origem ao rendimento elétrico, determinado pela equação (14).

$$\eta_{el} = \frac{P_{el}}{P_t} \quad (14)$$

A perda global pode ser determinada através do rendimento do aproveitamento hidráulico, utilizando o produto mostrado na equação (15).

$$\eta_{ah} = \eta_{ad} \cdot \eta_i \cdot \eta_m \cdot \eta_{el} \quad (15)$$

Para cada tipo de aproveitamento existirá uma faixa ideal desses valores.

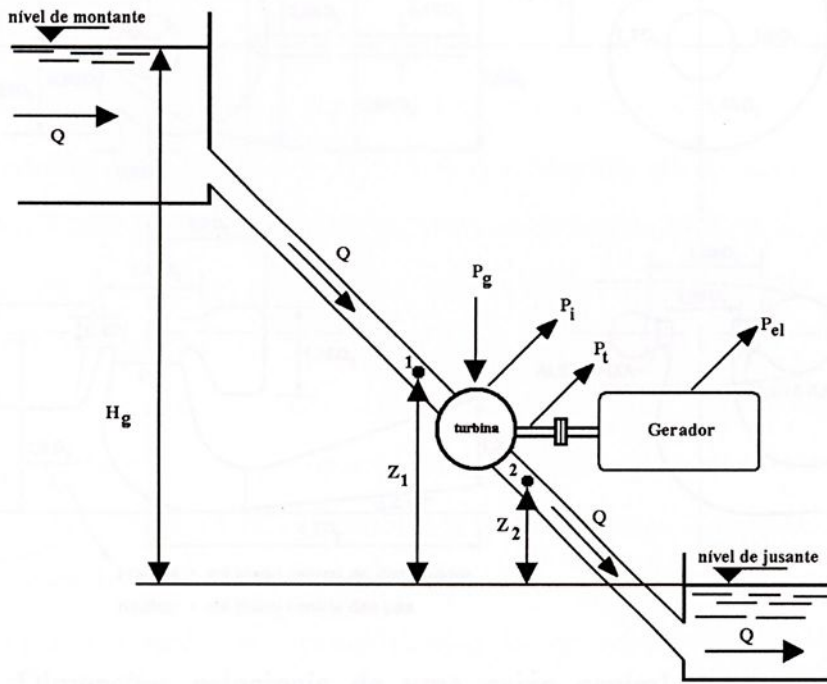


Figura 11 – Distribuição das potências (SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999)

2.2.2 Dimensões principais das máquinas

Os órgãos componentes de um aproveitamento hidrelétrico, genericamente, são: barragens, vertedouros, tomadas d'água, comportas, chaminé de equilíbrio, adutores, casa de força, canais de fuga, descarga de fundo, bacia de dissipação, etc., cada um deles com suas particularidades de projeto, conforme evidencia Souza (1991).

Na casa de força estão localizadas as turbinas, os órgãos componentes que trata o presente trabalho, cujo intuito não é abranger a teoria e a construção de todos os componentes das turbinas, pois o projetista de uma usina hidrelétrica não deve construir a turbina, mas sim projetar a casa de força e, para isso, precisa do conhecimento das principais dimensões dos equipamentos.

As dimensões da caixa espiral e do tubo de sucção das turbinas Francis e Kaplan, que determinam as dimensões da casa de força, estão relacionados com o diâmetro do rotor, ilustrado na Figura 12, medido em pontos determinados em norma específica, não única, pois países adotam diferentes normas.

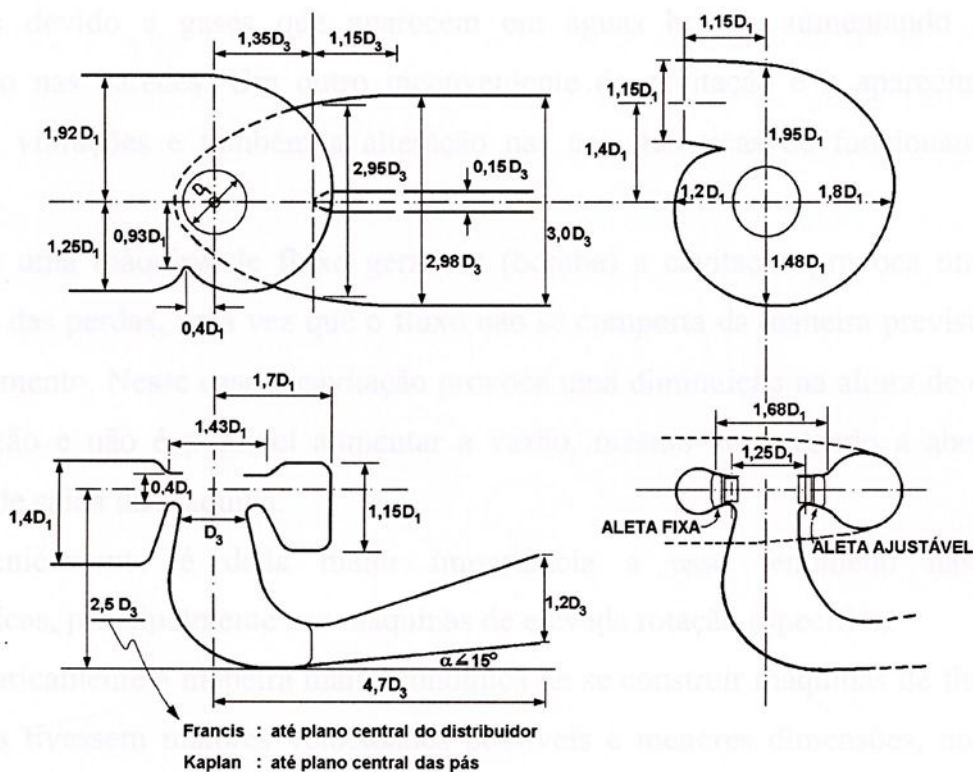


Figura 12 – Dimensões principais de uma caixa espiral de concreto e de aço (SCHREIBER, 1978)

Os projetistas devem considerar antes de iniciar os cálculos o grau de precisão que adotará, pois não adiantará elaborar cálculos com precisão de centésimos em, por exemplo, vazões médias de $100 \text{ m}^3/\text{s}$, e consequentemente outras dimensões também serão aproximadas.

2.2.3 Altura geodésica de sucção

No interior dos sistemas hidráulicos ocorrem diversos fenômenos importantes e, dentre eles, pode-se destacar aquele que recebe o nome de cavitação. Segundo Pfleiderer (1960) ao se atingir a pressão de saturação (p_v) durante o escoamento do

líquido no interior dos sistemas, começam a ser produzidas bolhas de vapor, que retornam violentamente à condição líquida nos locais de maior pressão. Com o desaparecimento das bolhas surgem espaços, onde o líquido é impelido contra as paredes, numa grande frequência oscilatória, provocando erosão, além de reações químicas devido a gases que aparecem em águas brutas, aumentando o poder destrutivo nas paredes. Um outro inconveniente da cavitação é o aparecimento de ruídos e vibrações e também a alteração nas características de funcionamento da máquina.

Em uma máquina de fluxo geradora (bomba) a cavitação provoca um grande aumento das perdas, uma vez que o fluxo não se comporta da maneira prevista para o funcionamento. Nesse caso a cavitação provoca uma diminuição na altura de elevação e na vazão e não é possível aumentar a vazão, mesmo aumentando a abertura do registro de saída da máquina.

Tecnicamente é dada maior importância a esse fenômeno nas usinas hidrelétricas, principalmente nas máquinas de elevada rotação específica.

Teoricamente a maneira mais econômica de se construir máquinas de fluxo seria que estas tivessem maiores velocidades possíveis e menores dimensões, no entanto velocidades elevadas aumentam a possibilidade do fenômeno de cavitação. A solução seria sempre que possível evitar baixas pressões usar perfis de pequenas espessuras e com pequenos ângulos de ataque.

Para limitar a ocorrência deste fenômeno foi introduzido um parâmetro adimensional denominado coeficiente de cavitação, representado pela equação (16).

$$\sigma = \frac{p_0 - p_v}{\frac{\rho \omega^2}{2}} \quad (16)$$

Onde:

p_v → pressão de saturação ou de vaporização do líquido na temperatura do meio

p_0 → pressão de estagnação no fluido em região não perturbada pelo obstáculo

ω → velocidade relativa entre o fluido e o obstáculo

ρ → massa específica do líquido na temperatura do meio

ou seja, o parâmetro ou coeficiente de cavitação é a relação entre a diferença de pressão ($p_0 - p_v$), disponível para forçar o contato entre a corrente e o obstáculo e a pressão causada pela força de inércia ($\rho \omega^2/2$), que procura separar a corrente do corpo.

Devido a estas considerações há necessidade das turbinas de reação serem instaladas com uma adequada altura geodésica de sucção. A altura geodésica de sucção, ou simplesmente, altura de sucção tem o seu valor medido sempre do nível de jusante até o eixo, para máquinas de eixo horizontal, até a linha média do distribuidor, para máquinas de eixo vertical e, até o centro do rotor, para as de eixo inclinado, conforme mostrado na Figura 13.

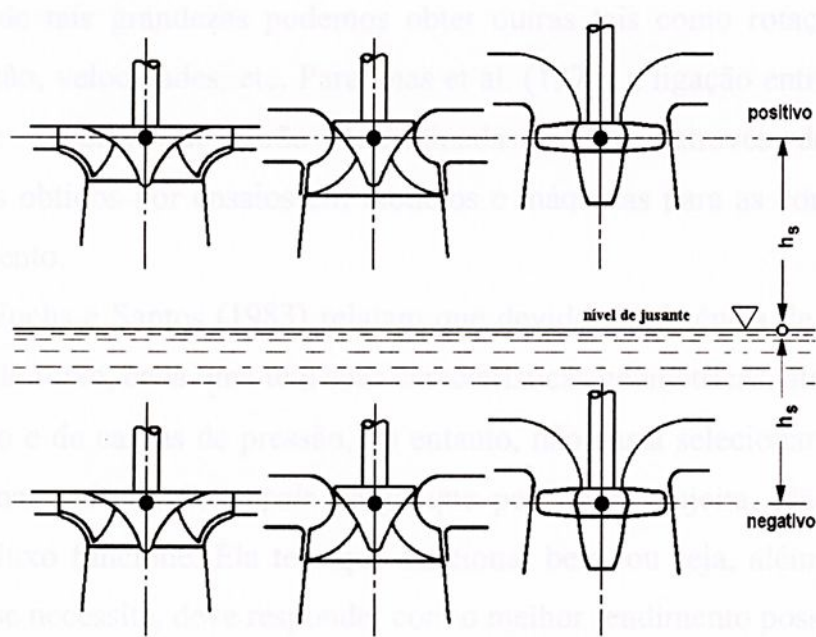


Figura 13 – Tipo de instalação tendo em vista a altura geodésica de sucção (NBR11374, 1990)

Para que não ocorra o fenômeno da cavitação na turbina é necessário que o valor da altura geodésica de sucção não ultrapasse determinado limite. Dieter Thoma, experimentalmente mostrou que a altura de sucção é função do coeficiente de cavitação (σ), o qual por sua vez, depende do tipo de turbina considerada e, seu valor máximo ($h_{s_{MAX}}$) pode ser calculado pela equação (17), onde h_w corresponde a tensão do vapor d'água na temperatura em que atravessa a turbina.

$$h_{S_{MAX}} = h_b - \sigma H_n - h_{\omega} \quad (17)$$

2.3 PARÂMETROS ADIMENSIONAIS

A geração de energia elétrica a partir de aproveitamentos hidráulicos requer o conhecimento das dimensões da turbina para o estudo inicial de viabilidade econômica.

Para o dimensionamento de turbinas hidráulicas há necessidade do conhecimento da vazão e do trabalho específico disponível. Esta necessidade origina-se do fato de que a partir de tais grandezas podemos obter outras tais como rotação, diâmetros, altura de sucção, velocidades, etc. Para Dias et al. (1978) a ligação entre as grandezas conhecidas e aquelas que serão determinadas é feita através de coeficientes adimensionais obtidos por ensaios em modelos e máquinas para as condições ótimas de funcionamento.

Souza; Fuchs e Santos (1983) relatam que devido a existência de diversos tipos de máquinas de fluxo, cada uma tem suas características geométricas, atendendo a uma faixa de vazão e de cargas de pressão, no entanto, não basta selecionar uma máquina de fluxo apenas pela vazão e pela carga que pode estar sujeita. Não basta que a máquina de fluxo funcione. Ela tem que funcionar bem, ou seja, além de fornecer a potência que se necessita, deve responder com o melhor rendimento possível.

Para conseguir isso, deve-se escolher a geometria conveniente para cada instalação. Entretanto, não é muito simples. Se é conhecida somente a vazão, ou somente a altura de queda como referência, seria feita a classificação das máquinas de fluxo segundo essa grandeza, e tudo estaria resolvido. Mas, como as duas grandezas devem ser levadas em consideração, aparecem algumas dificuldades, pois à medida que a importância de uma aumenta, a da outra diminui. Desse modo, não há condições para se escolher apenas pelo valor da vazão ou pelo valor da altura de queda, pois ambas devem ser consideradas.

Isso torna necessário definir grandezas ou relações, e modelos matemáticos, que possam verificar a importância dessas grandezas (uma em relação à outra), e que transformem essas relações num valor numérico, quais sejam:

Máquina unidade

Seja uma máquina de fluxo real que opere com uma rotação “n” e tenha um diâmetro de rotor “D”.

Colocando essa máquina de fluxo num banco de testes, e levantando suas características, têm-se:

Vazão	Q	Q ₁	Q ₂	Q ₃	...	...
Altura de carga	H	H ₁	H ₂	H ₃	...	...
Rendimento total	η	η ₁	η ₂	η ₃	...	...

Com esses valores, calcula-se os coeficientes de pressão e o de vazão.

Coeficiente de pressão - relaciona o trabalho específico e a energia cinética correspondente à velocidade tangencial do rotor, equação (18).

$$\phi = \frac{g H}{n^2 D^2} = \frac{g}{n^2 D^2} H = K_1 H \quad (18)$$

Coeficiente de vazão - relaciona a vazão da máquina e uma vazão fictícia, obtida pelo produto de uma seção do rotor fixada e a velocidade tangencial dessa seção, equação (19).

$$\phi = \frac{Q}{n D^3} = \frac{1}{n D^3} Q = K_2 Q \quad (19)$$

Portanto, cada par de vazão e altura Q-H dá origem a um par de adimensionais ϕ - ϕ , que podem ser graficamente representadas.

As curvas determinadas por esse método pertencem a uma família de máquinas de fluxo geometricamente semelhantes à máquina de fluxo ensaiada, tendo todas as máquinas da família um mesmo rendimento máximo.

O rendimento é afetado pela geometria, que por sua vez deve ser projetada e fabricada para atender às especificações desejadas, sem importar o valor da vazão ou da altura de queda.

Escolhendo corretamente, tem-se como resposta o melhor rendimento possível, mesmo que esse rendimento não seja muito alto, pois isso depende do tipo de serviço.

Tomando como referência as curvas universais determinadas na bancada de testes, escolhem-se duas máquinas de fluxo pertencentes à família, uma considerada modelo (m) e outra protótipo (p). Como existe semelhança geométrica, pode-se impor semelhança completa e igualar os adimensionais, ou seja:

$$\varphi_m = \varphi_p$$

$$H_m = \frac{\varphi}{g} n_m^2 D_m^2$$

$$H_p = \frac{\varphi}{g} n_p^2 D_p^2 \rightarrow \text{dividindo membro a membro, tem-se:}$$

$$\frac{H_m}{H_p} = \left[\frac{n_m}{n_p} \right]^2 \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^2$$

analogamente,

$$\phi_m = \phi_p$$

$$\frac{Q_m}{Q_p} = \frac{n_m}{n_p} \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^3$$

Elevando a primeira equação ao cubo e a segunda ao quadrado, tem-se:

$$\left[\frac{H_m}{H_p} \right]^3 = \left[\frac{n_m}{n_p} \right]^6 \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^6$$

$$\left[\frac{Q_m}{Q_p} \right]^2 = \left[\frac{n_m}{n_p} \right]^2 \left[\frac{D_m}{D_p} \right]^6$$

Dividindo membro a membro:

$$\frac{\left[\frac{H_m}{H_p} \right]^3}{\left[\frac{Q_m}{Q_p} \right]^2} = \left[\frac{n_m}{n_p} \right]^4 \quad (20)$$

Observando a equação (20), nota-se a importância da vazão, da altura de queda e da rotação de duas máquinas de fluxo pertencentes a uma mesma família, na condição especial de semelhança completa. Entretanto qualquer máquina da família pode servir de modelo, bastando que todos os seus dados sejam conhecidos. Contudo, trabalhando com máquinas reais, não se pode generalizar, pois é uma condição particular de cada fabricante, ou seja, o modelo escolhido serve apenas para aquela família.

Para universalizar esse procedimento, as entidades, pesquisadores e fabricantes decidiram generalizar, definindo uma máquina especial que pudesse ser considerada como modelo para qualquer família. Essa máquina recebeu o nome de Máquina Unidade, com as seguintes características:

- máquina de fluxo fictícia;
- serve de modelo para qualquer família;
- definida para o ponto de máximo rendimento da família (qualquer que seja ela)
- $H = 1\text{ m}$; $Q = 1\text{ m}^3/\text{s}$.

Na equação (20), além das alturas de queda e das vazões, tem-se as rotações de duas máquinas de uma família. Utiliza-se a Máquina Unidade como modelo e uma máquina real qualquer como protótipo, para determinar-se a rotação dessa máquina especial, que será denominada rotação específica (n_q).

Modelo = Unidade $\Rightarrow$

$$H = 1\text{ m}$$

$$Q = 1\text{ m}^3 / \text{s}$$

$$n = n_q$$

$$\text{Protótipo} = \text{real} \Rightarrow \begin{matrix} H \\ Q \\ n \end{matrix}$$

Substituindo na equação (20) tem-se a equação (21):

$$\begin{aligned} \frac{1}{\frac{H^3}{1}} &= \left[\frac{n_q}{n} \right]^4 \\ n_q^4 &= \frac{1}{H^3} \frac{Q^2}{1} n^4 \\ n_q &= n \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \end{aligned} \quad (21)$$

Então, a rotação específica é a rotação que a Máquina Unidade deve ter, para ser admitida numa determinada família, com $H = 1 \text{ m}$; $Q = 1 \text{ m}^3/\text{s}$, utilizando o ponto de máximo rendimento. É também conhecida como velocidade específica ou n° de Brauer. A importância da determinação da rotação específica resulta de que a mesma fornece um termo de comparação entre as diversas máquinas sob o ponto de vista da velocidade, e de ser o seu valor, decisivo na determinação do formato do rotor a empregar para atender a um número de rotações n , a uma vazão Q e a uma altura de queda H .

Quando substitui-se na equação (20) a vazão (por exemplo), da Máquina Unidade, foi utilizado $1 \text{ m}^3/\text{s}$, e a vazão da máquina real foi substituída por ' Q ', em ' m^3/s ', procedimento feito para manter a relação adimensional. No entanto, apenas a vazão ' Q ' aparece na fórmula, devendo entrar obrigatoriamente em ' m^3/s ', para cancelar com a mesma unidade da vazão da máquina. Da mesma forma, acontece com a altura de queda. Desse modo pode-se escrever no sistema métrico:

$$n_q = n \frac{\sqrt{Q}}{H^{3/4}} \frac{(1\text{m})^{3/4}}{\sqrt{1\text{m}^3/\text{s}}}$$

|-----> adimensional

Dessa forma, a unidade utilizada é a mesma tanto para ' n ' quanto para ' n_q '.

Usualmente tem-se: $n \rightarrow \text{rpm}$ consequentemente $n_q \rightarrow \text{rpm}$

Em algumas tabelas ou gráficos, é comum encontrar a rotação específica americana ' $n_{q\text{ usa}}$ ', correspondente à Máquina Unidade americana. A diferença está nas unidades, pois a Máquina Unidade americana é definida para: $H = 1$ pé, e $Q = 1$ gpm.

A unidade do ' $n_{q\text{ usa}}$ ', é a mesma do ' n ' utilizado (rpm), no entanto, numericamente o valor é diferente do ' n_q ' métrico ($n_{q\text{ usa}} = 52\ n_q$).

Uma outra forma de definir as grandezas da Máquina Unidade é utilizar a potência, como unitária ($H = 1$ m e $P = 1$ CV ou em kW), ao invés da vazão, resultando numa outra forma de expressar a rotação específica (n_s), que leva em conta um rendimento arbitrado inicialmente, mostrado nas equações (22).

Calculando ' n_s ', tem-se :

$$n_s(\text{kW}) = 3,121\ \eta_t^{0,5}\ n_q$$

$$n_s(\text{CV}) = 3,643\ \eta_t^{0,5}\ n_q \quad (22)$$

Alguns projetistas preferem utilizar, no estudo teórico, um coeficiente que leva em conta a magnitude da aceleração da gravidade no local da instalação da turbina, denominado por " n_{qA} ", equação (23), quando utilizam " n " em rps ($n_{qA} = 3,01\ n_q$).

$$n_{qA} = 10^3\ n\ \frac{Q^{1/2}}{(g\ H)^{3/4}} \quad (23)$$

O valor numérico obtido com as fórmulas acima mostradas, dentre outras inúmeras existentes nas bibliografias, indicará o tipo de turbina mais conveniente a ser utilizado, conforme Figuras 14 e 15, as quais se basearam em turbinas que, instaladas, apresentaram não só bons rendimentos, mas também, por suas reduzidas dimensões, economia em comparação com as de outros tipos, levando-se em conta a altura de queda disponível (H_n) e a vazão da turbina (Q). Outros parâmetros são:

Coeficiente de potência - relaciona a potência de eixo e uma potência fictícia teoricamente possível de se obter com as dimensões da máquina;

Coeficiente de velocidade - $\tau = \phi^{0,5}\ \varphi^{-0,75}$

Coeficiente de diâmetro - $\theta = \phi^{-0,5}\ \varphi^{0,25}$

Coeficiente de velocidade periférica - $K_u = \frac{u}{(2gH)^{0,5}}$

Figura 15 - Base de uma turbina (H = 1 m, Q = 1 m³/s, S = 100, N = 1000, 1999)

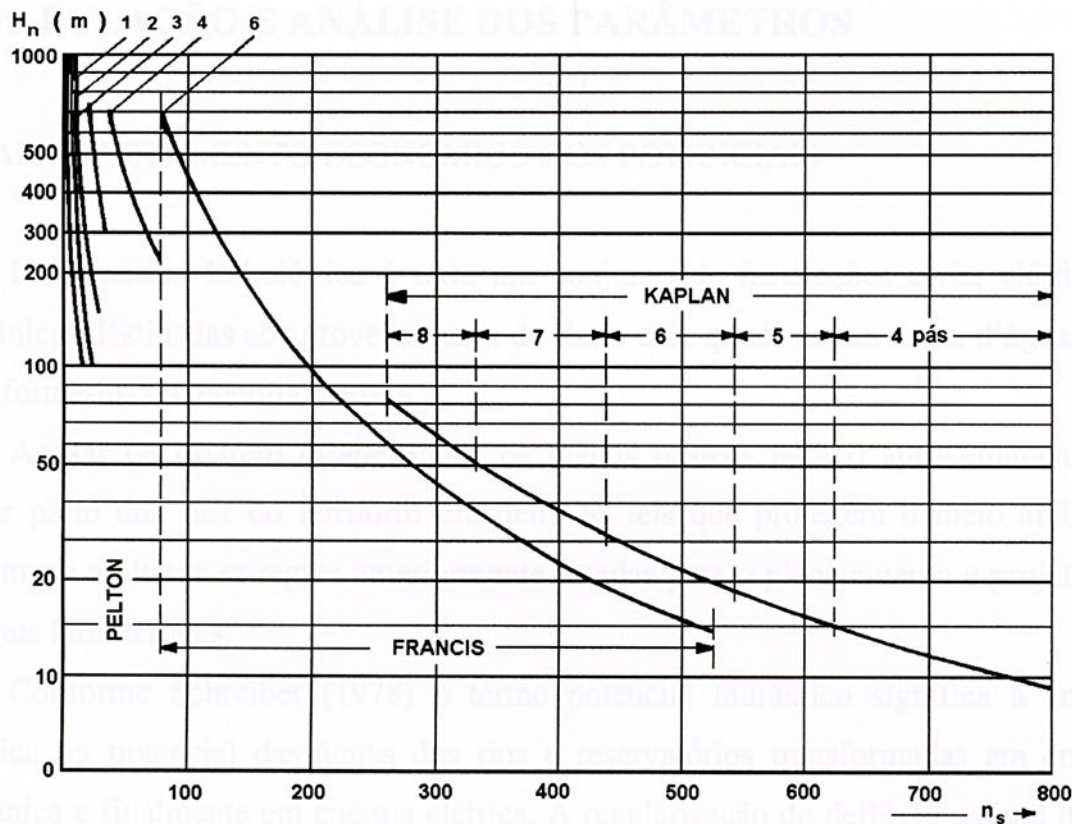


Figura 14- Faixas de uso de turbinas ($H_n \times n_s$) para P em CV (SCHREIBER, 1978)

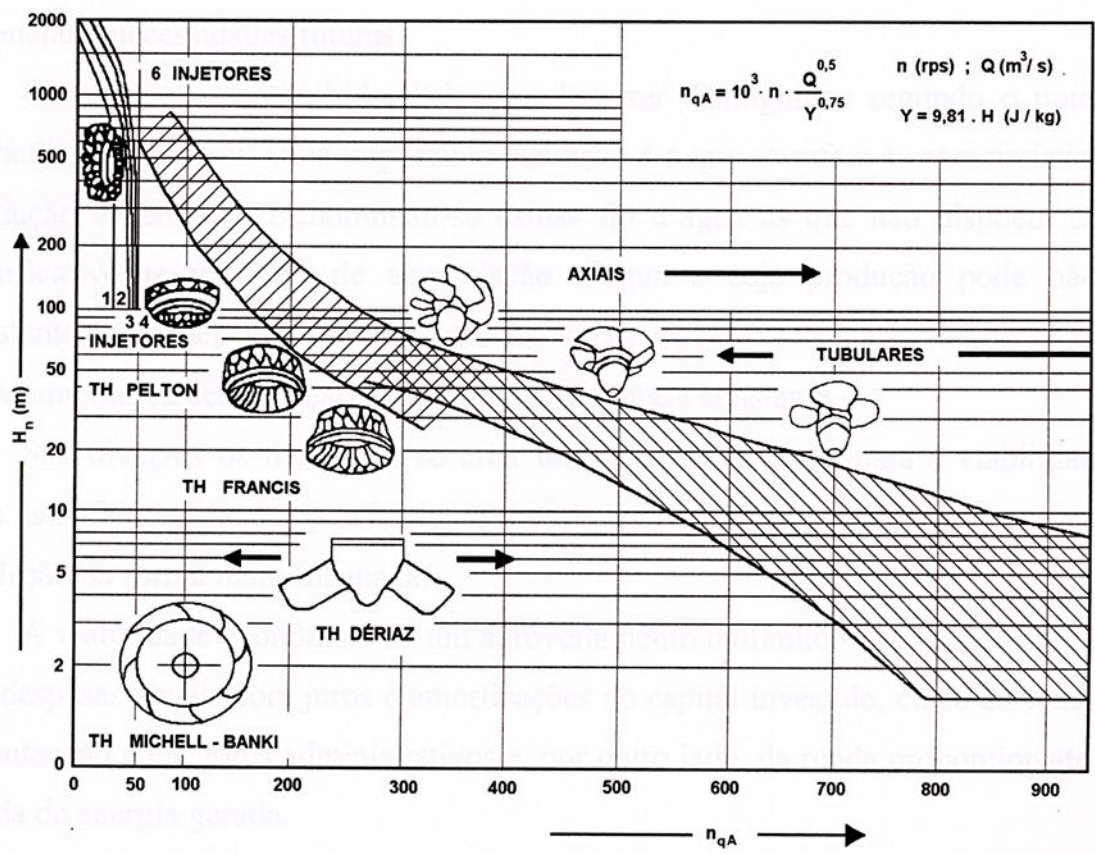


Figura 15 – Faixa de uso de turbinas ($H_n \times n_{qA}$)(SOUZA; SANTOS; BORTONI, 1999)

3 TABULAÇÃO E ANÁLISE DOS PARÂMETROS

3.1 APROVEITAMENTO ECONÔMICO DOS POTENCIAIS

Uma central hidrelétrica é todo um conjunto de instalações civis, elétricas e mecânicas destinadas ao aproveitamento do fluxo e da queda de um curso d'água, para transformá-los em energia elétrica.

Apesar de estarem estabelecidos os planos básicos para o aproveitamento da maior parte dos rios do território brasileiro as leis que protegem o meio ambiente podem vir a alterar as regras anteriormente fixadas para o planejamento e projeto das centrais hidrelétricas.

Conforme Schreiber (1978) o termo potencial hidráulico significa a energia cinética ou potencial das águas dos rios e reservatórios transformadas em energia mecânica e finalmente em energia elétrica. A regularização do deflúvio natural de um rio torna possível existir inúmeras maneiras de se aproveitar o potencial hidráulico de uma bacia hidrográfica, levando-se em conta o aproveitamento integral de seu potencial e necessidades futuras.

Os aproveitamentos hidrelétricos podem ser distinguidos segundo o potencial hidráulico disponível. Uma importante distinção é a que se refere às características de produção de energia. Denominam-se usinas fio d'água as que não dispõem de um significativo reservatório de acumulação d'água e cuja produção pode não ser constante, pois depende da oscilação da vazão do rio. Ao contrário, as usinas de represamento ou acumulação podem fornecer energia constante.

São diversos os modos de se criar um desnível artificial para a viabilidade de uma usina hidrelétrica, dependendo do tipo do terreno, custo e viabilidade ambiental e a seleção da forma mais adequada.

A viabilidade econômica de um aproveitamento hidráulico depende, de um lado, das despesas anuais com juros e amortizações do capital investido, custo de operação, manutenção e encargos administrativos e, por outro lado, da renda proporcionada pela venda de energia gerada.



Deve-se ter como objetivo, para operação econômica de uma usina hidrelétrica, o aproveitamento máximo possível de toda água afluyente, e particularmente em usinas fio d'água seja aproveitada apenas a água que flui no regime natural do rio.

O aproveitamento de recursos hídricos também devem ser feitos considerando os volumes de água necessários para irrigação e abastecimento público, além daquele necessário para a geração de energia prevista.

Para gerar energia de forma econômica a partir de potenciais hídricos deve-se selecionar um tipo correto de turbina. A seleção de um tipo de turbina envolve problemas econômicos e de projeto. A definição do local da instalação do rotor em relação ao nível de jusante é um parâmetro extremamente crítico, envolve um comprometimento entre os fenômenos da cavitação, condições geológicas na área, obras de escavação, logística de acesso, obras civis, além de estimativas dos futuros custos de operação e manutenção. Estes problemas ocorrem na fase de escolha entre dois tipos de turbina que podem atender a mesma necessidade, podendo influir no custo final da obra.

A faixa de operação de cada tipo de turbina foi se modificando, ou evoluindo, em parte pelo aperfeiçoamento da tecnologia de fabricação e, muito mais, pelo aumento da capacidade de ensaiar modelos hidráulicos (WOOD, 2004).

Quando são selecionados a queda de projeto, a rotação da turbina e o posicionamento da unidade motora, o principal objetivo passa a ser maximizar a potência firme que pode ser produzida a baixo custo. Ao mesmo tempo, eficiência e operação segura têm que ser mantida durante todo o tempo em toda a faixa especificada de queda e vazão disponíveis.

Segundo a potência disponível, os aproveitamentos hidráulicos dão origem a usinas hidrelétricas que podem ser classificadas em: microcentrais, minicentrais, pequenas centrais, médias centrais e grandes centrais. Para cada um destes tipos, os intervalos de potência variam de país a país, sendo que no Brasil a classificação foi estabelecida como mostra a Tabela 1 e, conforme Aneel (2002) distribuídas até o ano de 2002 em faixas de potência segundo a Tabela 2.

Tabela 1- Classificação das hidrelétricas de acordo com sua potência (TIAGO FILHO, 1987)

Classificação	Potência (kW)
microcentral	até 100
minicentral	de 100 a 1.000
pequenas centrais	de 1.000 a 30.000
médias centrais	de 30.000 a 50.000
grandes centrais	acima de 50.000

Tabela 2- Distribuição das usinas hidrelétricas em operação por faixa de potência (ANEEL, 2002)

Faixa de potência (MW)	Nº de usinas	% da potência
até 30	337	2,4
de 31 a 100	29	2,7
de 101 a 500	36	14,9
de 501 a 1.000	8	8,7
acima de 1.000	23	71,3
total	433	100,0

3.2 ESCOLHA DO TAMANHO DA TURBINA

Souza; Fuchs e Santos (1983) relatam que a determinação do número de unidades geradoras, em que será distribuída a potência instalada, depende de vários fatores: do regime de operação, do tipo da usina, do tipo das turbinas e de suas possibilidades de fabricação.

Quanto ao regime de operação e do tipo da usina, por exemplo, uma usina fio d’água, que tenha apenas um reservatório de volume útil, com capacidade para compensação de variações diárias ou semanais de carga, aproveita as descargas afluentes conforme o regime natural do rio. Portanto a potência disponível variará bastante durante todo o ano, podendo operar em situações abaixo do ponto de máximo

rendimento. Já, as usinas de acumulação, de capacidade para regularização anual ou plurianual, são projetadas, em geral, para atender ao fator de carga da rede elétrica, consequentemente as turbinas deverão operar com rendimento máximo.

As turbinas que trabalham apenas durante algumas horas do dia em usinas de ponta, é diferente. Nas pontas, a carga do sistema elétrico cresce e diminui rapidamente e, geralmente, cada unidade da usina de ponta será posta em operação com sua plena potência ou desligada completamente.

Constata-se a tendência geral de instalar numa usina, o menor número de unidades com a maior potência unitária possível, pois duas máquinas grandes, por exemplo, são mais baratas que três ou quatro menores com a mesma potência total. Porém as turbinas maiores são mais lentas ocasionando um aumento no custo dos geradores elétricos, além de exigirem maiores dimensões do volume escavado e da casa de força.

Com o aumento do número de turbinas fabricadas e instaladas, foi possível a tabulação de parâmetros construtivos a partir de grandezas nominais fixadas por Schreiber (1978), como pode ser observado, por exemplo, nas Figuras 16 e 17.

A dimensão D_{11} representa o diâmetro do rotor de uma turbina com rotação específica, n_s , calculada com o valor da potência em CV, sob a queda de 1 m e vazão de $1 \text{ m}^3/\text{s}$. As demais dimensões foram mostradas na Figura 12, sendo que D_1 é o diâmetro da aresta de entrada das pás no plano central do distribuidor, para turbinas Francis e, o diâmetro do anel periférico que envolve o rotor na entrada deste, nas turbinas Kaplan. A dimensão D_3 é o diâmetro do tubo de sucção na saída do rotor, independentemente do tipo de máquina.

Lugaresi e Massa (1987) propuseram através de regressão, a partir de dados obtidos de usinas construídas, equações que também podem ser utilizadas para o pré-dimensionamento de turbinas do tipo Francis e, em (1988) para turbinas do tipo Kaplan, cujas propostas são apresentadas no Apêndice A.



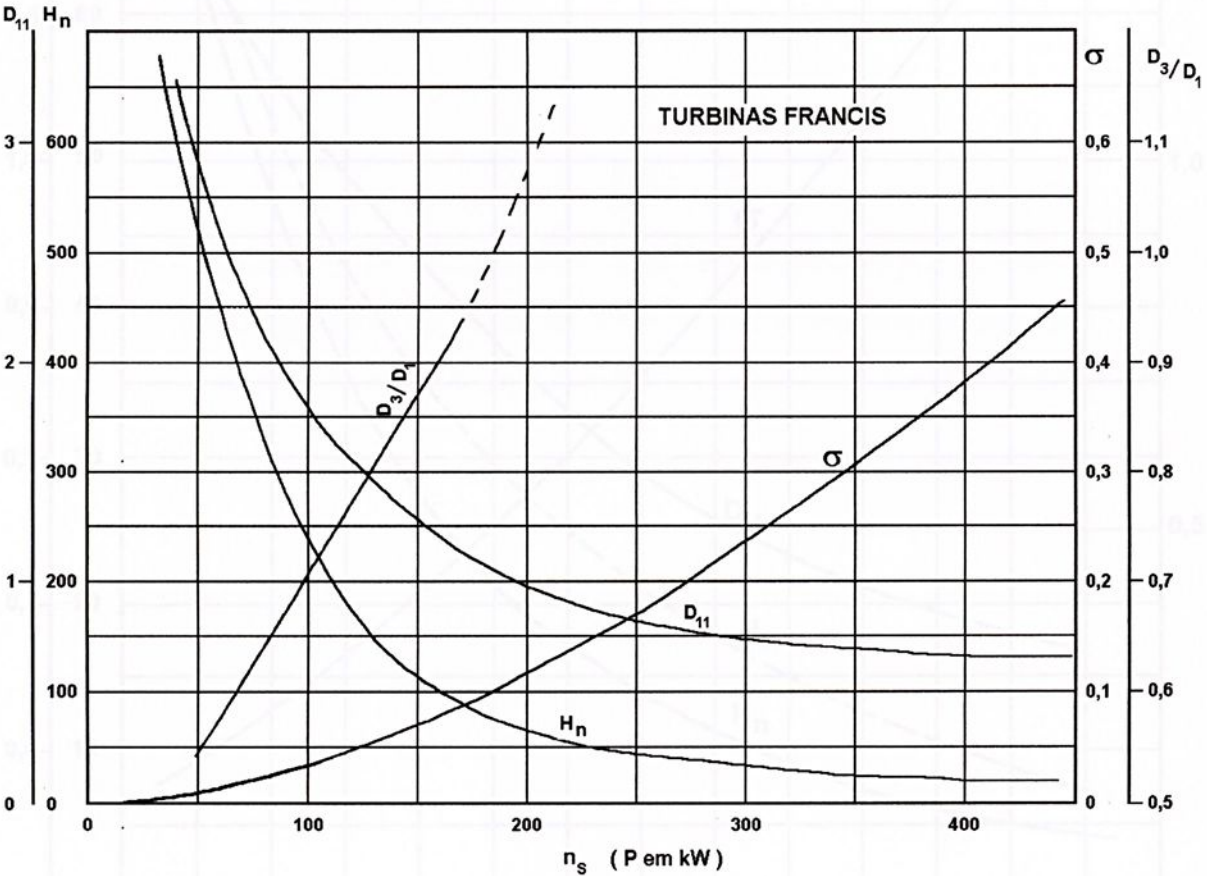


Figura 16- Relações para determinação de dimensões de turbinas Francis (SCHREIBER, 1978)

Figura 17- Relações para determinação de dimensões de turbinas Kaplan (SCHREIBER, 1978)

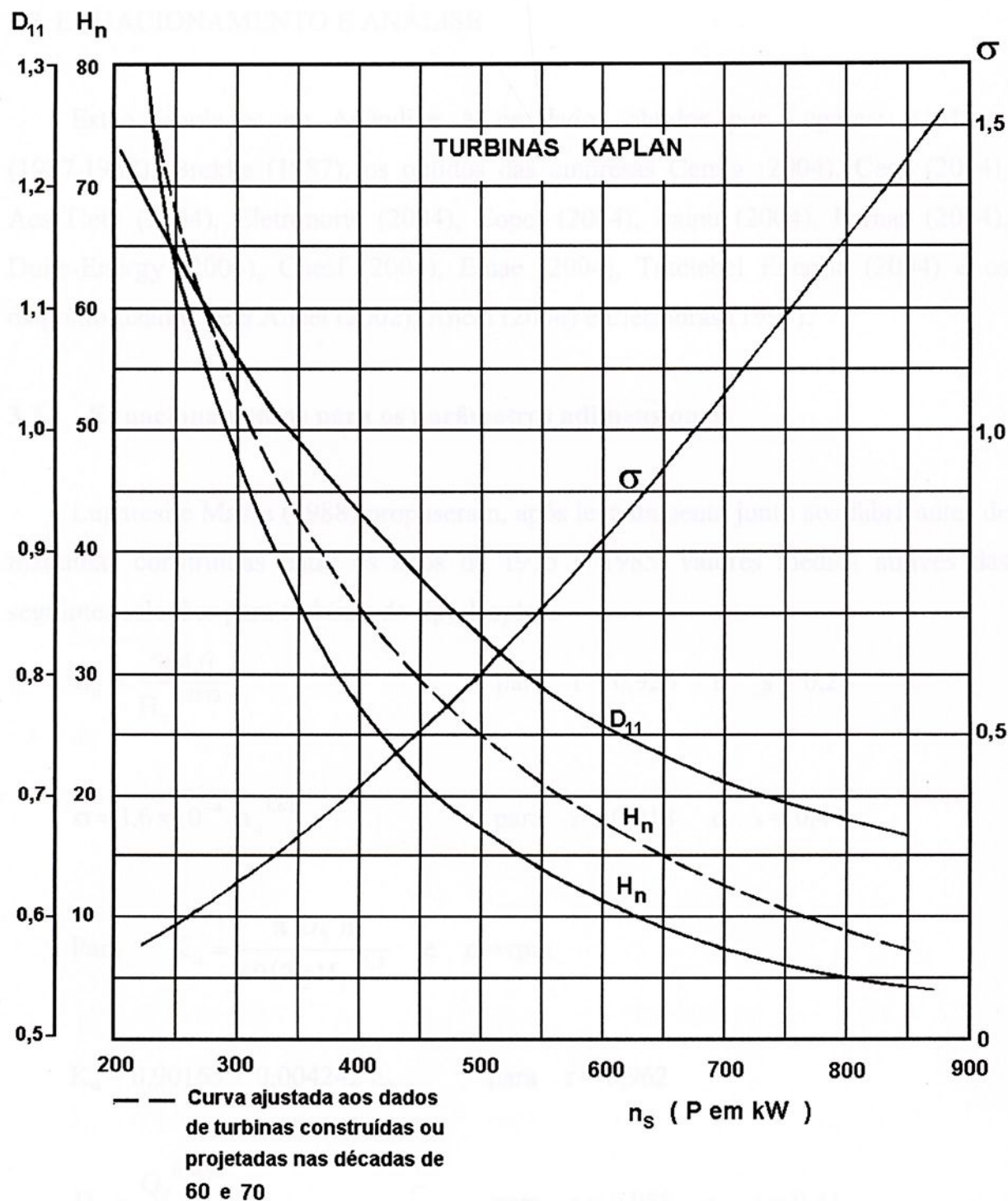


Figura 17- Relações para determinação de dimensões de turbinas Kaplan (SCHREIBER, 1978)

3.3 EQUACIONAMENTO E ANÁLISE

Estão tabulados no Apêndice A os dados obtidos por Lugaresi e Massa (1987,1988), Brekke (1987), os obtidos das empresas Cemig (2004), Cesp (2004), Aes-Tietê (2004), Eletronorte (2004), Copel (2004), Itaipu (2004), Furnas (2004), Duke-Energy (2004), Chesf (2004), Emae (2004), Tractebel Energia (2004) e os disponibilizados pela Aneel (2002), Aneel (2004) e Eletrobrás (1997).

3.3.1 Equacionamentos para os parâmetros adimensionais

Lugaresi e Massa (1988) propuseram, após levantamento junto aos fabricantes de máquinas construídas entre os anos de 1975 e 1985, valores médios através das seguintes relações para turbinas do tipo Kaplan:

$$n_q = \frac{564,6}{H_r^{0,3873}} \quad \text{para } r = 0,925 \quad \text{e} \quad s = 0,26$$

$$\sigma = 1,6 \times 10^{-4} n_q^{1,625} \quad \text{para } r = 0,918 \quad \text{e} \quad s = 0,44$$

$$\text{Para } K_u = \frac{\pi D_3 n}{60(2g H_r)^{0,5}} \quad \text{e} \quad n = \text{rpm}$$

$$K_u = 0,90163 + 0,004242 n_q \quad \text{para } r = 0,962$$

$$D_3 = \frac{Q_r^{0,4696}}{2,289} \quad \text{para } r = 0,988 \quad \text{e} \quad s = 0,41$$

Lugaresi e Massa (1987) propuseram, após levantamento junto aos fabricantes de máquinas construídas entre os anos de 1974 e 1984, valores médios através das seguintes relações para turbinas do tipo Francis:

$$n_q = \frac{638}{H_r^{0,512}} \quad \text{para } r = 0,93 \quad \text{e} \quad s = 0,39$$

$$\sigma = \frac{10,33 \times 0,9^{(Z_L / 860)} - h_\omega - h_s}{H_r}$$

$$\sigma = 0,00245 e^{(0,025)} n_q \quad \text{para } r = 0,92 \quad \text{e } s = 0,60$$

$$\text{Para } K_u = \frac{\pi D_3 n}{60(2g H_r)^{0,5}} \quad \text{e } n = \text{rpm}$$

$$K_u = 0,293 + 0,0081 n_q \quad \text{para } r = 0,99 \quad \text{e } s = 0,18$$

$$D_3 = \frac{Q_r^{0,5}}{2,9} \quad \text{com erro de } \pm 15 \%$$

Schweiger e Gregori (1987) propuseram, após levantamento junto aos fabricantes de máquinas construídas entre os anos de 1970 e 1983, valores médios através das seguintes relações para turbinas do tipo Kaplan:

$$H_r = 920650 n_q^{-2,058} \quad \text{para } r = -0,9541 \quad \text{e } s = 14,39$$

$$\phi = 71,947 n_q^{-1,022} \quad \text{para } r = -0,964 \quad \text{e } s = 0,105$$

$$\phi = 0,13363 + 0,000777 n_q \quad \text{para } r = 0,81408 \quad \text{e } s = 0,0413$$

$$K_u = 0,8434 + 0,00456 n_q \quad \text{para } r = 0,9514 \quad \text{e } s = 0,2212$$

$$\sigma = 8,66 \times 10^{-5} n_q^{1,75} \quad \text{para } r = 0,9527 \quad \text{e } s = 0,37185$$

$$\theta = 1,556 \tau^{-0,487} \quad \text{para } r = -0,8543 \quad \text{e } s = 0,2008$$

Os significados de r e s estão mostrados no Anexo A.



Schweiger e Gregori (1989), após estudo investigativo abrangendo os diversos tipos de turbinas e usando dados coletados junto aos fabricantes de máquinas e outras fontes, propuseram valores médios através das seguintes relações, as quais foram agrupadas na Figura 18:

- Turbina Pelton (1 Jato)

$$H_r = 38500 n_q^{-2}$$

$$\theta = 0,465 \tau^{-2}$$

- Turbina Francis

$$H_r = 58369,7 n_q^{-1,53}$$

$$\theta = 10 \left[0,152 - 0,194 (\log \tau) + 0,524 (\log \tau)^2 \right]$$

- Turbina – bomba (reversível)

$$H_r = 377117 n_q^{-2,018} \quad n_q \text{ para bomba}$$

$$\theta = 10^{11,38 (\log 1000 \tau) - 3,36}$$

- Turbina Kaplan

$$H_r = 920630 n_q^{-2,058}$$

$$\theta = 1,556 \tau^{-0,487}$$

- Turbina bulbo

$$H_r = 69180 n_q^{-1,6}$$

$$\theta = 1,55 \tau^{-0,5}$$

O correspondente diâmetro do rotor para um tipo específico de máquina pode ser obtido, segundo esses autores:

$$D = 0,94885 \Theta (g H_r)^{-0,25} Q_r^{0,5}$$

Segundo ainda os mesmos autores, a região de pico da eficiência é bem caracterizada para cada tipo individual de turbina, considerando a rotação específica:

Turbina Pelton (1 jato)	$\Rightarrow n_q \cong 10$
Turbina Francis	$\Rightarrow n_q \cong 55$
Turbina reversível	$\Rightarrow n_q \cong 50$ (funcionando como bomba)
Turbina Kaplan	$\Rightarrow n_q \cong 155$
Turbina bulbo	$\Rightarrow n_q \cong 260$

Para os seguintes agrupamentos de faixas de rotação específica n_q :

Turbina Pelton (1 jato)	$\Rightarrow$	0 a 13
Turbina Francis	$\Rightarrow$	20 a 140
Turbina reversível	$\Rightarrow$	25 a 120 (funcionando como bomba)
Turbina Kaplan	$\Rightarrow$	100 a 300
Turbina bulbo	$\Rightarrow$	140 a 400

A capacidade de fabricação e o conhecimento de projeto têm considerável influência na seleção da rotação específica da turbina escolhida. Na região onde a escolha do tipo de turbina pode ser feita, particularmente onde há superposição das faixas, o projetista tem que tomar sua decisão levando-se em conta as condições envolvidas. Tal situação pode ser esperada para:

- a escolha entre turbinas do tipo Pelton (com mais de 1 injetor) ou do tipo Francis em $n_q \cong 20$;

- a escolha entre turbinas do tipo Francis ou do tipo Kaplan em $n_q \cong 100$;
- a escolha entre turbinas do tipo Kaplan ou do tipo bulbo em $n_q \cong 140$ ou acima.

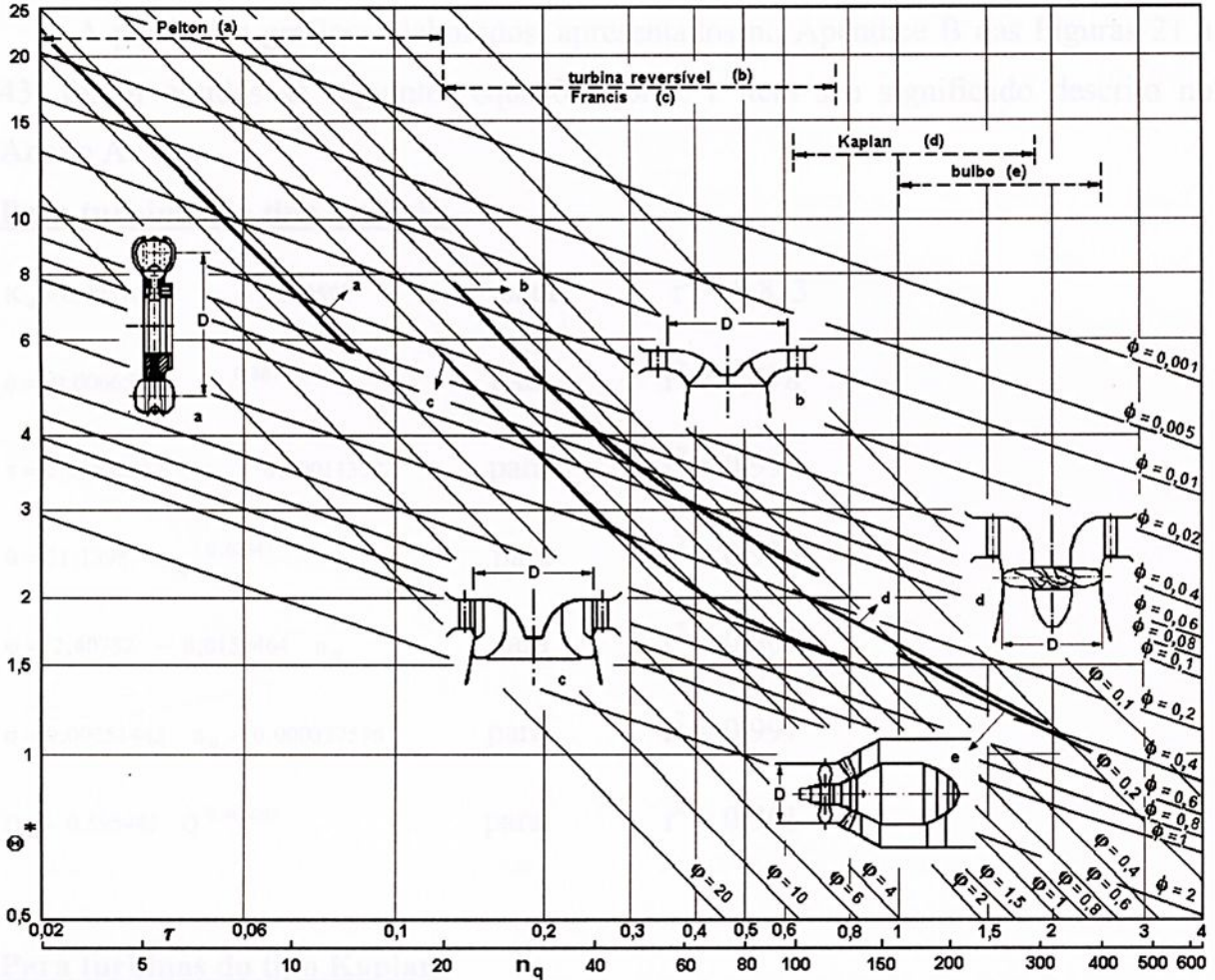


Figura 18 – Parâmetros adimensionais para pré-dimensionamento (SCHWEIGER; GREGORI, 1989),

No Apêndice B estão disponibilizados os gráficos elaborados a partir de dados coletados, tanto dos aproveitamentos hidráulicos em território brasileiro, como aqueles apresentados na bibliografia já citada. No Capítulo 4, que trata dos resultados, são apresentadas as equações propostas por este trabalho.

4 RESULTADOS

4.1 EXTRAPOLADOS POR REGRESSÃO

A partir dos gráficos elaborados, apresentados no Apêndice B das Figuras 21 a 43, foram obtidas as seguintes equações, onde r^2 tem seu significado descrito no Anexo A :

Para turbinas do tipo Francis:

$$K_u = 0,00510672 \quad n_q + 0,549592 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,833$$

$$\phi = 0,00665296 \quad n_q^{0,867233} \quad \text{para} \quad r^2 = 0,678$$

$$\tau = 0,00633062 \quad n_q + 0,000113582 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,999$$

$$\theta = 31,1398 \quad n_q^{-0,63847} \quad \text{para} \quad r^2 = 0,925$$

$$\varphi = 2,40782 - 0,0159464 \quad n_q \quad \text{para} \quad r^2 = 0,901$$

$$\sigma = 0,00251445 \quad n_q - 0,000327556 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,997$$

$$D_2 = 0,595445 \quad Q^{0,406093} \quad \text{para} \quad r^2 = 0,961$$

Para turbinas do tipo Kaplan:

$$K_u = 0,00414719 \quad n_q + 0,818956 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,965$$

$$\phi = 0,000764082 \quad n_q + 0,134851 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,988$$

$$\tau = 0,00584572 \quad n_q + 0,0776588 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,979$$

$$\theta = 2,25602 - 0,00426923 \quad n_q \quad \text{para} \quad r^2 = 0,927$$

$$\varphi = 0,857345 - 0,00275676 \quad n_q \quad \text{para} \quad r^2 = 0,952$$

$$\sigma = 0,00248797 \quad n_q + 0,00339239 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,999$$

$$D_2 = 0,883048 + 0,0321696 Q - 5,0349 \times 10^{-5} Q^2 + 3,13373 \times 10^{-8} Q^3 \quad \text{para} \quad r^2 = 0,996$$

4.2 ALGORÍTMO COMPUTACIONAL PARA CÁLCULO

No Apêndice C são apresentados os algoritmos computacionais (NBR10684, 1989; CASTRO; MAGALHÃES FILHO, 1997; SOUZA; MAGALHÃES FILHO, 1979; DORN; McCracken, 1981; HEHL, 1986) elaborados para estimativa das dimensões básicas de turbinas dos tipos Francis e Kaplan, propostos a partir das equações obtidas para os parâmetros adimensionais selecionados.

O programa denominado ORIGINAL_FRANCIS determina as dimensões para turbinas do tipo Francis mostradas na Figura 44. Esse programa foi inicialmente desenvolvido por Souza e Magalhães Filho (1979) e posteriormente adaptado por Castro e Magalhães Filho (1997). Nesse programa, o diâmetro externo do rotor na saída da pá (D5E) é utilizado como parâmetro de comparação quando utilizadas as equações propostas no presente trabalho.

O programa denominado DISSERTACAO_DO_JORGE_PRIMEIRO_PASSO tem como entrada de dados um conjunto composto pela: vazão, massa específica, altura de queda, aceleração da gravidade, rendimento mecânico e rendimento interno. A partir desse conjunto, o programa fornece a rotação específica e a potência de eixo que o aproveitamento hidráulico poderia apresentar. Em função da rotação específica resultante o projetista poderá escolher o tipo de máquina adequada, consultando as Figuras 14 e/ou 15. Caso a consulta resulte em faixa de uso em superposição, por exemplo $n_q = 100$, deverá gerar resultados tanto para máquina Francis como para Kaplan, e decidir pela situação mais econômica. Isto será possível utilizando o programa denominado DISSERTACAO_DO_JORGE_FRANCIS, para turbinas do tipo Francis, ou então, deverá substituir as equações desse programa pelas equações propostas para o tipo Kaplan.

Num estudo de caso, para efeito de comparação dos resultados encontrados para o diâmetro externo do rotor na saída da pá, com $Q = 400 \text{ m}^3/\text{s}$ e $H = 41,5 \text{ m}$, foram obtidos valores bem próximos nos respectivos programas:

DISSERTACAO_DO_JORGE_PRIMEIRO_PASSO

$n_q = 102,41 \text{ rpm}$ (faixa de superposição)



ORIGINAL_FRANCIS

D5E = 7,15 m

DISSERTACAO_DO_JORGE_FRANCIS

D5E = 6,78 m

DISSERTACAO_DO_JORGE_KAPLAN

D5E = 7,17 m

Os parâmetros adimensionais representativos para o pré-dimensionamento das máquinas também são obtidos em ambos programas.

Tabela 3 - Quantidade de dados obtidos em relação ao total

	Francis	Kaplan	Bulbo	% do total
CGH	01	0	0	0,38
PGH	13	06	0	7,57
UHE	44	27	03	47,92

Portanto, as equações propostas neste trabalho para a determinação dos parâmetros para as estimativas das dimensões principais de máquinas hidráulicas do tipo Francis, apresentadas no Capítulo 4, são recomendadas para n_f entre 30 e 130, e as do tipo Kaplan para n_k entre 90 e 230.

5 CONCLUSÃO

Segundo a Aneel (2005) o Brasil possuía 1.408 empreendimentos gerando 91.287.401 kW de potência. Desses empreendimentos, 144 eram UHE gerando 68.337.069 kW (74,86%), 251 eram PCH gerando 1.240.025 kW (1,36%), 172 eram CGH gerando 90.514 kW (0,10%), e os restantes, 841 gerando 21.619.793 (23,68%) eram atribuídos aos outros empreendimentos (eólico, solar, termonuclear e termelétrico). Estes valores são atualizados sempre que algum novo empreendimento passa a ser fiscalizado pela Aneel.

A Resolução Aneel 394 de 04/12/1998, estabelece que os aproveitamentos hidráulicos com características de PCH são aqueles que tem potência entre 1 e 30 MW e área inundada de até 3,0 km², para a cheia centenária, e os até 1 MW são classificados como CGH.

A classificação para efeitos das conclusões deste trabalho foi feita tomando por base a potência hidráulica absorvida pela turbina (P_d), conseqüentemente independente dos limites classificatórios estabelecidos pela Aneel para os aproveitamentos hidráulicos.

A quantidade de dados obtidos junto às empresas é representativa para as instalações classificadas pela Aneel como UHE, conforme apresentado na Tabela 3.

Tabela 3 - Quantidade de dados obtidos em relação ao total

	Francis	Kaplan	Bulbo	% do total
CGH	01	0	0	0,58
PCH	13	06	0	7,57
UHE	44	22	03	47,92

Portanto, as equações propostas neste trabalho para a determinação dos parâmetros para a estimativas das dimensões principais de turbinas hidráulicas do tipo Francis, apresentadas no Capítulo 4, são recomendadas para n_q entre 30 e 130 ,e as do tipo Kaplan para n_q entre 90 e 230.



Como pode ser observado nas figuras apresentadas no Apêndice B, os valores numéricos dos parâmetros relativos às turbinas do tipo Francis localizam-se numa faixa predominante, o mesmo que ocorre com os valores encontrados na literatura. Quanto aos valores numéricos resultantes para as turbinas do tipo Kaplan, têm-se um comportamento mais próximo de um ajuste linear, e também semelhante aos propostos na literatura, o que transfere confiabilidade às propostas apresentadas em ambos os casos.

Como continuidade deste assunto sugerisse aumentar os contatos com as empresas geradoras de energia hidrelétrica e fabricantes de rotores, para a obtenção de novos dados, inclusive de equipamentos utilizados em PCHs para que os programas computacionais possam ser aperfeiçoados e adaptados para todas as situações.

Ainda como sugestão de prosseguimento, há também interesse em se conhecer o comportamento de parâmetros para a previsão das dimensões básicas de rotores de turbinas a vapor, visto que a cogeração é um dos artifícios para o aproveitamento completo de energia térmica, e existem recursos e linguagens computacionais que podem auxiliar na visão tridimensional desse rotores.

REFERÊNCIAS

ADOLPH, M. **Turbomáquinas**: tratado fundamental. Madrid: EAPSA, 1970. 372 p.

AES TIETÊ S.A. **A AES na hidrovia**. Disponível em:

<http://www.aestiete.com.br/hidrovia/aes_hidro.htm> Acesso em: 18 nov. 2004.

ANEEL-AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de energia elétrica do Brasil**. 1.ed. Brasília: Aneel, 2002. 153 p. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/biblioteca.cfm>>. Acesso em: 25 jul. 2004.

ANEEL-AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Banco de informações de geração - BIG**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/15.htm>>. Acesso em: 25 jul. 2004.

ANEEL-AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Banco de informações de geração - BIG**. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/15.htm>>. Acesso em: 21 mar. 2005.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 10684**: símbolos dimensionais e parâmetros característicos de turbinas hidráulicas. Rio de Janeiro, 1989.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 11374**: turbinas hidráulicas – ensaio de campo. Rio de Janeiro, 1990.

BRAN, R.; SOUZA, Z. **Máquinas de fluxo**: turbinas, bombas e ventiladores. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico S.A., 1969. 262 p.

BREKKE, H. Recent trends in the design and layout of Pelton turbines. **International Water Power and Dam Construction**, London, v. 39, n. 11, p.13-16, nov. 1987.

CASTRO, J. N. A.; MAGALHÃES FILHO, P. I. Previsão das dimensões de turbinas hidráulicas do tipo francis. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 3., CONGRESSO PAULISTA DE GRUPOS PET/CAPEs - ENGENHARIA: GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA, 1., 1997, Campos do Jordão. **Anais...** Campos do Jordão: FEG/UNESP, 1997. p. 64-68.

CEMIG-COMPANHIA ENERGÉTICA DE MINAS GERAIS. Institucional. **Usinas da Cemig**. Disponível em: < <http://www.cemig.com.br> >. Acesso em: 25 jul. 2004.

CESP-COMPANHIA ENERGÉTICA DE SÃO PAULO. **Usinas**. Disponível em: <<http://www.cesp.com.br>>. Acesso em: 30 jul. 2004.

CHESF-COMPANHIA HIDRO ELÉTRICA DO SÃO FRANCISCO. Energia. Parque de geração. **Usinas**. Disponível em:

<http://www.chesf.gov.br/energia_parquedeageracao.shtml> .Acesso em: 08 dez. 2004.

COPEL-COMPANHIA PARANAENSE DE ENERGIA. A Copel. Geração. **Usinas**. Disponível em:

< http://www.copel.com/pagcopel.nsf/linknomesecoas/gerger_emp?OpenDocument>. Acesso em: 05 set. 2004.

DIAS, J. C. et al. Comportamento de máquinas de fluxo semelhantes. **Revista EFEI Pesquisa**, Itajubá, v. 4, n.1, p. 22-28, 1978.

DORN, S. W.; McCracken, D. D. **Cálculo numérico com estudos de casos em fortran IV**. Rio de Janeiro: Campus, 1981. 568 p.

DUKE ENERGY BRASIL. **Usinas**. Disponível em:

<<http://www.duke-energy.com.br/PT/Usinas/index.asp>>. Acesso em: 18 nov. 2004.

00599

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

ELETROBRÁS-CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS S.A.. **Relatório Anual do GTIB**. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 1997.216 p.

ELETRONORTE-CENTRAIS ELÉTRICAS DO NORTE DO BRASIL S.A.. **Usinas**. Ficha técnica. Disponível em: <<http://www.eln.gov.br>> . Acesso em: 20 nov. 2004.

EMAE-EMPRESA METROPOLITANA DE ÁGUAS E ENERGIA S.A. **Usinas**. Disponível em: <http://www.cesp.com.br/site_emaec/default.htm>. Acesso em: 08 dez. 2004.

FURNAS CENTRAIS ELÉTRICAS S.A. Parque gerador. **Usinas hidrelétricas**. Disponível em:< <http://www.furnas.com.br> >. Acesso em: 30 jul. 2004.

HEHL, M. E. **Linguagem de programação estrutural fortran 77**. São Paulo: McGraw-Hill,1986. 511 p.

ITAIPU BINACIONAL. Dados Técnicos. **Equipamentos**. Disponível em: <<http://www.itaipu.gov.br>>. Acesso em: 30 jul. 2004.

KOVALEV, N. K. **Hydroturbines : design and construction**. Jerusalem: Israel Program for Scientific Translations Ltd, 1965. 331 p.

LUGARESI, A.; MASSA, A. Designing Francis turbines: trends in the last decade. **International Water Power and Dam Construction**, London, v. 39, n. 11, p. 23-29, nov.1987.

LUGARESI, A.; MASSA, A. Kaplan turbines: design trends in the last decade. **International Water Power and Dam Construction**, London, v. 40, n. 5, p.12-17, may. 1988.

MACINTYRE, A. J. **Máquinas motrizes hidráulicas**. Rio de Janeiro: Guanabara Koogan, 1983. 649 p.

MATAIX, C. **Turbomáquinas hidráulicas**. Madrid: Editorial ICAI, 1975. 1371 p.

MIROSLAV, N. **Hydraulic turbines: their design and equipment**. Prague: Artia, 1957. 636 p.

PACITTI, T.; ATKINSON, C. P. **Programação e métodos computacionais**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 1981, 665 p. v.1-2.

PFLEIDERER, C. **Bombas centrífugas y turbocompresores**. Barcelona: Editorial Labor, 1960. 631 p.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: LTC, 1979. 454 p.

SCHREIBER, G. P. **Usinas hidrelétricas**. São Paulo: Edgard Blücher, 1978. 238 p.

SCHWEIGER, F.; GREGORI, J. Developments in the design of Kaplan turbines. **International Water Power and Dam Construction**, London, v.39, n. 11, p.16-20, may. 1987.

SCHWEIGER, F.; GREGORI, J. Developments in the design of water turbines. **International Water Power and Dam Construction**, London, v.41, n. 5, p.23-26, may. 1989.

SOUZA, Z. **Dimensionamento de máquinas de fluxo: turbinas, bombas, ventiladores**. São Paulo: Edgard Blücher, 1991. 266 p.



SOUZA, Z.; FUCHS, R. D.; SANTOS, A. H. M. **Centrais hidro e termelétricas**. São Paulo: Edgard Blücher, 1983. 241 p.

SOUZA, Z.; MAGALHÃES FILHO, P. Dimensões básicas de turbina francis. **Revista EFEI Pesquisa**, Itajubá, v. 5, n. 2, p. 22-25, 1979.

SOUZA, Z.; SANTOS, A. H. M.; BORTONI, E. C. **Centrais hidrelétricas: estudos para implantação**. Rio de Janeiro: ELETROBRÁS, 1999. 425 p.

SPIEGEL, M.R. **Estatística**. São Paulo: McGraw-Hill, 1972. 580 p.

TADEL, J. Scale effects in bulb turbines. **International Water Power and Dam Construction**, London, v. 41, n. 5, p. 28-30, may. 1989.

TIAGO FILHO, G. L. **Desenvolvimento teórico e experimental para dimensionamento de turbina hidráulica: Michell-Banki**. 1987. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) Escola Federal de Engenharia de Itajubá, Minas Gerais, 1987.

TRACTEBEL ENERGIA. Parque Gerador. **Usinas hidrelétricas**. Disponível em: <<http://www.tractebelenergia.com.br>>. Acesso em: 08 dez. 2004.

WOOD, J. **The infinite turbine**. Disponível em: <<http://www.waterpowermagazine.com/story.asp?storyCode=1771>>. Acesso em: 30 out.2004.

APÊNDICE A – Dados de usinas construídas

Tabela 4 – Dados de usinas com turbinas Francis (LUGARESI; MASSA, 1987)

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H _r	P _r	n _r
		m	MW	rpm
Acaray II	Nohab	64	65	176,47
Agoyan	Mitsubishi	149	77	225
Agus I	Voest Alpine	62	47	150
Agus VII	Hydroart	33	27	120
Al Massira	Escher Wyss	58	69	166,67
Alicura	Allis Chalmers	117	257	150
Amlach	Voith	360	30	750
Amouggez	Neyrpic	181	65	375
Anjan	Nohab	40	27	166,67
Aslantas	K M W-Nohab	58	46	166,67
Assomata	Hydroart	39	59	125
Ataturk	Escher Wyss	142	324	150
Bucarato	Escher Wyss	102	50	276,92
Barra	Voith	98	40	327,27
Betania	Hydroart	72	165	128,57
Bigcreek	Allis Chalmers	225	37	450
Bjorna	Nohab	38	11	200
Bocac	Escher Wyss	51	60	150
Boeckstein	Vevey	425	46	750
Braulio	Hydroart	138	9	600
Calusia	Hydroart	128	49	300
Caracol	Mitsubishi	96	207	128,57
Casa de Piedra	Nohab	38	33	157,89
Champagne	Hydroart	192	14	600
Chicoasen	Mitsubishi	176	293	163,64
Chokaigawa	Mitsubishi	173	22	600
Cirata	Voest Alpine	107	130	187,5
Colbun	Voith	166	228	187,5
Comedero	Escher Wyss	85	62	225
Couesque	Neyrpic	53	61	166,67
Derbendi Khan	Mitsubishi	80	81	187,5
El Cajon	Vevey	162	89	300
El Makhazine	Vevey	45	36	187,5
El Nispero	Nohab	155	23	514,29

Tabela 4 - Continuação

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H _r	P _r	n _r
		m	MW	rpm
Emborcação	Voith	129	300	138,46
Feitsui	Voest Alpine	106	83	200
Ferrieres G1	Neyrpic	61	11	428,57
Foz do Areia	Hydroart	135	419	128,57
Gidea	Nohab	40	12	200
Gidbole	Nohab	30	9	200
Gitaru	Voith	136	72	272,73
Godwin	Neyrpic	31	2	450
Grandes Chutes	Neyrpic	118	9	600
Green Lake	Mitsubishi	108	10	514,29
Guadalupe IV	Vevey	406	80	514,29
Harspranget	Nohab	103	469	107,14
Hartwell V	Voest Alpine	52	99	112,5
Hausling	Escher Wyss	622	175	600
Hinds Lake	Nohab	217	77	360
Hosap	Neyrpic	51	2	750
Hrauneyjafoss	K M W	86	80	200
Hrauneyjafoss	Nohab	86	72	200
Ilha Solteira	Voith	46	160	85,71
Ihagawa	Mitsubishi	438	43	600
Iporanga	Voith	210	35	514,29
Itaipu	Neyrpic-Voith	118	740	90,91
Itaparica	Voith-Hydroart	51	250	81,82
Itauba	Voith-Hydroart	88	125	150
Itumbiara	Voith	80	365	94,74
Jaguas	Vevey	245	98	400
Jarnvagsforsen	Nohab	78	54	214,29
Kalan	Hydroart	425	39	750
Karakaya	Escher Wyss	148	340	150
Keban	Vevey	145	178	166,67
Kenering	Hydroart	35	44	136,36
Kidatu II	Voith	165	50	375
Kinda Dam	Voith	52	30	250
Kokluce	Escher Wyss	428	49	600
Komani	Neyrpic	96	156	157,89
Kotmale	K M W	202	77	375

Tabela 4 - Continuação

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H _r	P _r	n _r
		m	MW	rpm
La Estrella	Nohab	370	21	900
La Grande 2	Neyrpic	137	340	133,33
Ledinge	Nohab	73	10	428,57
Los Valles	Nohab	280	25	900
Magat	Voest Alpine	81	107	180
Marimbondo	Voith	60	175	100
Mayfield	Voest Alpine	56	48	138,46
Messaure 3	Nohab	87	157	150
Nkula Falls	Voith	57	22	250
Outardes 2	Neyrpic	83	156	128,57
Oymapinar	Escher Wyss	143	139	214,29
Paulo Afonso 4	Voith	113	395	120
Pena Larga	Hydroart	65	40	225
Playas	Voest Alpine	176	76	360
Porjus 11 & 12	Nohab	60	236	83,33
Porto Raso	Voith	64	27	257,14
Pouget	Neyrpic	440	257	333,33
Pulangi IV	Voest Alpine	106	88	200
Randnigala	Escher Wyss	78	72	200
Rangipo	Escher Wyss	206	68	428,57
Rovina Piastra	Hydroart	514	135	600
Russel Dam	Voest Alpine	49	93	120
Ruzizi 2	Neyrpic	30	14	187,5
Sadva	K M W	50	32	187,5
Salvajina	Mitsubishi	95	97	180
Seven Mile	Mitsubishi	58	175	94,74
Shinaimoto	Mitsubishi	193	128	240
Shiroro	Voest Alpine	97	171	150
Soelk	Escher Wyss	212	65	375
Song Loulou	Vevey	42	49	120
St Etienne de Cantalas	Neyrpic	57	35	200
St Guillaume	Neyrpic	275	58	500
St Pierre de Maregas	Neyrpic	71	118	142,86
Stornorrfor	Nohab	73	187	115,38
Sundshagsfor	Nohab	46	5	428,57
Taabo	Vevey	56	80	150
Tarbela 9 & 10	Escher Wyss	100	216	136,36
Tchimbele	Neyrpic	94	26	428,57

Tabela 4 - Continuação

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H _r	P _r	n _r
		m	MW	rpm
Thiers 2	Neyrpic	120	1	1000
Torpshammar	Nohab	123	55	250
Três Irmãos	Neyrpic	45	166	85,71
Tucuruí	Neyrpic	61	320	81,82
Walgauwerk	Voith	138	45	428,57
Xingo	Voith	112	500	109,09

Tabela 5 - Dados de usinas com turbinas Kaplan (LUGARESI; MASSA, 1988)

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H _r	P _r	n _r
		m	MW	rpm
Abbach	Voith	3,58	3,70	71,43
Algund	K M W	28,50	6,45	375
Annabrucke	Voith	24,30	46,99	142,86
Arroyito	Escher Wyss	16,50	42,50	90,91
Aswan II	Allis Chalmers	27,00	75,00	100
Balbina	Neyrpic	21,70	51,50	105,88
Bersia	Hydroart	26,50	26,55	187,5
Blafalli	Vevey	27,00	9,20	333,33
Buyo	Neyrpic	33,30	44,00	166,67
Cachoeira Dourada IV	Neyrpic	32,00	115,00	102,86
Castro	Nohab	38,40	120,20	107,14
Curva- Una 3	Nohab	21,70	13,20	200
Djupdal	Nohab	16,20	14,87	136,36
El Tigre	Nohab	21,50	7,91	300
El Vado	Voith	32,00	8,29	300
Evenstad	K M W	17,20	12,10	200
Finnfors	K M W	20,00	22,60	166,67
Geisling	Voith	5,95	8,80	78,95
Gosho	Mitsubishi	24,10	6,50	333,33
Halvfari	Nohab	23,00	25,40	187,5
Hogfors	K M W	12,60	7,40	200
Jebba	Escher Wyss	27,65	102,70	93,75
Kellerberg	Voith	8,68	12,25	100
Kingsley	Allis Chalmers	31,50	50,00	180

Tabela 5 - Continuação

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H _r	P _r	n _r
		m	MW	rpm
Kykkelsrud	Nohab	27,00	83,42	115,38
Laxede 3	K M W	24,50	77,80	107,14
Machicura	Voith	36,70	47,10	187,5
Manavgat	Vevey	20,80	26,00	150
Marchtrenk	Voith	22,21	20,51	166,67
Masinga dam	Escher Wyss	45,00	20,60	300
Nangbeto	Escher Wyss	27,00	32,80	166,67
Nova Avanhandava	Hydroart	30,00	100,80	94,74
Nussdorf	Voith	10,09	24,98	75
Oz en Oisans	Neyrpic	40,85	11,50	333,33
Paternion	Voith	8,32	11,67	100
Pejepscot	Allis Chalmers	8,40	12,35	81,82
Piraju	Voith	16,80	10,08	180
Pocinho	Nohab	19,50	63,92	88,24
Porsi 3	K M W	32,50	101,10	115,38
Porto Primavera	Neyrpic	18,80	103,00	75
Quincinetto	Hydroart	24,35	11,25	250
Ranasfoss	K M W	12,30	44,80	75
Randi	Nohab	23,60	88,00	100
Regensburg	Voith	3,94	3,77	75
Rosana	Hydroart	17,00	80,01	75
Sidi Salen	Vevey	39,70	41,00	214,29
Salakovac	Escher Wyss	44,05	70,99	150
Samuel	Neyrpic	28,50	44,40	150
San Lorenzo	Voith	30,00	92,40	105,88
Skolteaborg	K M W	52,20	41,00	272,73
Solbergfoss	K M W	20,00	104,90	78,95
Steinsfoss	K M W	55,20	67,70	214,29
Stenkullafors	Nohab	22,00	57,00	115,38
Stenkullafors	K M W	22,00	56,80	115,38
Strandfossen	K M W	11,30	23,40	100
Straubing	Voith	4,92	6,88	75
Suatuguriu	Voith	29,60	25,50	200
Taquaruçu	Voith	21,90	10,00	85,71
Torsebro	K M W	9,80	6,25	166,67
Traunpuking	Voith	24,82	22,93	166,67
Ullum	Nohab	36,50	56,40	176,47
Upper	Allis Chalmers	6,60	8,30	72

Tabela 5 Continuação

Usina	Fabricante	queda	potência	rotação
		H_r	P_r	n_r
		m	MW	rpm
Vangen	Vevey	50,00	35,20	250
Villach	Voith	8,80	11,78	100
Villalcampo	Nohab	38,40	120,20	107,14

Equações obtidas por regressão segundo Lugaresi e Massa (1987) para pré-dimensionamento de turbinas do tipo Francis, conforme dimensões mostradas na Figura 19.

$$A = (-0,0813 + 0,773 D)n_q^{0,1} \quad \text{para} \quad r = 0,99 \text{ e } s = 0,2$$

$$B = (0,3617 + 1,8885 D)n_q^{0,1} \quad \text{para} \quad r = 0,99 \text{ e } s = 0,51$$

$$C = (0,1619 + 2,2875 D)n_q^{0,1} \quad \text{para} \quad r = 0,99 \text{ e } s = 0,54$$

$$P = (0,4278 + 2,8124 D) \quad \text{para} \quad r = 0,99 \text{ e } s = 0,54$$

$$Q = (0,2729 + 0,67 D) \quad \text{para} \quad r = 0,91 \text{ e } s = 1,43$$

$$Z = (-0,5679 + 2,7409 D) \quad \text{para} \quad r = 0,93 \text{ e } s = 5,71$$

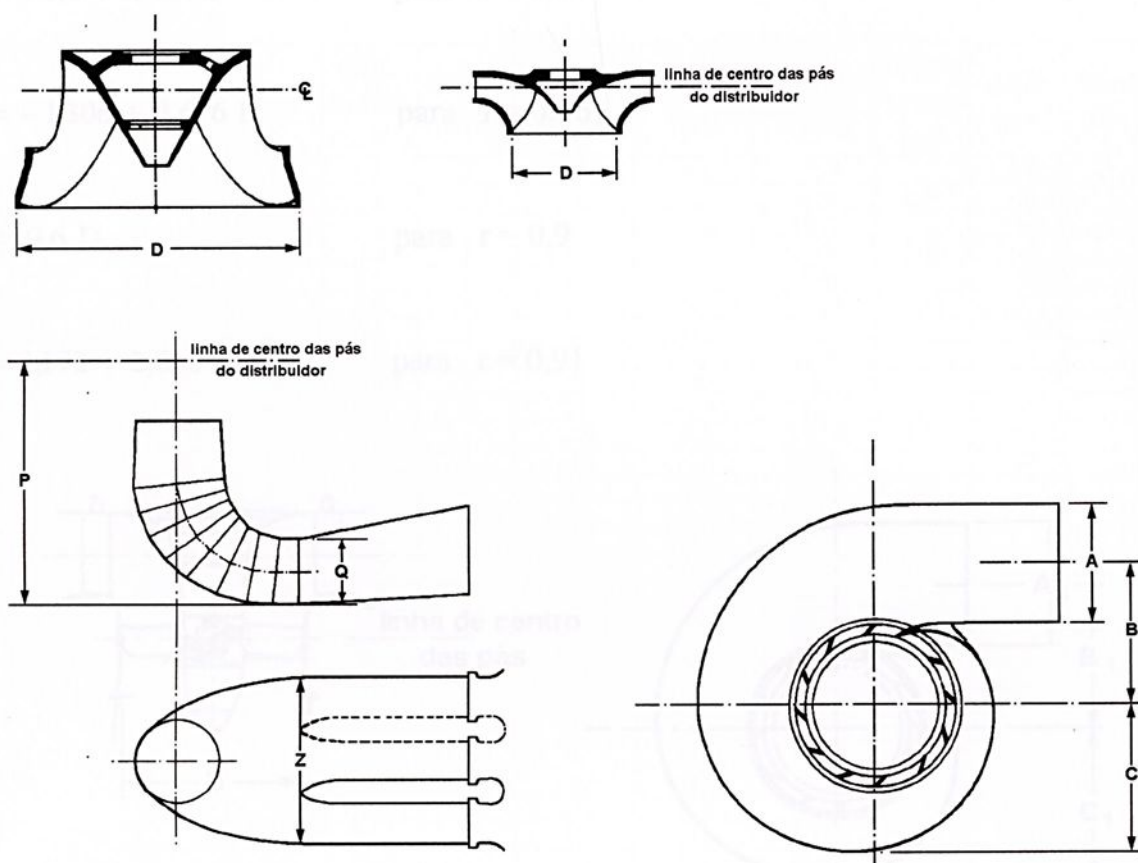


Figura 19 – Dimensões básicas para turbinas Francis (LUGARESI; MASSA, 1987)

Equações obtidas por regressão segundo Lugaresi e Massa (1988) para pré-dimensionamento de turbinas do tipo Kaplan, conforme dimensões mostradas na Figura 20.

$$A_1 = 1,304 D \quad \text{para } r = 0,987$$

$$B_1 = 1,385 D \quad \text{para } r = 0,991$$

$$C_1 = 0,428 + 1,498 D \quad \text{para } r = 0,981$$

$$L_2 = 0,939 + 1,475 D \quad \text{para } r = 0,848$$

$$B_2 = 0,578 + 1,229 D \quad \text{para } r = 0,943$$

$$C_2 = 0,6 + 1,684 D \quad \text{para } r = 0,964$$

$$P = -1,306 + 2,676 D \quad \text{para } r = 0,961$$

$$Q = 0,6 D \quad \text{para } r = 0,9$$

$$Z = 1,172 + 2,616 D \quad \text{para } r = 0,91$$

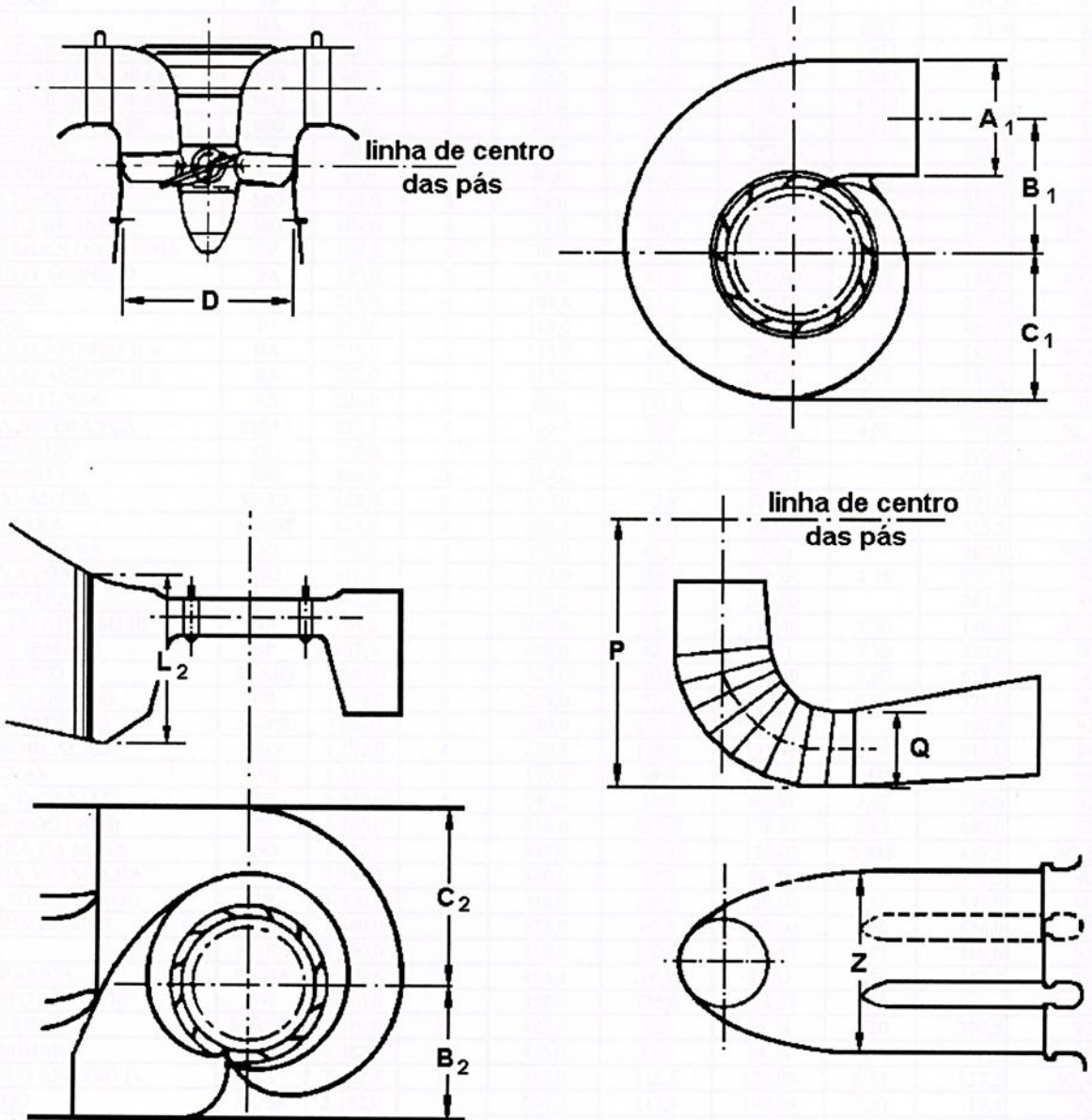


Figura 20 – Dimensões básicas para turbinas Kaplan (LUGARESI; MASSA, 1988)

Tabela 6 – Dados de usinas no Brasil com turbinas Francis

Nome	UF	Pot. instal. (MW)	Nº un. total	Vazão (m³/s)	Queda (m)	Rotação (rpm)	Diâm. rotor (m)	Altit. (m)	Rend. (%)
MELISSA	PR	0,8	2	2,5	24,2	720,00		100,2	80
CAVERNOSO	PR	1,2	2	7,0	14,5	360,00	0,89	681,6	80
XICÃO	MG	1,8	2	1,1	115,0	900,00		103,0	80
PILOTO	BA	2,0	1	4,6	53,0	600,00	1,00	167,0	89
SÃO JORGE	PR	2,3	2	2,9	49,5	720,00		865,9	80
CUREMAS	PB	3,5	2	6,7	32,5	514,29	1,10	221,0	88
MOURAO I	PR	7,5	3	4,3	63,0	720,00		540,6	82
TRONQUEIRAS	MG	7,9	1	8,1	116,0	720,00		331,0	86
APUCARANINHA	PR	9,5	3	3,4	115,0	1.200,00		459,4	83
PIAU	MG	18,0	2	5,3	205,0	900,00		632,8	86
PEDRA	BA	20,0	1	57,9	45,0	200,00	2,77	180,0	87
JAGUARI	SP	27,6	2	25,0	65,0	300,00		603,2	87
FUNIL	BA	30,0	3	29,5	40,0	257,14	2,35	51,4	88
MASCAR.DE MORAES	MG	40,0	2	51,0	47,0	128,57	3,911		85
MASCAR.DE MORAES	MG	48,0	2	62,5	47,0	138,46	3,947		85
MASCAR.DE MORAES	MG	49,0	4	31,0	47,0	128,57	4,013		85
MASCAR.MORAES	MG	52,0	2	65,0	47,0	138,46	3,950		85
CACONDE	SP	80,4	2	39,0	105,0	257,14		825,0	86
PARAIBUNA	SP	85,0	2	60,0	80,0	257,14	2,58	694,6	89
SALTO GRANDE	MG	102,0	4	38,0	86,7	300,00		255,1	84,2
SALTO GRANDE	MG	104,0	4	33,0	86,7	257,14		255,1	84,2
EUCLIDES DA CUNHA	SP	108,8	4	30,0	92,0	327,27		659,5	85
PAULO AFONSO I	BA	180,0	3	84,0	81,0	200,00	3,37	145,0	89,6
MANSO	MT	210,0	4	104,6	57,5	180,00		278,0	90
FUNIL	RJ	216,0	3	115,0	71,5	163,64		444,0	84
PAULO AFONSO II A	BA	221,0	3	115,0	82,0	200,00	3,55	145,0	89,6
PAULO AFONSO II B	BA	222,0	3	125,0	81,5	200,00	3,91	145,0	89,6
PASSO FUNDO	RS	226,0	2	50,0	253,0	300,00	3,32	345,0	91
BOA ESPERANÇA	PI/MA	237,3	4	160,0	38,6	120,00	4,62	298,0	92,1
CORUMBÁ	GO	375,0	3	186,0	73,5	150,00		570,0	90,6
MIRANDA	MG	408,0	3	214,0	67,0	128,57		693,0	90
CHAVANTES	SP/PR	423,9	4	160,0	72,8	128,57		397,0	89
JAGUARA	MG/SP	424,0	4	265,5	45,0	100,00	6,17	555,5	91
CANA BRAVA	GO	465,0	3	390,0	43,1	85,71		287,0	90,6
NOVA PONTE	MG	510,0	3	199,0	100,0	163,64	4,75	775,5	94
CAPIVARA	SP/PR	662,4	4	353,0	48,4	100,00		283,0	85
PAULO AFONSO III	BA	794,2	4	266,0	82,5	138,46	5,70	140,0	89,6
TRÊS IRMÃOS	SP	807,5	5	408,0	42,0	85,71	7,70	323,0	90
ESTREITO	SP/MG	1.050,0	6	317,0	60,8	112,50	5,80	618,5	90
SALTO OSÓRIO	PR	1.078,0	6	289,0	72,0	120,00	6,02	325,0	90
MACHADINHO	SC/PR	1140,0	3	380,0	105,0	120,00		370,5	91
EMBORCAÇÃO	MG	1.192,0	4	239,5	128,5	138,46	5,74	615,0	89
FURNAS	MG	1.216,0	8	170,0	98,7	150,00	4,485	750,0	88
SALTO CAXIAS	PR	1.240,0	4	540,0	67,5	90,00	7,63	258,6	92
SEGREDO (SGD)	PR	1.260,0	4	316,0	110,0	128,57	5,85	490,0	92
SERRA DA MESA	GO	1.275,0	3	348,0	127,0	120,00	5,848	417,3	92,5
ÁGUA VERMELHA	SP	1.396,2	6	480,0	57,0	94,74		373,3	90
SALTO SANTIAGO	PR	1.420,0	4	346,0	106,0	120,00	6,12	397,0	90
MARIMBONDO	MG/SP	1.440,0	8	328,0	60,3	100,00	6,50	426,0	87
ITA	SC/RS	1.450,0	5	310,0	102,0	128,57	5,73	268,0	91
ITAPARICA	PE/BA	1.479,6	6	454,4	46,3	81,82	7,26	252,0	91
BENTO MUNHOZ	PR	1.676,0	4	358,0	135,0	128,57	6,03		92
SÃO SIMÃO	MG/GO	1.710,0	6	425,0	72,0	94,74	7,20	390,5	92
ITUMBIARA	GO/MG	2.082,0	6	435,0	84,0	94,74	7,06	495,0	90
PAULO AFONSO IV	BA	2.462,4	6	385,0	112,5	120,00	6,55	137,5	93,4
XINGÓ	AL/SE	3.162,0	6	500,0	117,9	109,09	7,20	19,5	92
ILHA SOLTEIRA	SP/MS	3.444,0	20	400,0	41,5	85,71	6,82	323,0	90
TUCURUI	PA	3.960,0	12	576,0	60,8	81,82		51,6	92
ITAIPU	PR	12.600,0	18	645,0	118,4	92,31	8,6	105,4	92

Tabela 7 – Dados de usinas no Brasil com turbinas Kaplan

Nome	UF	Pot. instal. (MW)	Nº un. total	Vazão (m³/s)	Queda (m)	Rotação (rpm)	Diâm. rotor (m)	Altit. (m)	Rend. (%)
CHOPIM I	PR	1,8	2	10,7	10,8	225,00		873,2	80
ARARAS	CE	4,0	2	9,3	27,0	600,00	1,00	120,0	90
MOGI GUAÇU	SP	7,2	2	36,0	11,0	225,00		596,5	90
CAJURU	MG	7,2	1	42,5	18,4	257,14		732,5	90
GAFANHOTO	MG	14,0	4	15,0	31,0	300,00		703,0	90
LIMOEIRO	SP	32,0	2	70,8	26,9	180,00		563,0	86
CAMARGOS	MG	46,0	2	118,0	22,0	150,00	4,11	899,0	86,9
ITUTINGA	MG	52,0	4	58,0	25,0	225,00	2,86	880,0	89,9
SALTO GRANDE	SP	74,0	4	93,5	19,8	128,57		364,0	85
JURUMIRIM	SP/PR	98,0	2	137,0	35,9	138,46		531,0	91
IBITINGA	SP	131,5	3	198,0	21,5	100,00		403,5	90
BARRA BONITA	SP	140,8	4	168,0	23,5	128,57		439,5	88
BARIRI	SP	143,1	3	220,0	24,0	112,50		426,5	92
SAMUEL	RO	216,0	5	170,3	28,5	150,00		55,3	90
PROMISSÃO	SP	264,0	3	375,0	27,4	90,00		379,7	89
PORTO COLÔMBIA	SP/MG	320,0	4	365,0	24,0	85,71	7,70	465,2	89
NOVA AVANHANDAVA	SP	347,4	3	365,0	29,7	94,74	7,40	356,0	90
ROSANA	SP/PR	369,0	4	523,0	17,0	75,00	8,50	235,0	90
VOLTA GRANDE	MG/SP	380,0	4	430,0	25,0	85,71	7,60	493,2	92
TRÊS MARIAS	MG	396,0	6	149,5	50,0	163,64	4,50	549,2	87,3
MOXOTÓ	AL/BA	400,0	4	550,0	21,0	80,00	8,38	227,5	90,8
TAQUARUÇU	SP/PR	515,0	5	484,0	23,6	85,71		256,0	90
SOBRADINHO	BA	1.050,3	6	710,0	27,2	75,00	9,50	392,5	92
PORTO PRIMAVERA	SP/MS	1.540,0	14	616,0	19,2	75,00	8,59	257,0	90
JUPIÁ	SP/MS	1.551,2	14	460,0	25,4	78,26	8,40	280,0	89

Os dados das Tabelas 6 e 7 foram obtidos das seguintes referências: Cemig (2004), Cesp (2004), Aes-Tietê (2004), Eletronorte (2004), Copel (2004), Itaipu (2004), Furnas (2004), Duke-Energy (2004), Chesf (2004), Emae (2004), Tractebel Energia (2004), Aneel (2002), Aneel (2004) e Eletrobrás (1997).

APÊNDICE B – Gráficos dos resultados

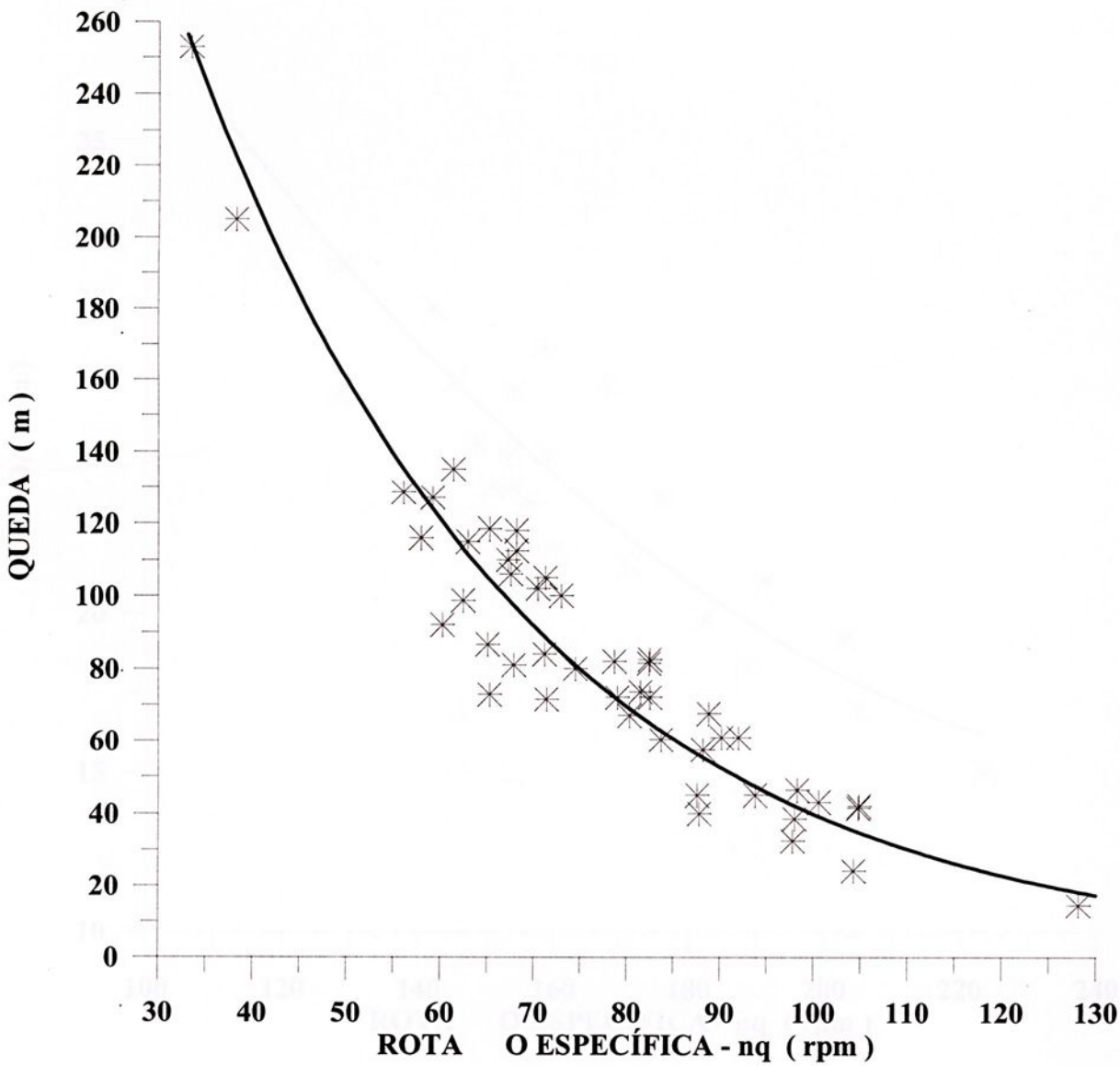


Figura 21 – Turbinas Francis no Brasil – queda x rotação específica

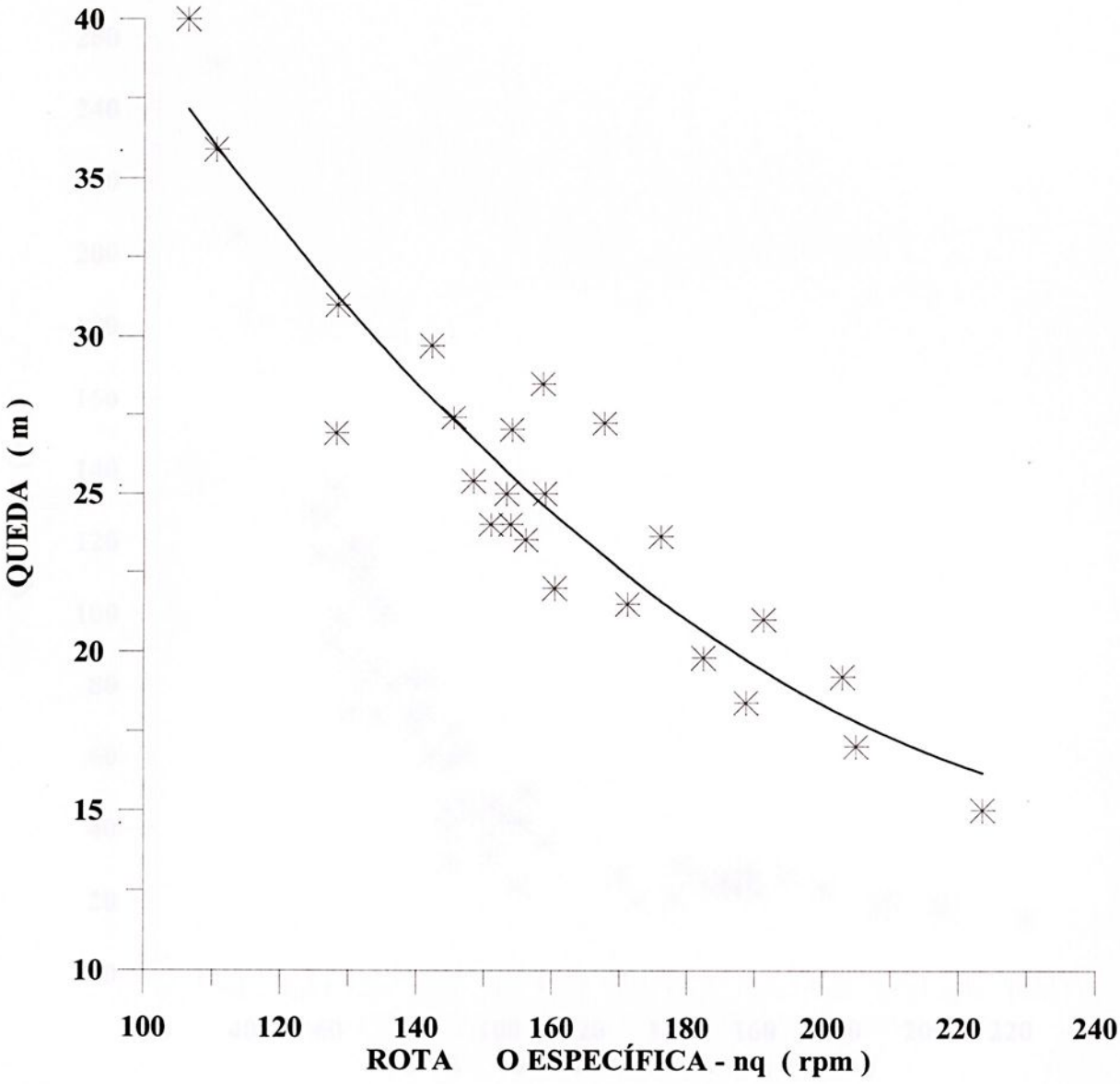


Figura 22 – Turbinas Kaplan no Brasil – queda x rotação específica

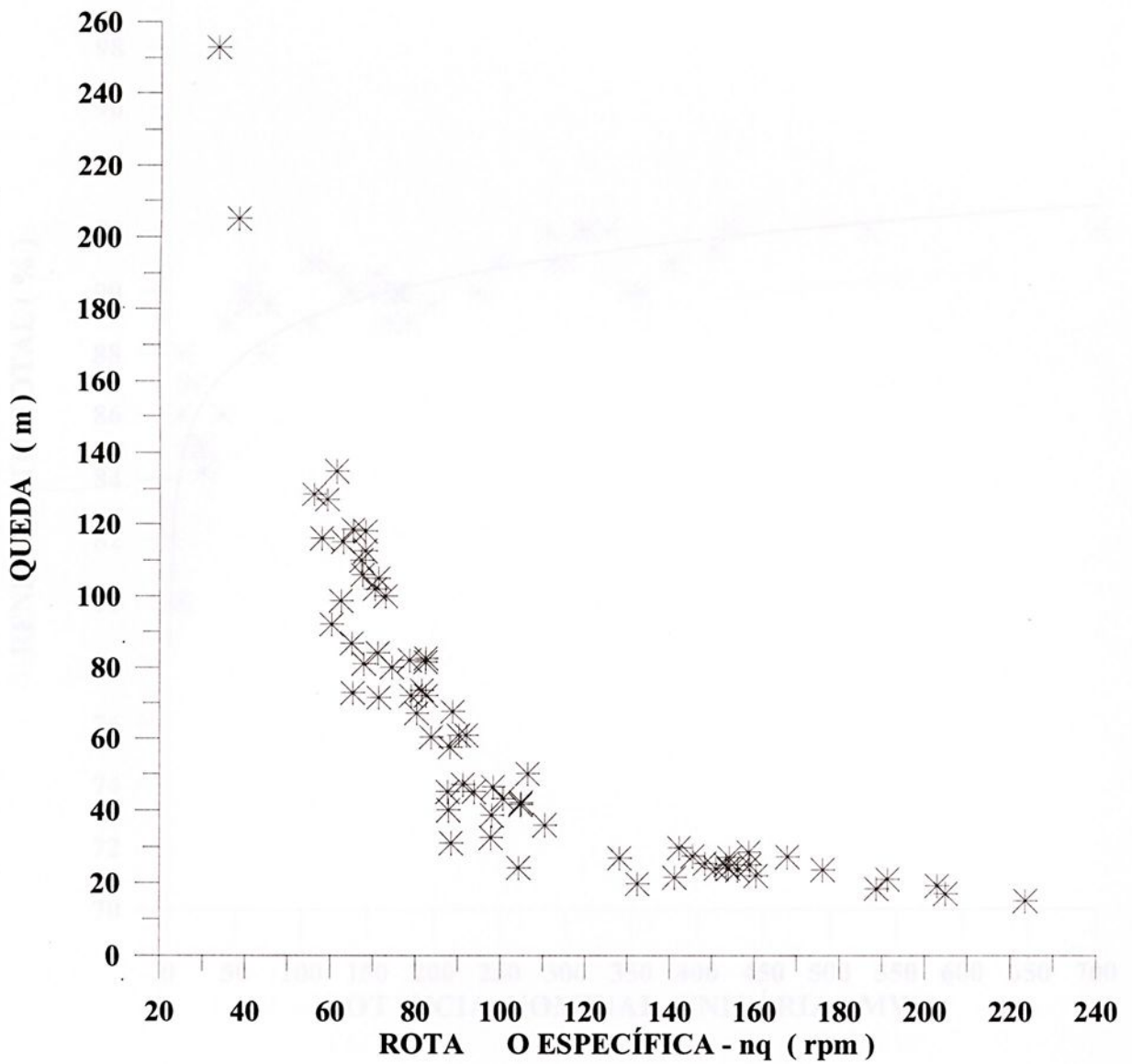


Figura 23 – Turbinas Francis e Kaplan no Brasil – queda x rotação específica

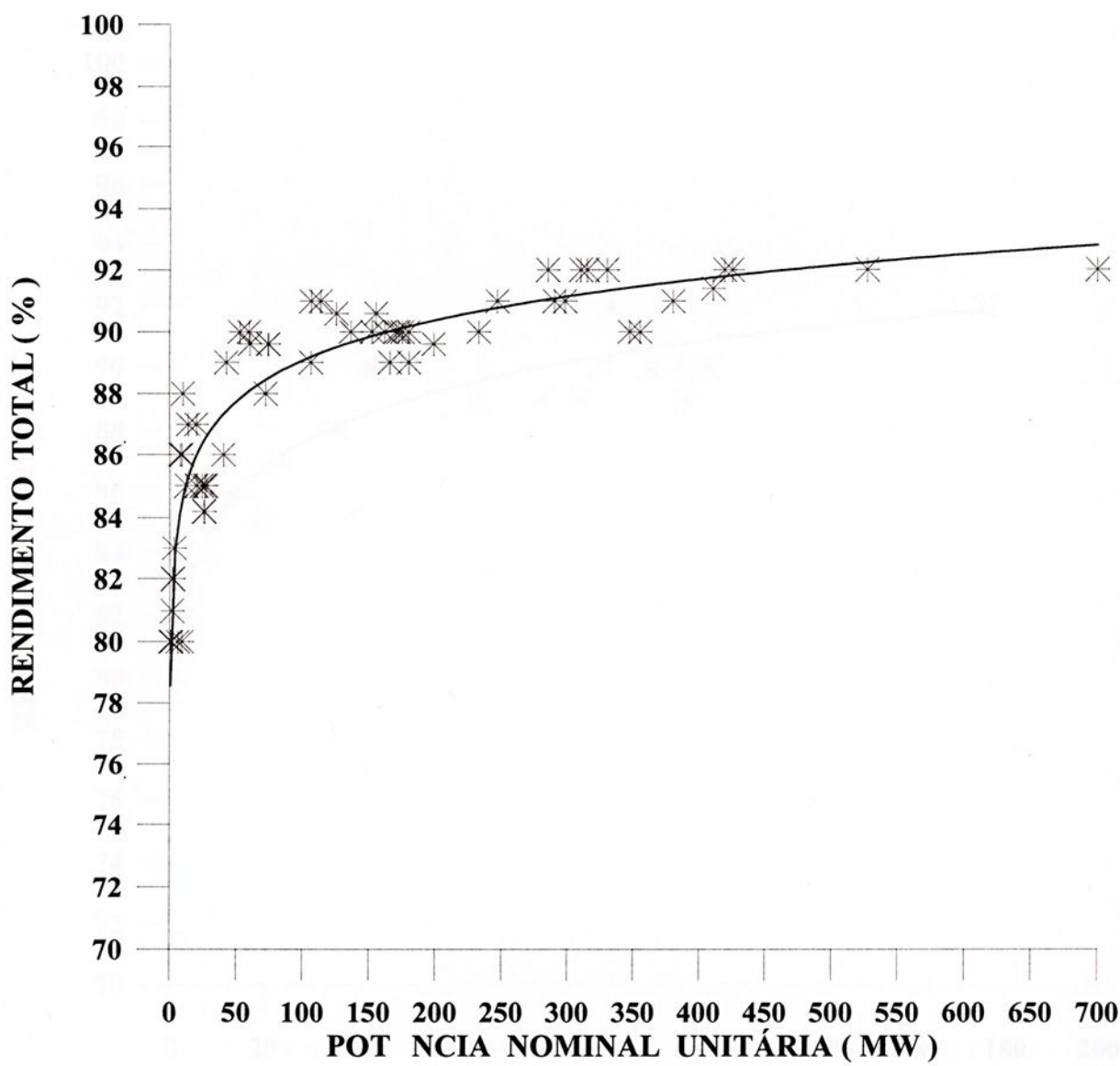


Figura 24 – Turbinas Francis no Brasil – rend. total x pot. nominal unitária

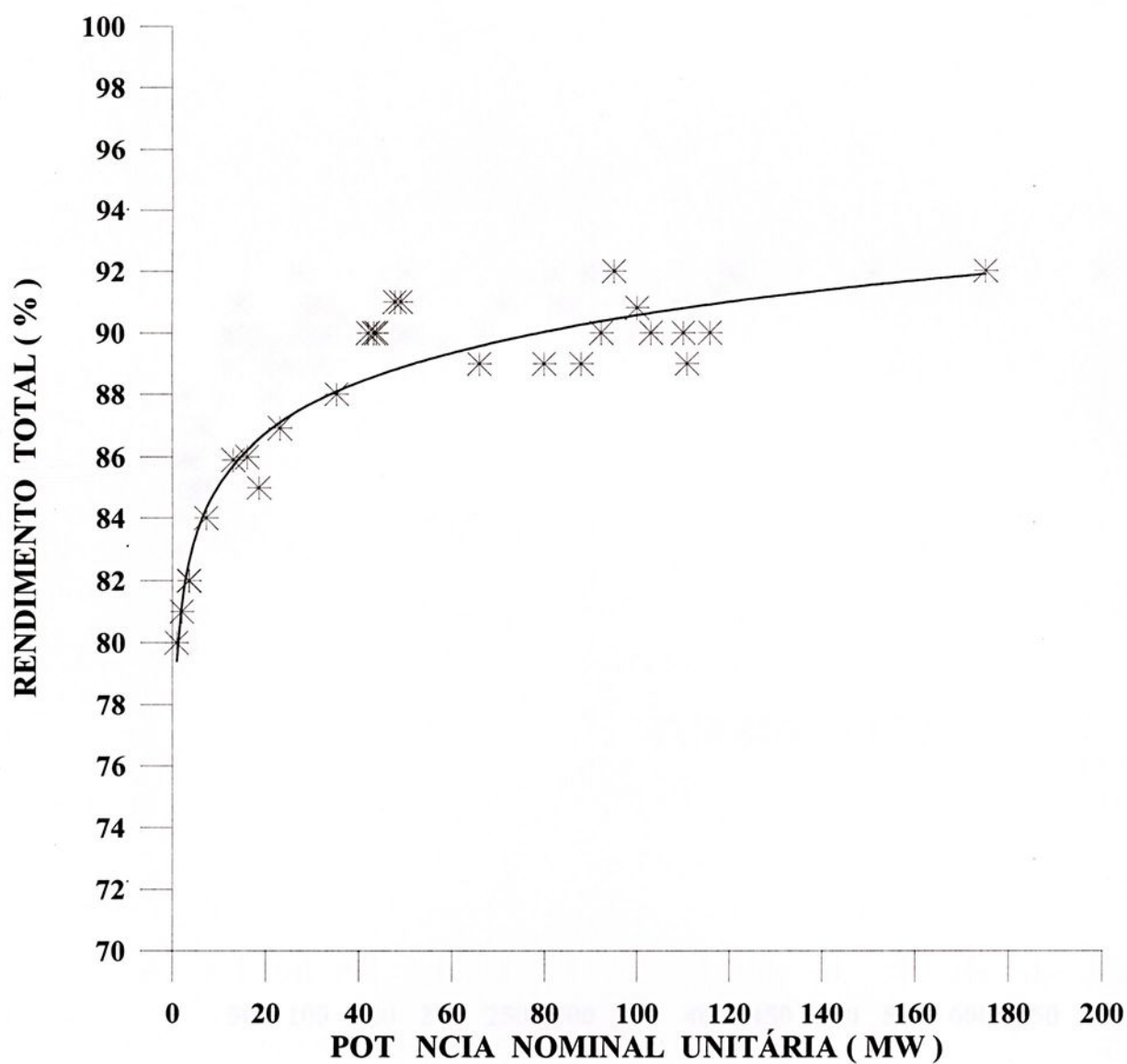


Figura 25 – Turbinas Kaplan no Brasil – rend. total x pot. nominal unitária

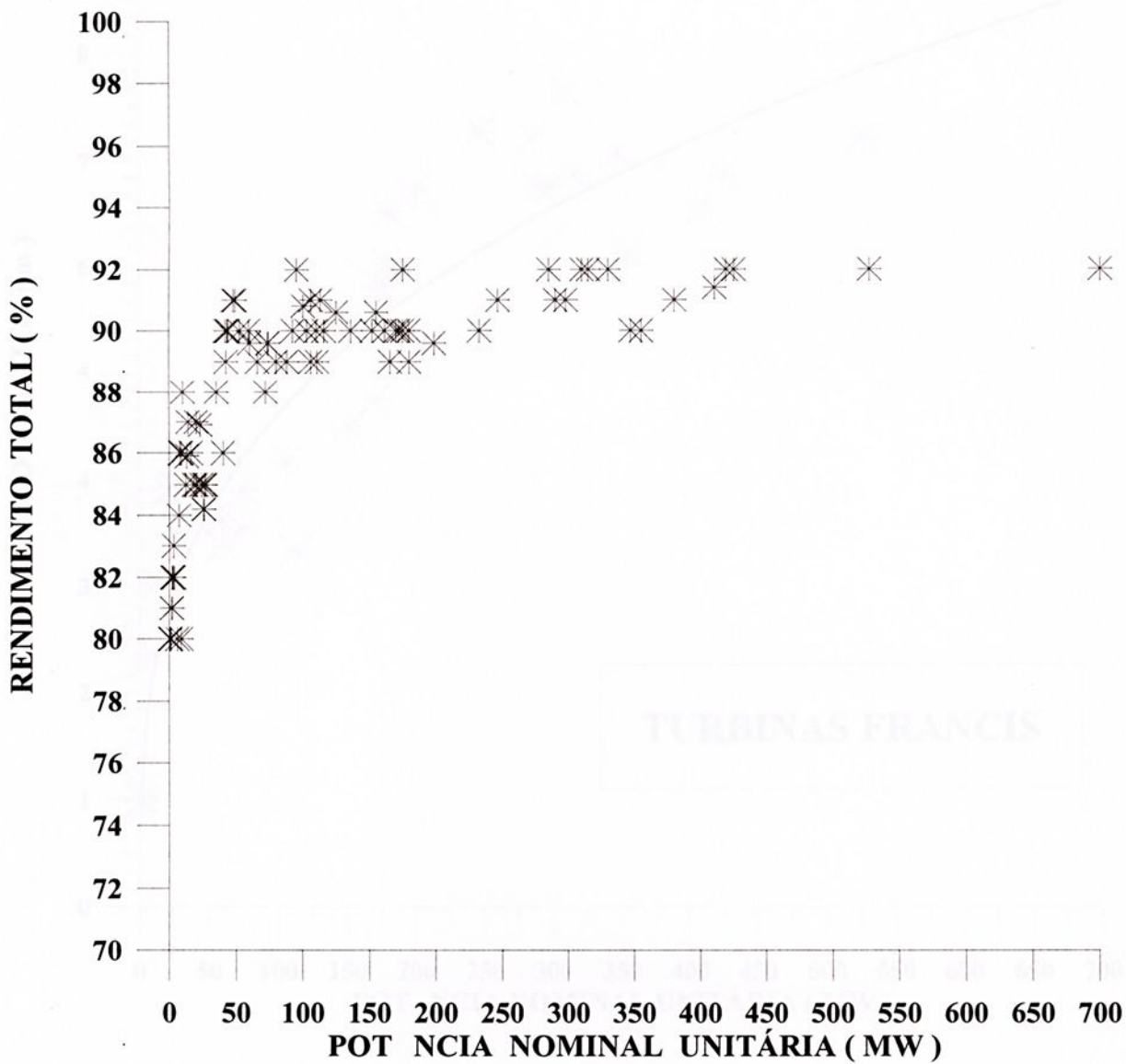


Figura 26 – Turbinas Francis e Kaplan no Brasil – rend. total x pot. nominal unitária

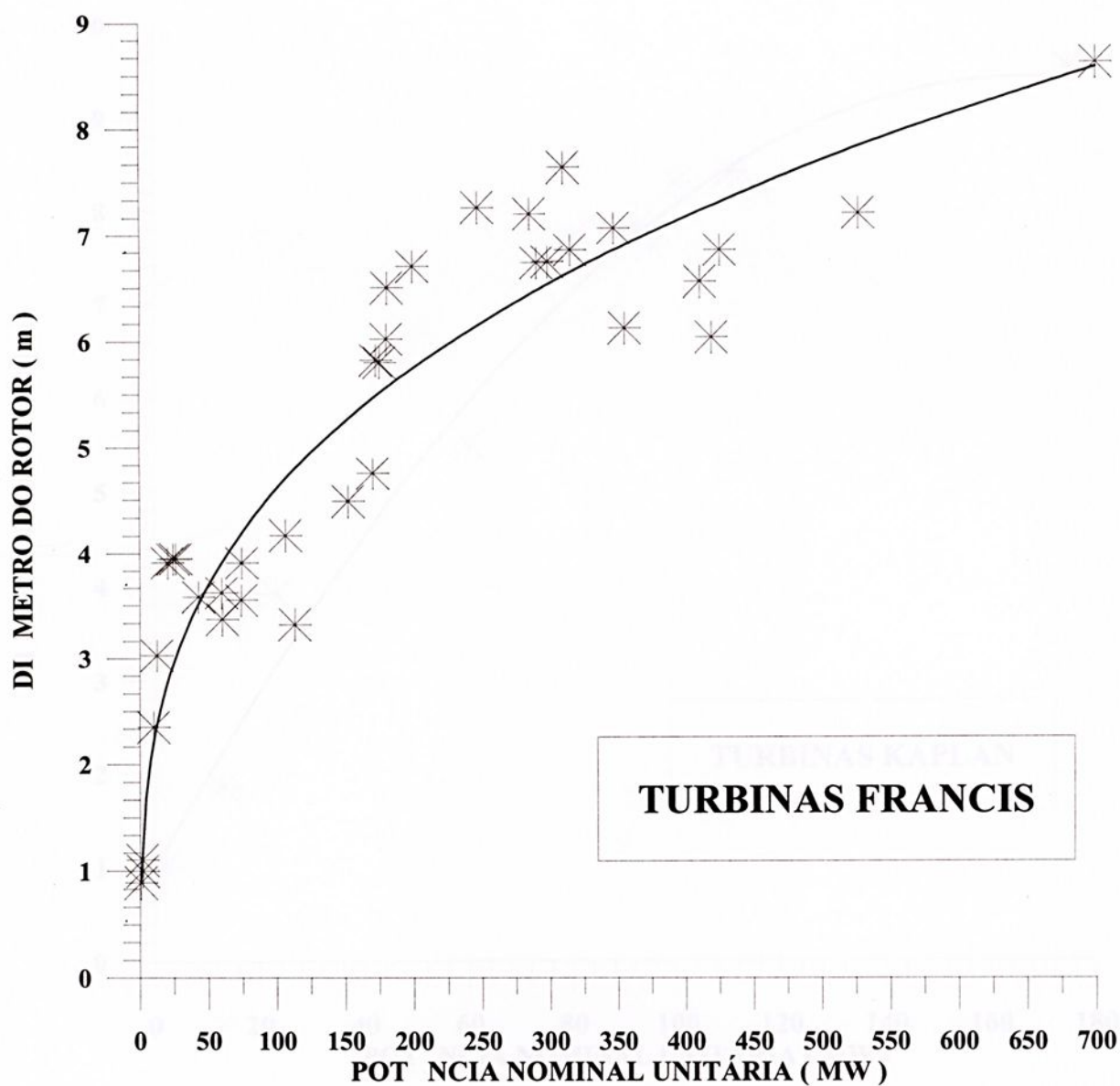


Figura 27 – Turbinas Francis no Brasil – diâm.do rotor x pot. nominal unitária

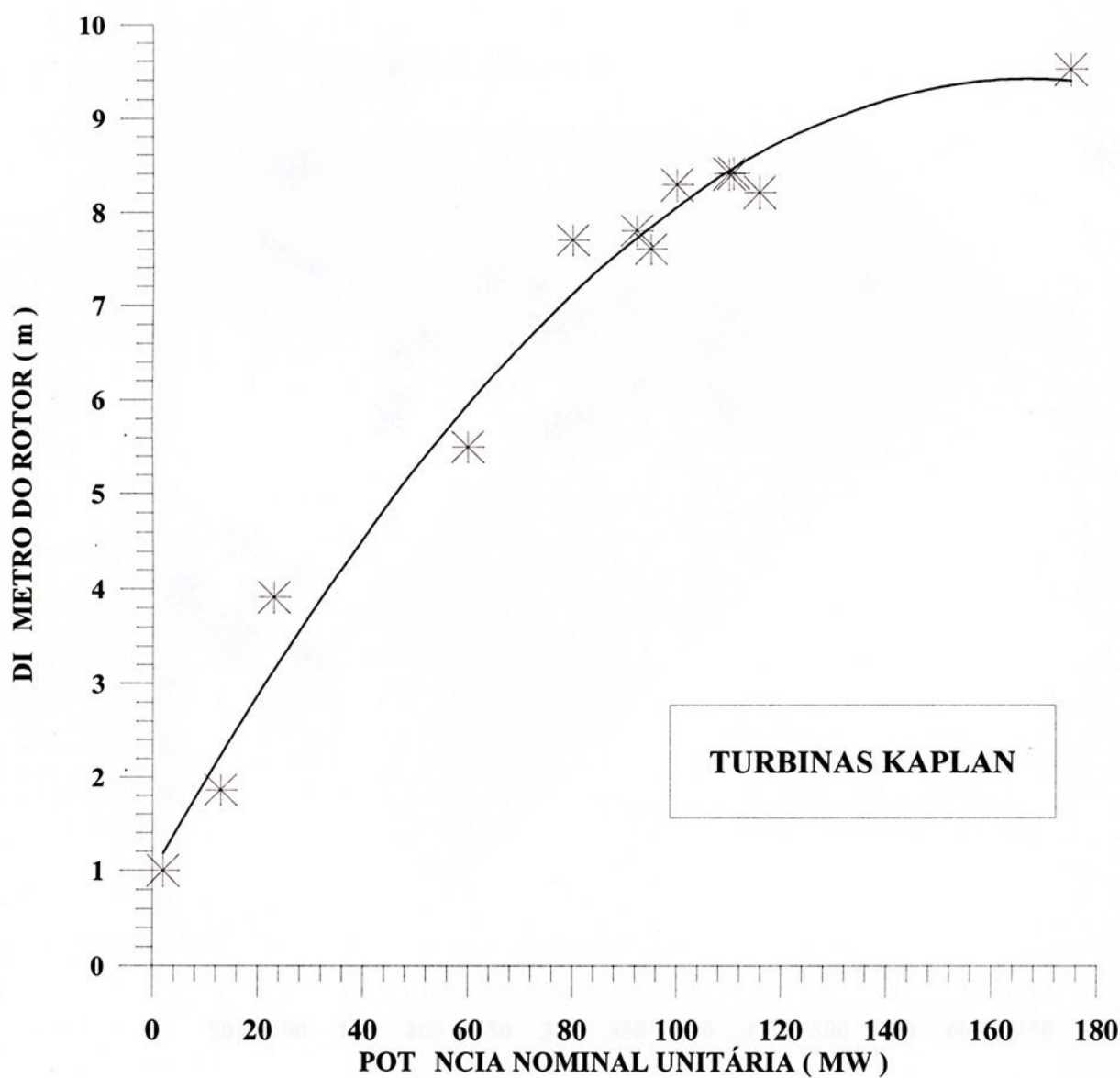


Figura 28 – Turbinas Kaplan no Brasil – diâm. do rotor x pot. nominal unitária

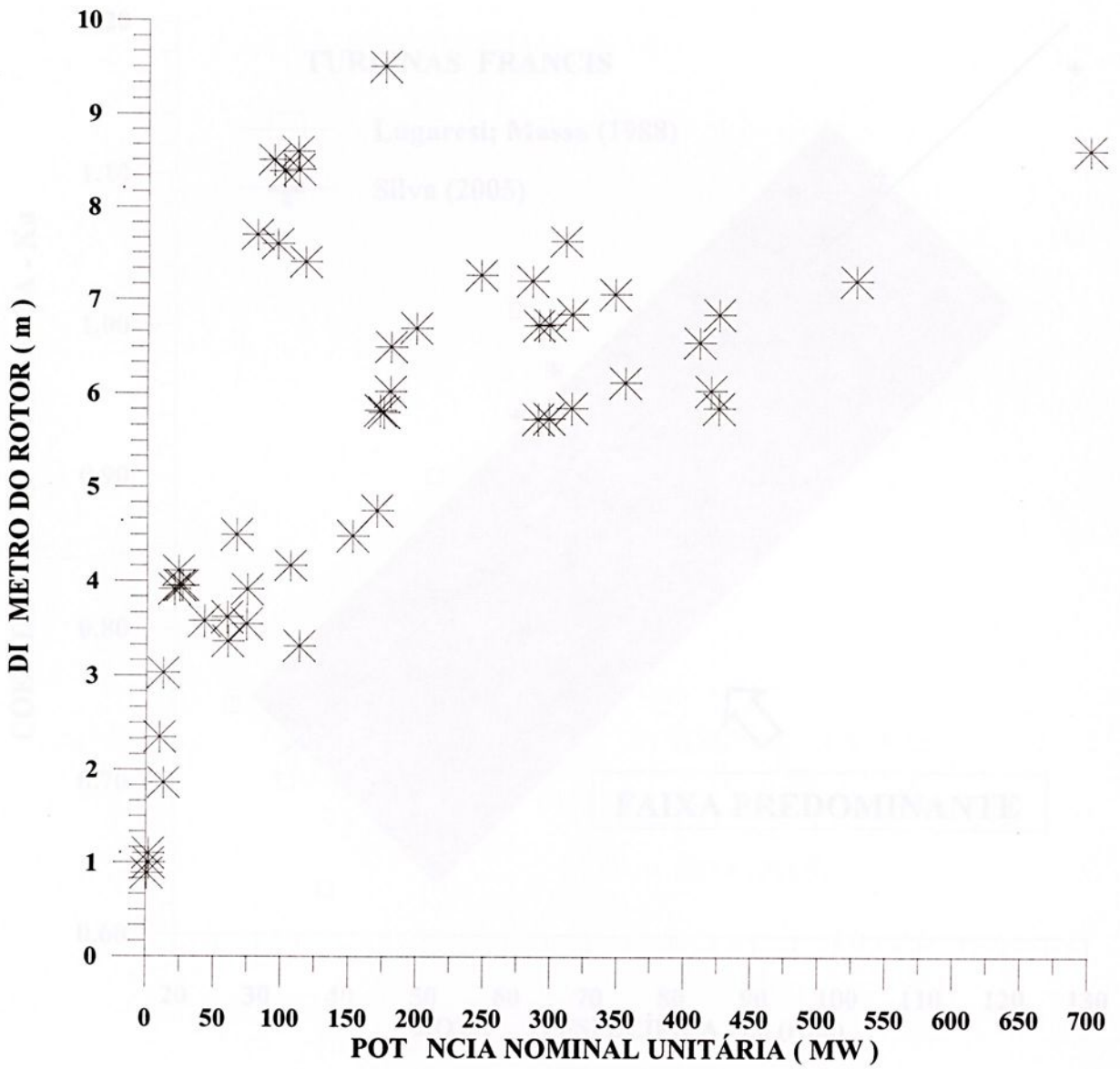


Figura 29 – Turbinas Francis e Kaplan no Brasil – diâm.do rotor x pot.nominal unitária

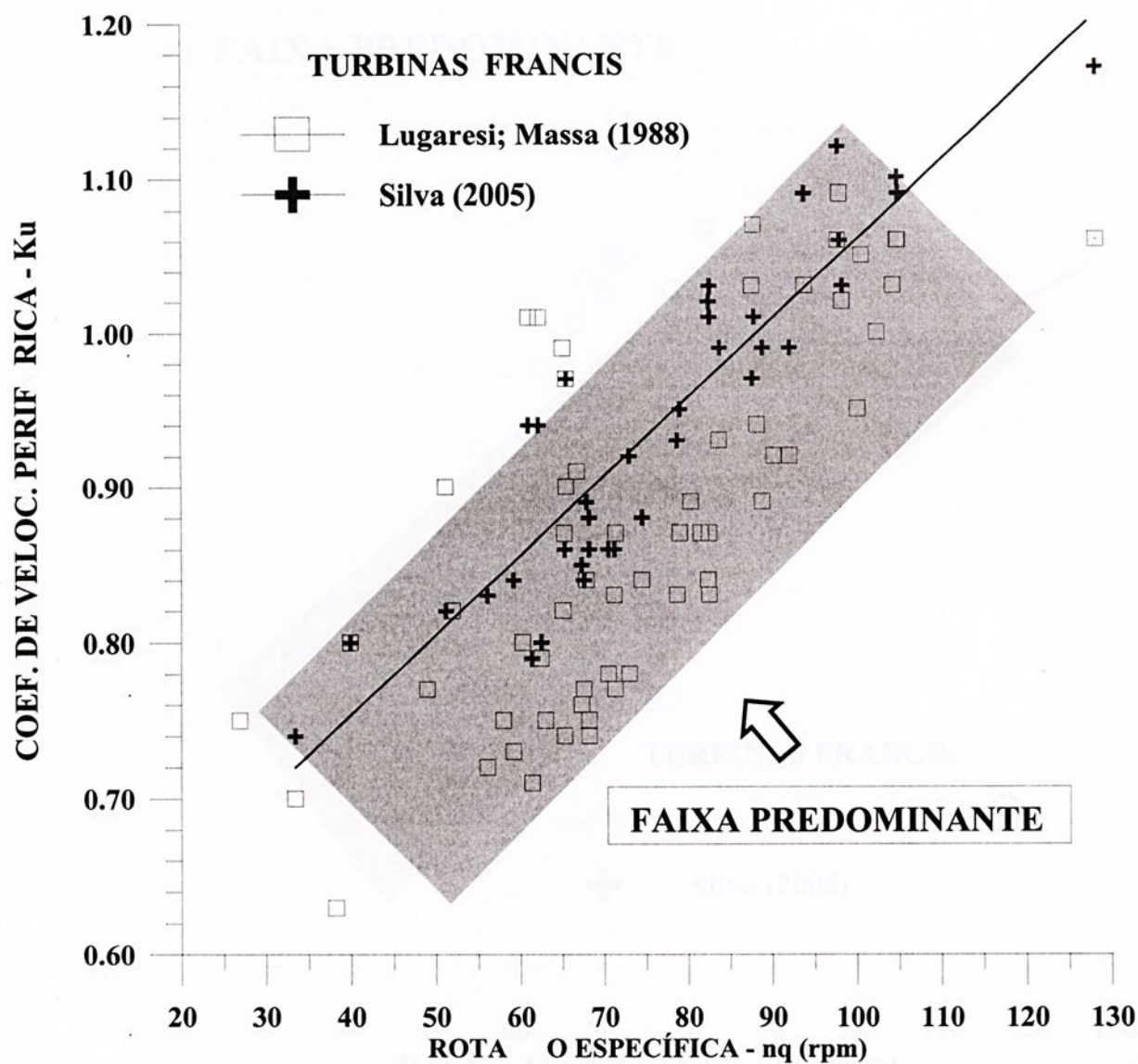


Figura 30– Turbinas Francis no Brasil – coef. de veloc. periférica x rotação específica

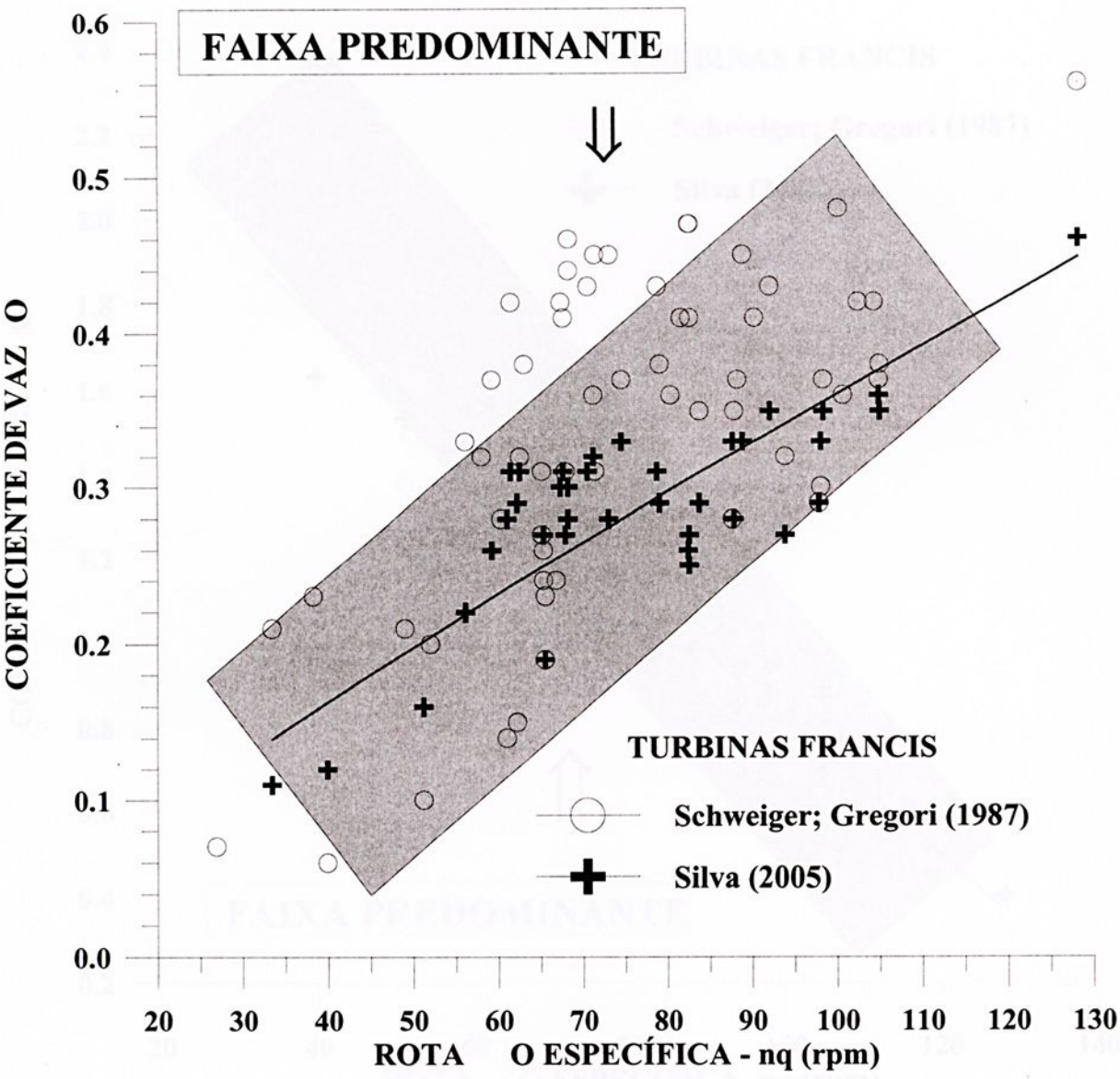


Figura 31– Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de vazão x rotação específica

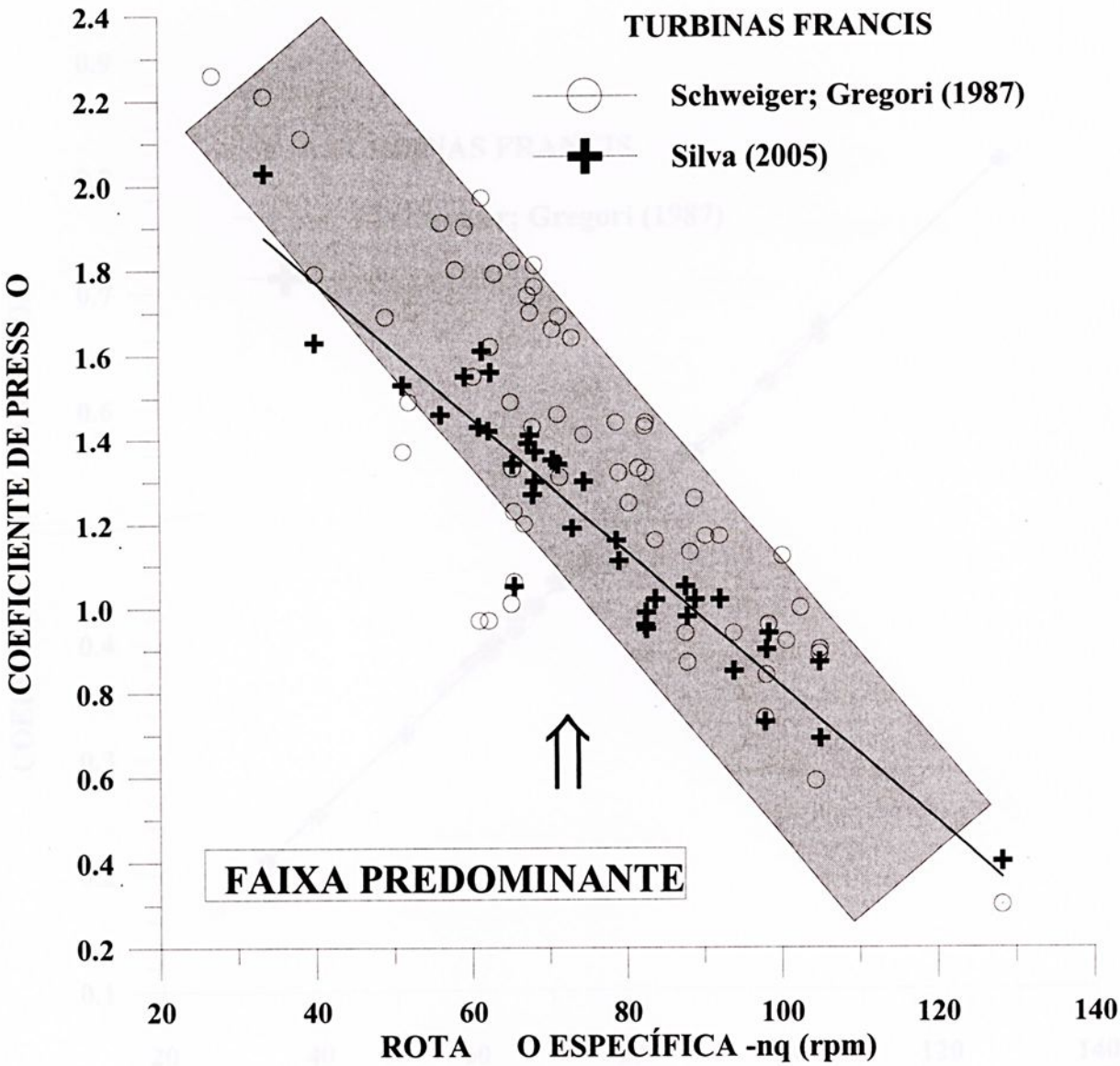


Figura 32 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de pressão x rotação específica

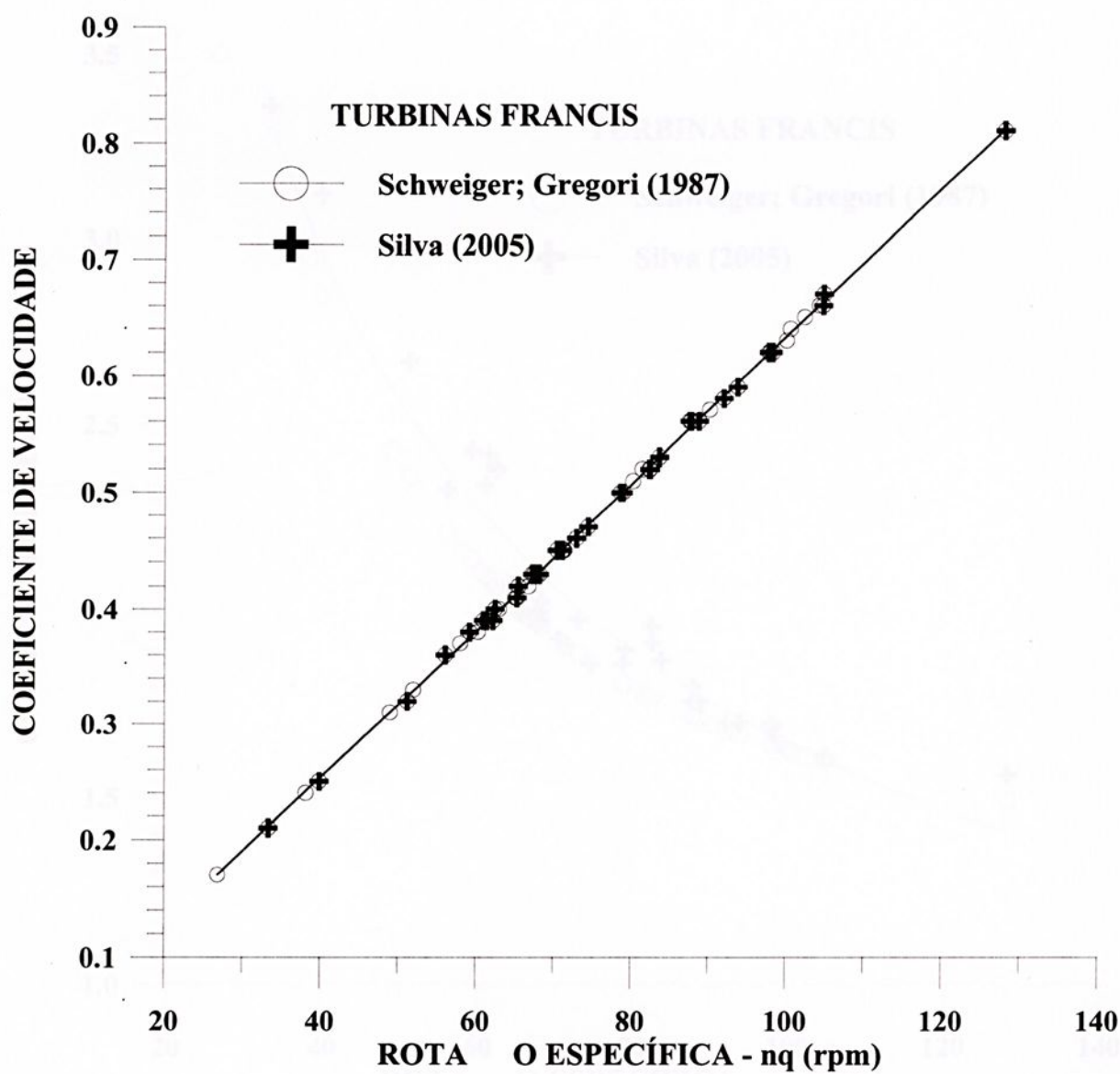


Figura 33 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de velocidade x rotação específica

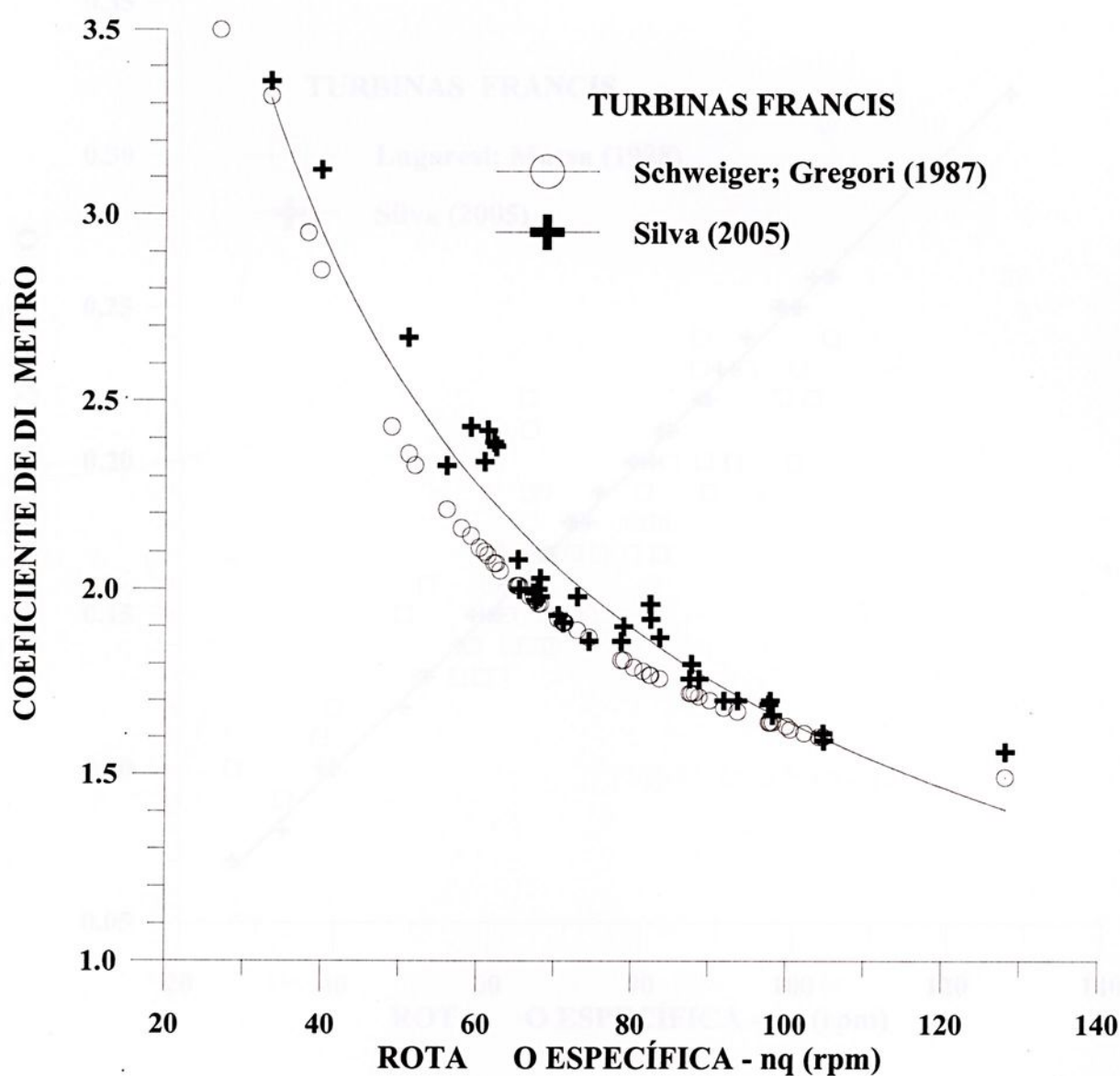


Figura 34 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de diâmetro x rotação específica

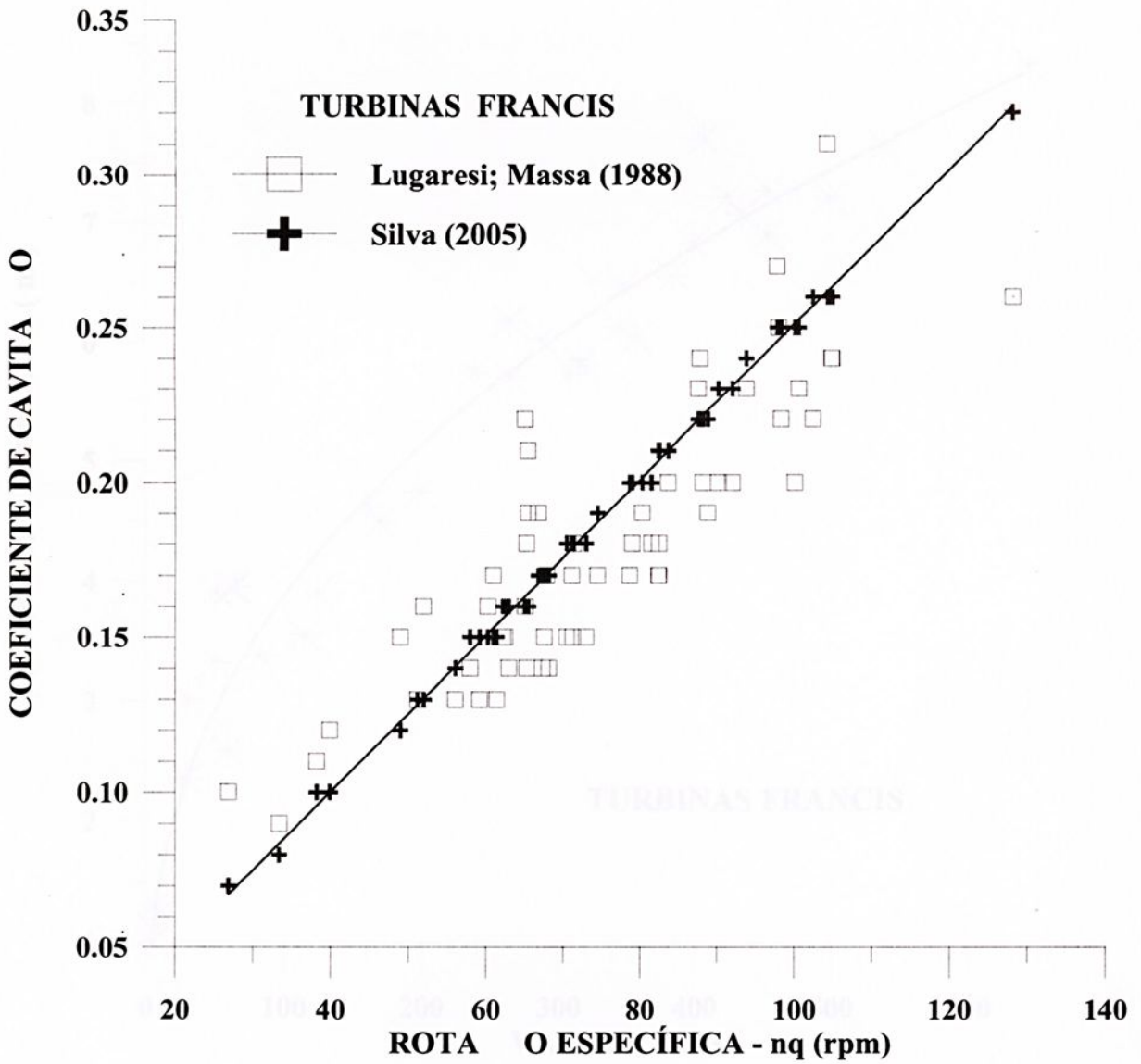


Figura 35 – Turbinas Francis no Brasil – coeficiente de cavitação x rotação específica

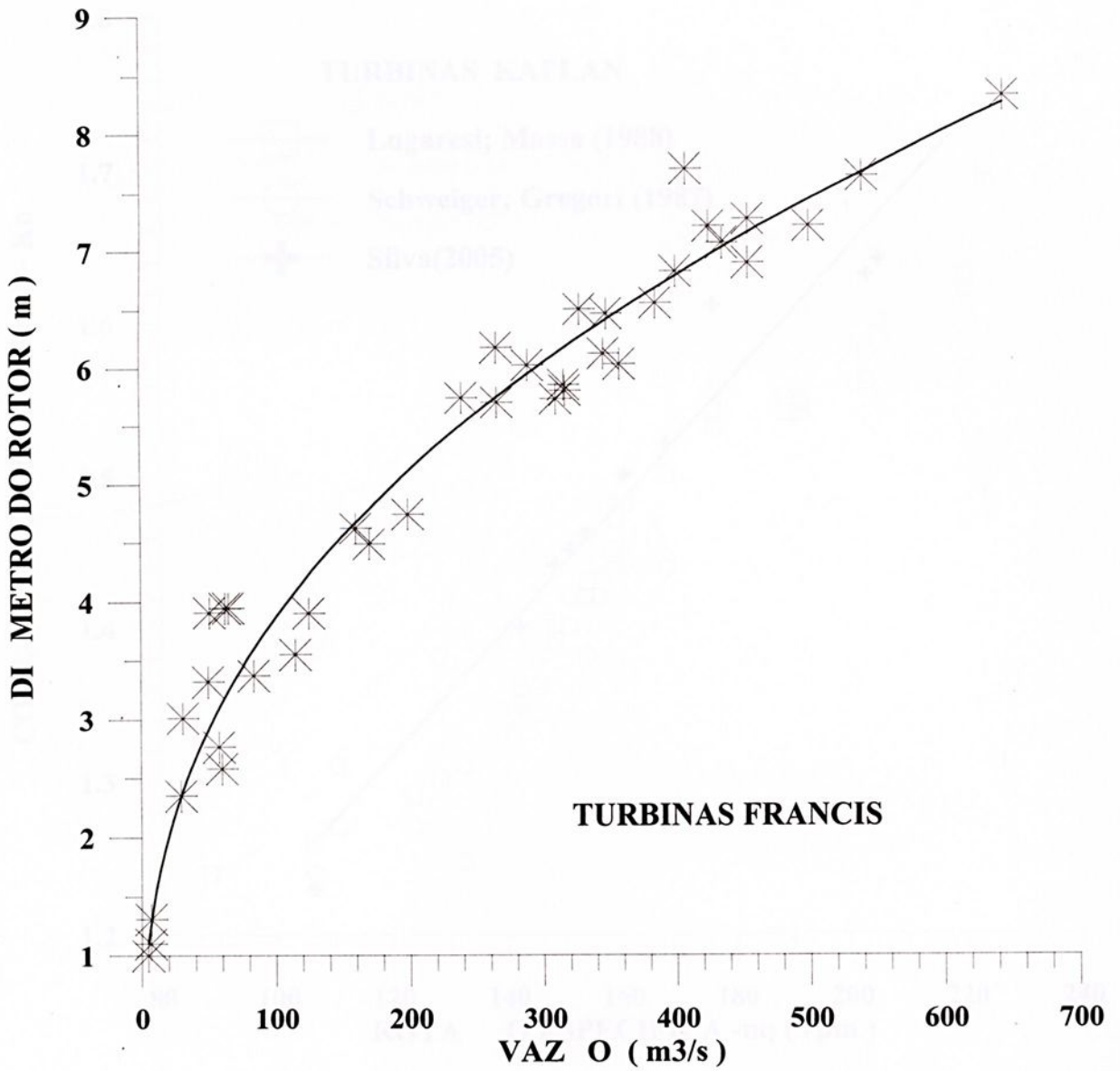


Figura 36 – Turbinas Francis no Brasil – diâmetro do rotor x vazão

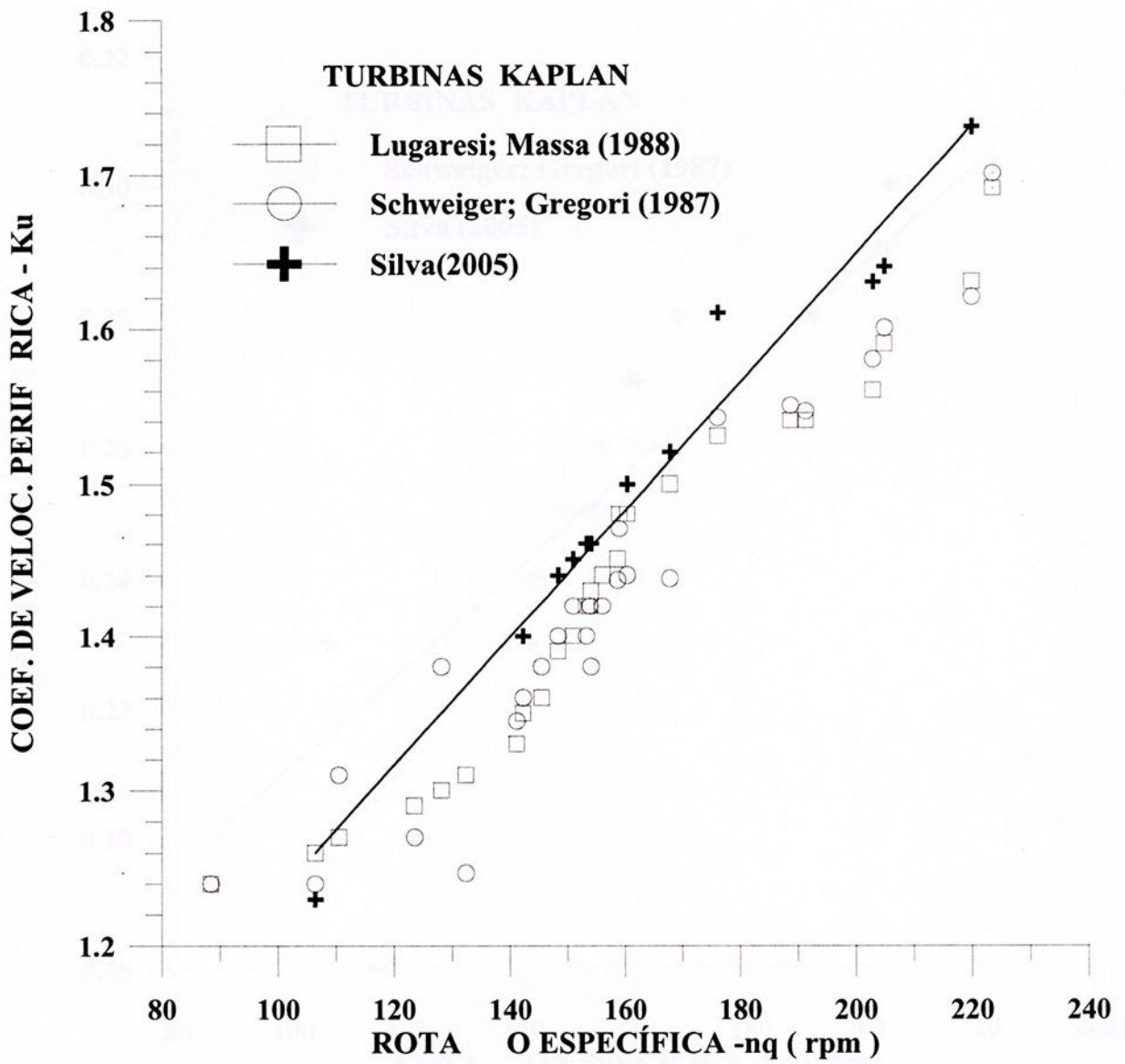


Figura 37 – Turbinas Kaplan no Brasil – coef. de veloc. periférica x rotação específica

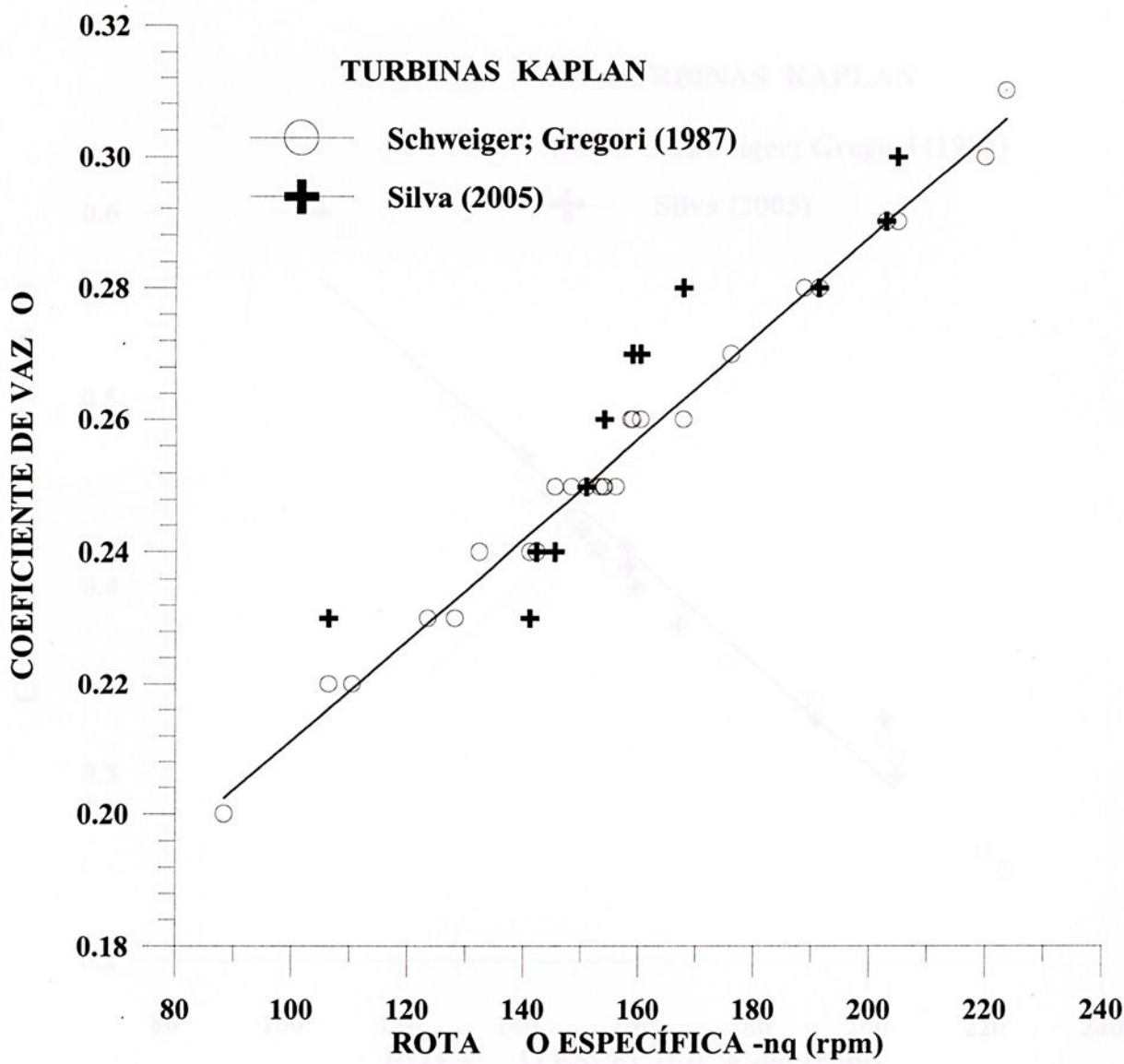


Figura 38 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de vazão x rotação específica

Figura 39 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de pressão x rotação específica

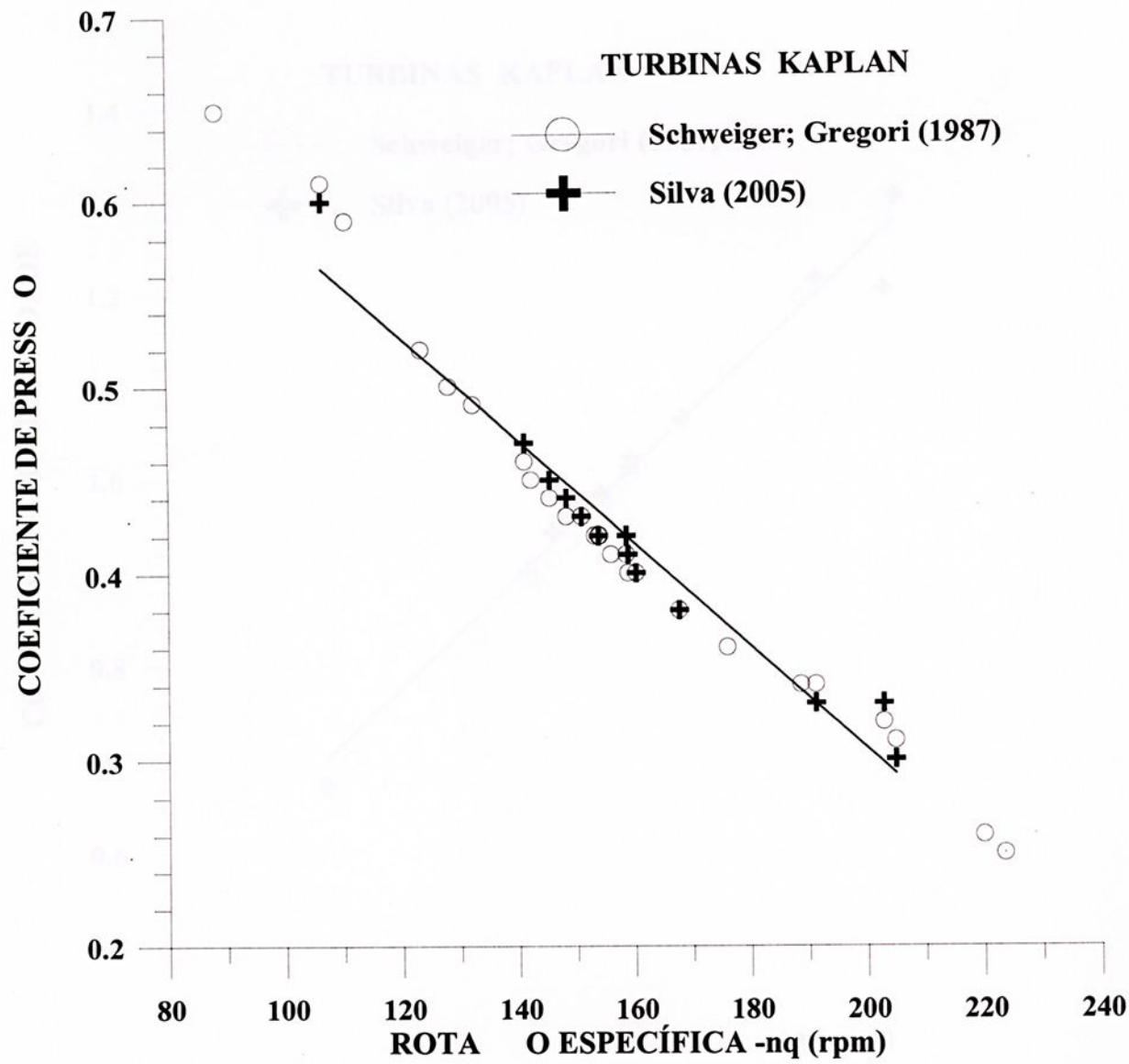


Figura 39 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de pressão x rotação específica

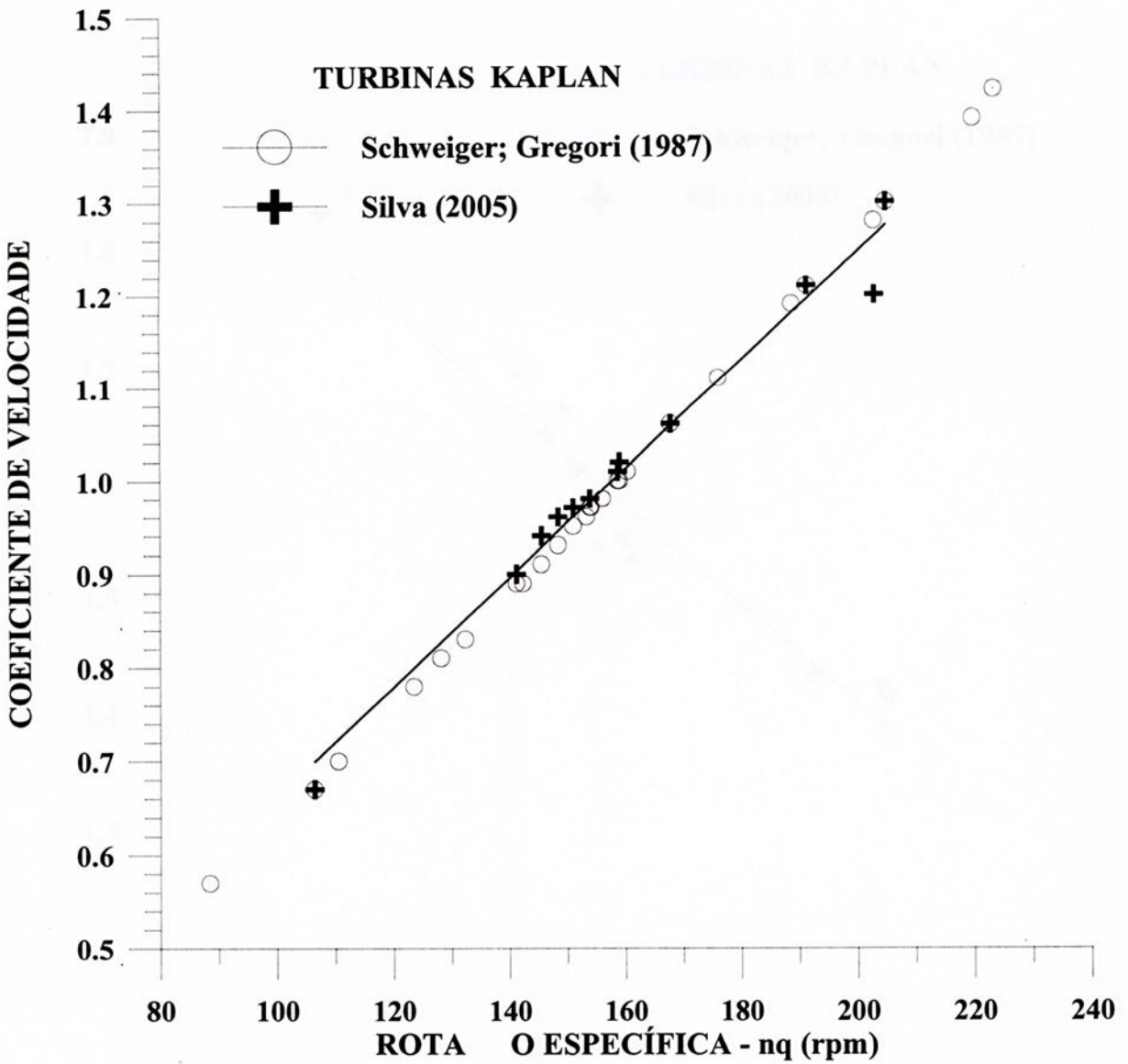


Figura 40– Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de velocidade x rotação específica

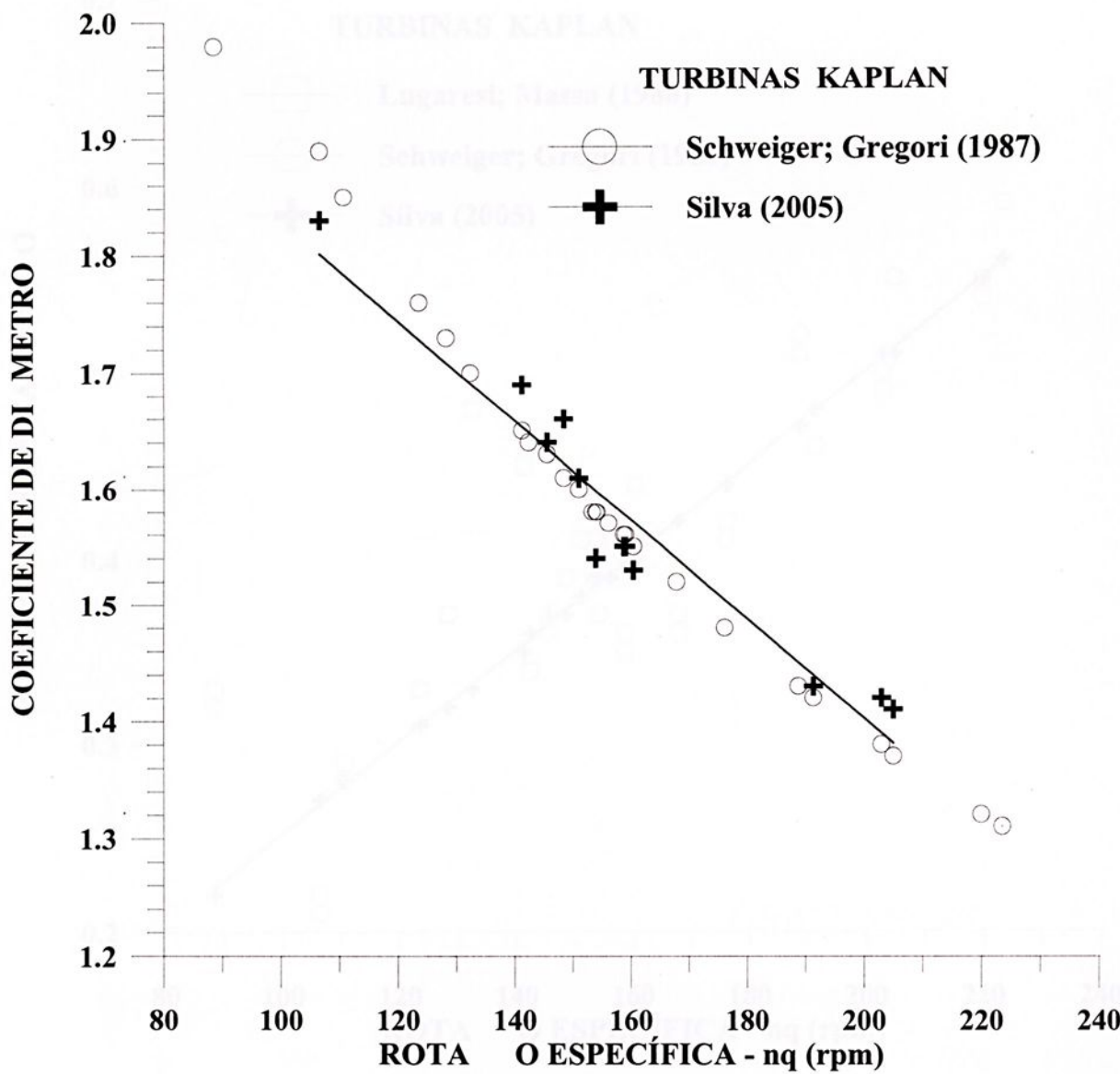


Figura 41 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de diâmetro x rotação específica

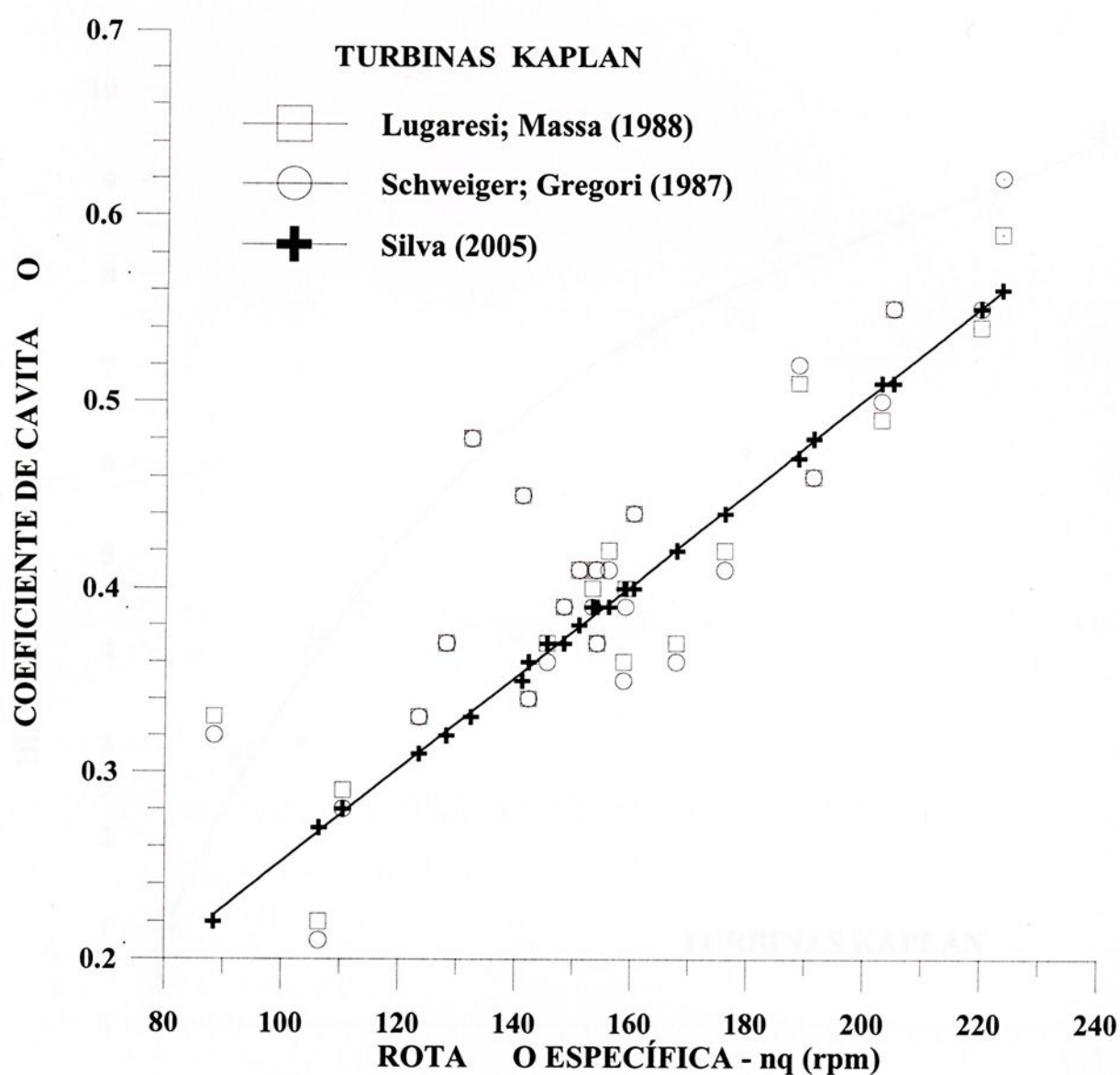


Figura 42 – Turbinas Kaplan no Brasil – coeficiente de cavitação x rotação específica

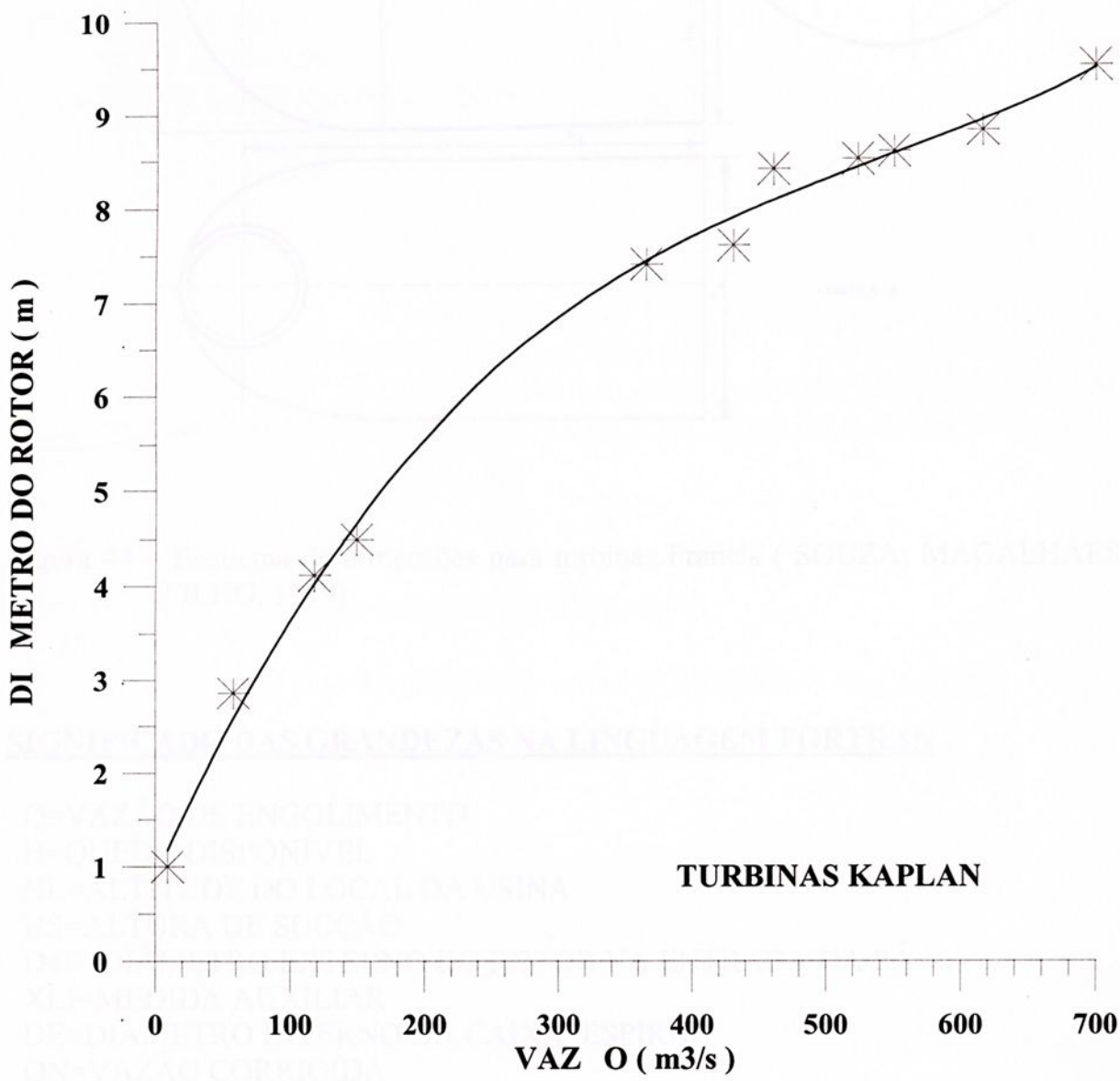


Figura 43 – Turbinas Kaplan no Brasil – diâmetro do rotor x vazão

APÊNDICE C – Programa computacional

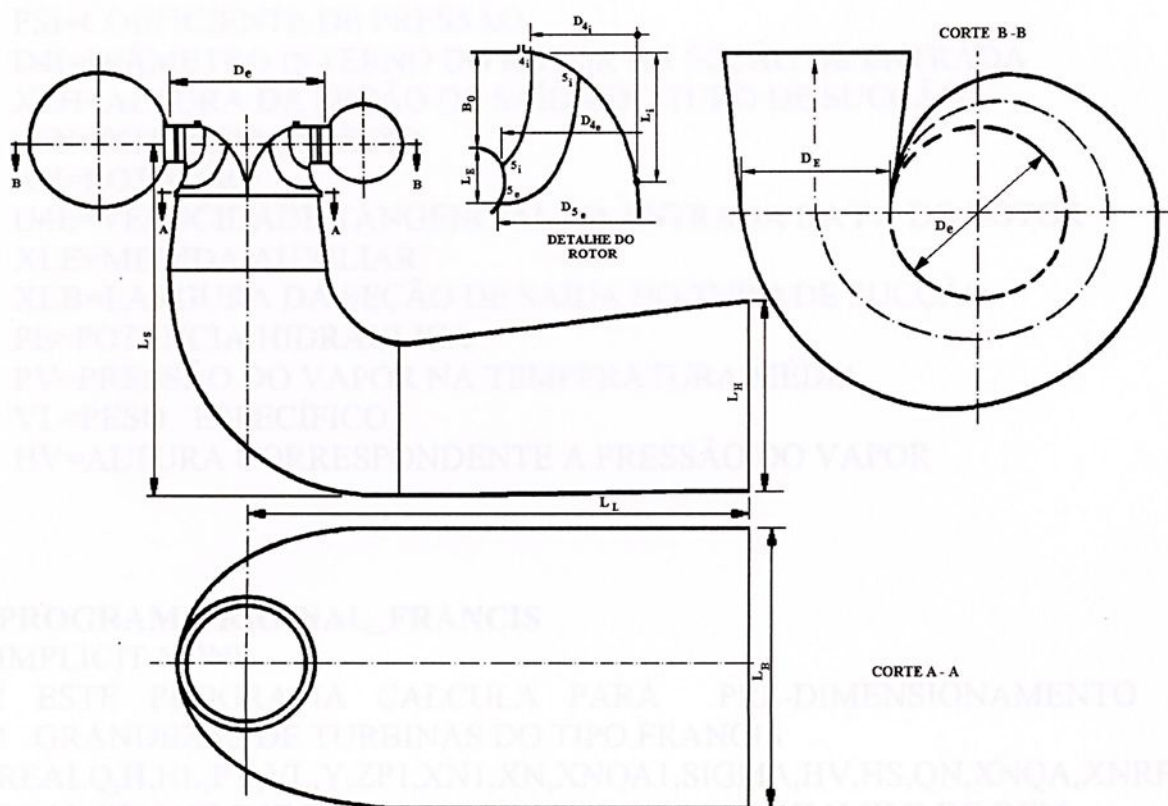


Figura 44 – Esquema de dimensões para turbinas Francis (SOUZA; MAGALHÃES FILHO, 1979)

SIGNIFICADO DAS GRANDEZAS NA LINGUAGEM FORTRAN

Q=VAZÃO DE ENGOLIMENTO

H=QUEDA DISPONÍVEL

HL=ALTITUDE DO LOCAL DA USINA

HS=ALTURA DE SUÇÃO

D4E=DIÂMETRO EXTERNO DO ROTOR NA ENTRADA DA PÁ

XLI=MEDIDA AUXILIAR

DE=DIÂMETRO INTERNO DA CAIXA ESPIRAL

QN=VAZÃO CORRIGIDA

D5E=DIÂMETRO EXTERNO DO ROTOR NA SAÍDA DA PÁ

XLS=MEDIDA AUXILIAR

DEM=LARGURA DA CAIXA ESPIRAL DA SEÇÃO DE SAÍDA

XNQA=ROTAÇÃO ESPECÍFICA

B0=ALTURA DA PÁ

XLL=MEDIDA AUXILIAR
 ETA=RENDIMENTO TOTAL
 Y=TRABALHO ESPECÍFICO
 PSI=COEFICIENTE DE PRESSÃO
 D4I=DIÂMETRO INTERNO DO ROTOR NA SEÇÃO DE ENTRADA
 XLH=ALTURA DA SEÇÃO DE SAÍDA DO TUBO DE SUÇÃO
 PEN=POTÊNCIA NO EIXO
 XN=ROTAÇÃO
 U4E=VELOCIDADE TANGENCIAL NA ENTRADA DA PÁ DO ROTOR
 XLE=MEDIDA AUXILIAR
 XLB=LARGURA DA SEÇÃO DE SAÍDA DO TUBO DE SUÇÃO
 PE=POTENCIA HIDRÁULICA
 PV=PRESSÃO DO VAPOR NA TEMPERATURA MÉDIA
 VL=PESO ESPECÍFICO
 HV=ALTURA CORRESPONDENTE A PRESSÃO DO VAPOR

PROGRAM ORIGINAL_FRANCIS

IMPLICIT NONE

! ESTE PROGRAMA CALCULA PARA PRE-DIMENSIONAMENTO AS
 ! GRANDEZAS DE TURBINAS DO TIPO FRANCIS

REAL Q,H,HL,PV,VL,Y,ZP1,XN1,XN,XNQA1,SIGMA,HV,HS,QN,XNQA,XNRPM
 REAL PSI,U4E,D4E,D5E,B0,D4I,XLE,XLI,XLS,XLL,XLH,XLB,DE,DEM
 REAL PEN,PE,ETA

!

! ENTRADA DE DADOS

!

PRINT*, 'ENTRAR COM OS DADOS: Q, H, HL, PV, VL '

PRINT*, "

PRINT*, 'ENTRE COM O VALOR DA VAZAO (Q) EM M3/S (tecle enter)'

READ*, Q

PRINT*, 'ENTRE COM O VALOR DA ALTURA DE QUEDA (H) EM &
 &METROS (tecle enter)'

READ*, H

PRINT*, 'ENTRE COM O VALOR DA ALTITUDE DO LOCAL DA USINA (HL) &
 &EM METROS (tecle enter)'

READ*, HL

PRINT*, 'ENTRE COM O VALOR DA PRESSAO DE VAPORIZACAO DA &
 &AGUA (PV) EM Pa '

PRINT*, ' NA TEMPERATURA E PRESSAO BAROMETRICA DO LOCAL DA &
 &USINA (tecle enter)'

READ*, PV

PRINT*, 'ENTRE COM O VALOR DO PESO ESPECIFICO DA AGUA (VL) EM &
 &N/M3 (tecle enter)'

PRINT*, ' NA TEMPERATURA DO LOCAL DA USINA (tecle enter)'


```

READ*, VL
!
! CALCULOS
!
Y=9.81*H
XN1=5.55*Y**0.265*Q**(-0.5)
ZP1=60/XN1
XN=60./INT(ZP1)
XNRPM = 60.*XN
PRINT*, 'ROTACAO = ', XNRPM, ' RPM '
XNQA1=1E03*XN*Q**0.5*Y**(-0.75)
PRINT*, 'nqA = ', XNQA1
SIGMA=25E-03*(1+1E-04*(XNQA1**2))
PRINT*, 'COEF. DE THOMA = ', SIGMA
HV=PV/VL
HS=10-0.00112*HL-SIGMA*H-HV
PRINT*, 'ALT. SUCCAO = ', HS, ' M '
IF(XNQA1-60)19,65,65
65 IF(XNQA1-150)150,150,155
150 QN=0.8*Q
    GOTO 15
155 IF(XNQA1-350)350,350,19
350 QN=Q/(1.415-0.11E-02*XNQA1)
    GOTO 15
15 XNQA=1E03*XN*QN**0.5*Y**(-0.75)
PSI=0.06E-4*XNQA**2-0.762E-2*XNQA+2.68
U4E=(2*Y)**0.5*PSI**(-0.5)
D4E=U4E*(3.1416*XN)**(-1)
IF(XNQA-60)19,85,85
85 IF(XNQA-100)100,100,105
100 D5E=D4E/(2.32-0.975E-2*XNQA)
    GOTO 16
105 IF(XNQA-250)250,250,255
250 D5E=D4E/(1.63E-5*XNQA**2-0.835E-2*XNQA+2.017)
    GOTO 16
255 IF(XNQA-350)450,450,19
450 D5E=D4E/(1.025-0.03E-2*XNQA)
    GOTO 16
16 B0=(0.165E-2*XNQA-0.018E-4*XNQA**2)*D5E
D4I=30*D5E*XNQA**(-0.667)
XLE=0.25*D5E
XLI=(0.4+0.168E-2*XNQA-0.0177E-4*XNQA**2)*D5E
IF(XNQA-60)19,95,95
95 IF(XNQA-115)115,115,120
115 XLS=(5.7-1.91E-2*XNQA)*D5E
    GOTO 6

```




```

120 IF(XNQA-200)200,200,205
200 XLS=(1.258E-4*XNQA**2-4.76E-2*XNQA+7.313)*D5E
    GOTO 6
205 IF(XNQA-350)550,550,19
550 XLS=(2.95-6.67E-4*XNQA)*D5E
    GOTO 6
6 XLL=4.7*D5E
XLH=1.15*D5E
XLB=3.2*D5E
DE=(0.16E-4*XNQA**2-0.98E-2*XNQA+2.9)*D5E
DEM=(0.16+0.708E-2*XNQA-0.122E-4*XNQA**2)*D4E
ETA=0.754+0.16E-2*XNQA-0.0362E-4*XNQA**2
PEN=QN*Y*ETA
PE=Q*Y*(ETA-0.02)
!
! IMPRESSAO
!
OPEN(91,FILE='SAIDA.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(91,11)
11 FORMAT(10X,'DADOS DE ENTRADA',///)
WRITE(91,21)Q
21 FORMAT(2X,'Q = ', F8.3 , '    M3/S',/)
WRITE(91,31)H
31 FORMAT(2X,'H = ', F8.3 , '    M',/)
WRITE(91,41)HL
41 FORMAT(2X,'HL = ', F9.3 , '    M',/)
WRITE(91,42)HV
42 FORMAT(2X,'HV = ', F8.3 , '    M',/)
WRITE(91,43)
43 FORMAT(5X,'TABELA DE RESULTADOS',/)
WRITE(91,51)D4E,XLI,DE,QN,D5E
51 FORMAT(2X,'|',3X,'D4E',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',&
&4X,'M',4X,'|',/,2X,37('_'),/,2X,'|',3X,'XLI',&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M',4X,'|',/,2X,37('_')&
&/,2X,'|',4X,'DE',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X&
&,'M',4X,'|',/,2X,37('_'),/,2X,'|',4X,'QN',4X,&
&|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M',4X,'|',/,2X,37('_')&
&/,2X,'|',3X,'D5E',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M'&
&4X,'|',/,2X,37('_'))
WRITE(91,61)XLS,DEM,XNQA,B0,XLL,ETA
61 FORMAT(2X,'|',3X,'XLS',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',&
&4X,'M',4X,'|',/,2X,37('_'),/,2X,'|',3X,'DEM',&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M',4X,'|',/,2X,37('_')&
&/,2X,'|',3X,'XNQA',3X,'|',3X,F8.3,3X,'|',&
&3X,'RPS',3X,'|',/,2X,37('_'),/,2X,'|',4X,'B0'&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M',4X,'|',/,2X,37('_')&

```

```

&./,2X,'|',3X,'XLL',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',&
&4X,'M',4X,'|',/2X,37('_)/,2X,'|',3X,'ETA',&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',3X,'ADM',3X,'|',/2X,37('_))
WRITE(91,71)Y,PSI,D4I,XLH,PEN,XN
71 FORMAT(2X,'|',4X,'Y',5X,'|',3X,F8.3,3X,'|',3X&
&,'J/KG',2X,'|',/2X,37('_)/,2X,'|',3X,'PSI'&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',3X,'ADM',3X,'|',/2X,37&
&('_)/,2X,'|',3X,'D4I',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|'&
&4X,'M',4X,'|',/2X,37('_)/,2X,'|',3X,'XLH'&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M',4X,'|',/2X,37('_)&
&./,2X,'|',3X,'PEN',4X,'|',1X,F12.4,1X,'|'&
&4X,'KW',3X,'|',/2X,37('_)/,2X,'|',4X,'XN',&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',3X,'RPS',3X,'|',/2X,37('_))
WRITE(91,81)U4E,XLE,XLB,PE
81 FORMAT(2X,'|',3X,'U4E',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',&
&3X,'M/S',3X,'|',/2X,37('_)/,2X,'|',3X,'XLE'&
&4X,'|',3X,F8.3,3X,'|',4X,'M',4X,'|',/2X,37('_)&
&./,2X,'|',3X,'XLB',4X,'|',3X,F8.3,3X,'|'&
&4X,'M',4X,'|',/2X,37('_)/,2X,'|',4X,'PE',4X&
&,'|',1X,F12.4,1X,'|',4X,'KW',3X,'|',/2X,37('_)&
&./,//////)
WRITE(91,9)
9 FORMAT(10X,'SIGNIFICADO DAS GRANDEZAS',//,2X,&
&'Q=VAZAO',/2X,'H=QUEDA DISPONIVEL',/2X,'HL=ALTITUDE DO LOCAL&
&USINA',/2X,'HS=ALTURA DE SUCCAO'&
&./,2X,'D4E=DIAMETRO EXTERNO DO ROTOR NA ENTRADA DA PA'&
&./,2X,'XLI=MEDIDA AUXILIAR',/2X,'DE=DIAMETRO INTERNO DA CAIXA&
&ESPIRAL',/2X,'QN=VAZAO',/2X,'D5E=DIAMETRO EXTERNO DO ROTOR&
&NA SAIDA DA PA',/2X,'XLS=MEDIDA AUXILIAR',&
&./,2X,'DEM=LARGURA DA CAIXA ESPIRAL DA SECAO DE SAIDA')
WRITE(91,10)
10FORMAT(2X,'XNQA=VELOCIDADE ESPECIFICA',/2X,'B0=ALTURA DA&
&PA',/2X,'XLL=MEDIDA AUXILIAR',/2X,'ETA=RENDIMENTO TOTAL'&
&./,2X,'Y=TRABALHO ESPECIFICO',/2X,'PSI=COEFICIENTE DE PRESSAO'&
&./,2X,'D4I=DIAMETRO INTERNO DO ROTOR NA SECAO DE&
&ENTRADA',/2X,'XLH=ALTURA DA SECAO DE SAIDA DO TUBO DE&
&SUCCAO',/2X,'PEN=POTENCIA EFICAZ NO EIXO',/2X,'XN=ROTACAO'&
&./,2X,'U4E=VELOCIDADE TANGENCIAL NA ENTRADA NA PA DO&
&ROTOR',/2X,'XLE=MEDIDA AUXILIAR',/2X,'XLB=LARGURA DA SECAO&
&DE SAIDA DO TUBO DE SUCCAO',/2X,'PE=POTENCIA&
&HIDRAULICA',/2X,'PV=PRESSAO DO VAPOR A TEMP&
&MEDIA',/2X,'VL=PESO ESPECIFICO',/2X,'HV=ALTURA&
&CORRESPONDENTE A PRESSAO DO VAPOR')
19 STOP
END PROGRAM ORIGINAL_FRANCIS

```


PROGRAM DISSERTACAO_DO_JORGE_PRIMEIRO_PASSO

IMPLICIT NONE

!

!DECLARACAO DAS VARIAVEIS

!

REAL Q,H,XN,XNq,XETAM,XETAI,XETAT,XNqA,XNSKW,XNSCV,PTKW,&
&PTCV,RO,G

REAL Y,XNRPM,XN1,ZP1

!

PRINT*,'ENTRADA DE DADOS'

PRINT*,"

PRINT*,'USAR PONTO NO LUGAR DE VIRGULA'

PRINT*,"

!

PRINT*,'ENTRE COM O VALOR DA VAZAO (Q) EM M3/S (tecle enter)'

READ*, Q

PRINT*,'ENTRE COM O VALOR DA MASSA ESPECIFICA DA AGUA&
& LOCAL (RO) EM KG/M3(tecle enter)'

READ*, RO

PRINT*,'ENTRE COM O VALOR DA ALTURA DE QUEDA (H) EM &
&METROS (tecle enter)'

READ*, H

PRINT*,'ENTRE COM O VALOR DA ACELERACAO DA GRAVIDADE&
&LOCAL (G) EM M/S2 (tecle enter)'

READ*, G

PRINT*,'ENTRE COM O VALOR DO RENDIMENTO MECANICO&
& (XETAM) (tecle enter)'

PRINT*,' A FAIXA DO RENDIMENTO MECANICO ESTA ENTRE&
& 0.90 E 0.98'

READ*, XETAM

PRINT*,'ENTRE COM O VALOR DO RENDIMENTO INTERNO (XETAI)&
& (tecle enter)'

PRINT*,' A FAIXA DO RENDIMENTO INTERNO ESTA ENTRE&
& 0.75 E 0.97'

READ*, XETAI

!

!CALCULOS

!

XETAT=XETAM*XETAI

Y=G*H

XN1=5.55*Y**0.265*Q**(-0.5)

ZP1=60/XN1

XN=60./INT(ZP1)

XNRPM=60.*XN

XNq=XNRPM*(SQRT(Q))/H**0.75

XNqA=3.01*XNq


```

XNSKW=3.121*(SQRT(XETAT))*XNq
XNSCV=3.643*(SQRT(XETAT))*XNq
PTKW=RO*G*Q*H*XETAT/1000.
PTCV=PTKW/.736
!
!SAIDA
!
PRINT 10,Q,RO,H,G,XETAM,XETAI
10 FORMAT (30X, 'RESULTADOS',2(/),30X, 'DADOS DE ENTRADA',2(/),&
&1X,' VAZÃO      =',F5.1,' m3/s',2(/),&
&1X,' MASSA ESPEC. =',F6.1,' kg/m3',2(/),&
&1X,' QUEDA      =',F5.1,' m',2(/),&
&1X,' GRAVIDADE   =',F4.2,' m/s2',2(/),&
&1X,' REND.MECANICO =',F4.2,2(/),&
&1X,' REND.INTERNO =',F4.2,1(/))
PRINT 11,XNRPM,XNq,XNqA,XNSKW,XNSCV,XETAT,PTKW,PTCV
11 FORMAT (30X, ' DADOS CALCULADOS ',2(/),&
&1X,' n          =',F9.2,' rpm',2(/),&
&1X,' nq         =',F9.2,' rpm',2(/),&
&1X,' nqA        =',F9.2,' rps',2(/),&
&1X,' ns(kW)     =',F9.2,' rpm',2(/),&
&1X,' ns(CV)     =',F9.2,' rpm',2(/),&
&1X,' REND.TOTAL  =',F4.2,2(/),&
&1X,' Pt(kW)     =',F7.0,' kW',2(/),&
&1X,' Pt(CV)     =',F7.0,' CV',1(/))
!
END PROGRAM DISSERTACAO_DO_JORGE_PRIMEIRO_PASSO

```

PROGRAM DISSERTACAO_DO_JORGE_FRANCIS

```

IMPLICIT NONE

```

```

!
!DECLARACAO DAS VARIAVEIS
!
REAL Q,H,XN,XNq,XETAM,XETAI,XETAT,XNqA,XNSKW,XNSCV,PTKW,&
&PTCV,RO,G
REAL Y,XNRPM,XN1,ZP1,XKU,FI,PSI,TAL,TETA,SIGMA,D
!
OPEN(15,FILE='dados.dat',STATUS='UNKNOWN')
READ(15,*)Q,RO,H,G,XETAM,XETAI
!
!CALCULOS
!
XETAT=XETAM*XETAI
Y=G*H
XN1=5.55*Y**0.265*Q**(-0.5)

```



```

ZP1=60/XN1
XN=60./INT(ZP1)
XNRPM=60.*XN
XNq=XNRPM*(SQRT(Q))/H**0.75
XNqA=3.01*XNq
XNSKW=3.121*(SQRT(XETAT))*XNq
XNSCV=3.643*(SQRT(XETAT))*XNq
PTKW=RO*G*Q*H*XETAT/1000.
PTCV=PTKW/.736
XKU=0.00510672*XNq+0.549592
FI=0.00665296*(XNq**0.867233)
PSI=-0.0159464*XNq+2.40782
TAL=0.00633062*XNq+0.000113582
TETA=31.1398*(XNq**(-0.63847))
SIGMA=0.00251445*XNq-0.000327556
D=0.595445*(Q**0.406093)
!
!SAIDA
!
PRINT*, 'RESULTADOS NO ARQUIVO SAIDA.DAT'
PRINT*, "
!
OPEN(25,FILE='SAIDA.DAT',STATUS='UNKNOWN')
WRITE(25,10)Q,RO,H,G,XETAM,XETAI,XNRPM,XNq,XNqA,XNSKW,&
&XNSCV,XKU,FI,PSI,TAL,TETA,SIGMA,XETAT,PTKW,PTCV,D
10 FORMAT (30X, 'RESULTADOS',2(/),30X, 'DADOS DE ENTRADA',2(/),&
&1X,' VAZÃO      =',F5.1,' m3/s',2(/),&
&1X,' MASSA ESPEC. =',F6.1,' kg/m3',2(/),&
&1X,' QUEDA      =',F5.1,' m',2(/),&
&1X,' GRAVIDADE   =',F4.2,' m/s2',2(/),&
&1X,' REND.MECANICO =',F4.2,2(/),&
&1X,' REND.INTERNO =',F4.2,1(/),&
&30X, ' DADOS CALCULADOS ',2(/),&
&1X,' n          =',F9.2,' rpm',2(/),1X,' nq          =',F9.2,' rpm',2(/),&
&1X,' nqA        =',F9.2,' rps',2(/),1X,' ns(kW)       =',F9.2,' rpm',2(/),&
&1X,' ns(CV)     =',F9.2,' rpm',2(/),1X,' Ku          =',F9.4,2(/),&
&1X,' FI         =',F9.4,2(/),1X,' PSI           =',F9.4,2(/),&
&1X,' TAL        =',F9.4,2(/),1X,' TETA          =',F9.4,2(/),&
&1X,' SIGMA      =',F9.4,2(/),1X,' REND.TOTAL    =',F6.2,2(/),&
&1X,' Pt(kW)     =',F7.0,' kW',2(/),1X,' Pt(CV)      =',F7.0,' CV',2(/),&
&1X,' DIAMETRO SAIDA ROTOR =',F9.2,' M ',1(/)
!
END PROGRAM DISSERTACAO_DO_JORGE_FRANCIS

```



ANEXO A – Correlação e regressão

Este tema, conforme Spiegel (1972), considera o problema ligado ao grau de relação entre duas variáveis, ou seja, a correlação existente entre elas, ou a determinação de quanto uma equação descreve a relação entre essas variáveis.

Se todos os valores das variáveis satisfazem exatamente uma equação, diz-se que elas são perfeitamente correlacionadas ou que há correlação perfeita entre elas.

Na maioria dos casos, as variáveis quando são correlacionadas não o são perfeitamente.

Quando são estudadas somente duas variáveis, têm-se correlação e regressão simples. Quando se trata de mais de duas variáveis têm-se correlação e regressão múltipla.

A.1 CORRELAÇÃO LINEAR

Se X e Y representam duas variáveis consideradas, um diagrama de dispersão mostra a localização dos pontos (X,Y) num sistema de coordenadas retangulares, ilustrado na Figura 45.

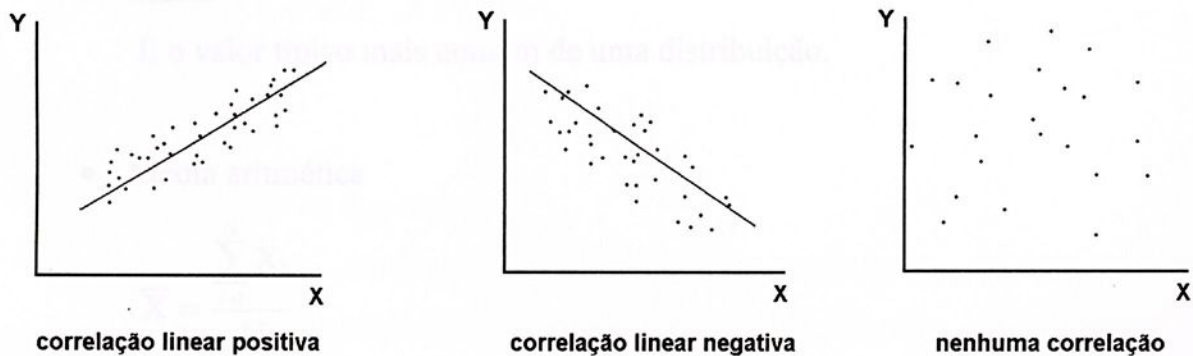


Figura 45 – Diagramas de dispersão

A.2 MEDIDAS DE CORRELAÇÃO

Pode-se determinar de modo qualitativo e quantitativo. O primeiro pela observação da dispersão dos pontos em torno da linha traçada entre os mesmos e, o segundo pelo cálculo do coeficiente de correlação.

A.3 MEDIDAS DE DISPERSÃO

Servem para determinar o comportamento dos valores das variáveis em termos de variabilidade. As medidas de dispersão mais usadas são: variância e desvio padrão, em termos absolutos e, coeficiente de variação, em termos relativos.

A.4 DEFINIÇÕES

- Rol

É o arranjo dos dados numéricos em ordem de grandeza (crescente ou decrescente).

- Dados brutos

São os que ainda não foram organizados.

- Média

É o valor típico mais comum de uma distribuição.

- Média aritmética

$$\bar{X} = \frac{\sum_{i=1}^N X_i}{N}$$

- Linha de regressão de mínimos quadrados

A linha reta de regressão de mínimos quadrados de Y para X é obtida por

$Y = a_0 + a_1X$, em que a_0 e a_1 são obtidos por:

$$a_0 = \frac{(\sum Y)(\sum X^2) - (\sum X)(\sum XY)}{N \sum X^2 - (\sum X)^2}$$

$$a_1 = \frac{N \sum XY - (\sum X)(\sum Y)}{N \sum X^2 - (\sum X)^2}$$

sendo:

N = número total de observações

X = variável contínua independente

Y = variável contínua dependente

Nota: variável contínua é aquela que pode assumir valor inteiro ou fracionário.

- Variância para uma distribuição de valores

É a média aritmética dos afastamentos em relação a média elevados ao quadrado.

$$G^2 = \frac{\sum_{i=1}^N (X_i - \bar{X})^2}{N}$$

- Desvio padrão

É a raiz quadrada da variância.

$$s = \sqrt{G^2}$$

- Coeficiente de dispersão

As medidas relativas são números adimensionais ou porcentagens que indicam a participação da medida absoluta em relação a um parâmetro. A mais usada é o coeficiente de dispersão que é a razão percentual entre o desvio padrão e a média aritmética.

$$CD = \frac{s}{\bar{X}}$$

- Erro padrão de estimativa

Se Y estimado (Y_{est}) representa os valores de Y correspondentes a valores de X , obtidos por intermédio da equação $Y = a_0 + a_1X$, uma medida da dispersão em relação a reta de regressão de Y para X será dada por:

$$S_{Y.X} = \sqrt{\frac{\sum (Y - Y_{\text{est}})^2}{N}}$$

- Variância explicada e não-explicada

A variância total de Y é definida como $\sum (Y - \bar{Y})^2$, isto é, a soma dos quadrados dos desvios de Y em relação à sua média $\bar{Y}$. Essa expressão pode ser escrita sob a forma:

$$\sum (Y - \bar{Y})^2 = \sum (Y - Y_{\text{est}})^2 + \sum (Y_{\text{est}} - \bar{Y})^2, \text{ sendo}$$

$\sum (Y - Y_{\text{est}})^2$ denominado de variância não-explicada, e

$\sum (Y_{\text{est}} - \bar{Y})^2$ denominado de variância explicada.

Foram denominados assim, devido ao fato dos desvios $(Y_{\text{est}} - \bar{Y})$ terem um padrão definido, enquanto que os desvios $(Y - Y_{\text{est}})$ comportarem-se de maneira casual ou imprevisível.

- Coeficiente de correlação

O quociente da divisão entre a variância explicada e a variância total é denominado coeficiente de determinação.

$$r^2 = \frac{\text{variância explicada}}{\text{variância total}}$$

- se a variância explicada for nula, isto é, se a variância total for toda não-explicada, esse quociente será igual a zero;
- se a variância não-explicada for nula, isto é, se a variância total for toda explicada, esse quociente será igual a 1;
- nos outros casos, o quociente terá valor compreendido entre zero e 1.

Como a relação é sempre positiva, ela é representada por r^2 . A quantidade r , denominada coeficiente de correlação é dada por:

$$r = \pm \sqrt{\frac{\sum (Y_{\text{est}} - \bar{Y})^2}{\sum (Y - \bar{Y})^2}} \quad -1 \leq r \leq 1$$

- os sinais de $\pm$ são usados para a correlação linear positiva e para a negativa, respectivamente;
- o valor de r mede o grau de relação correspondente ao tipo de equação que é realmente obtida. Portanto, se for adotada uma equação linear e se obtiver um r próximo de zero, isso significa que quase não há correlação linear entre as variáveis. Entretanto, não significa que não haja nenhuma correlação, porque pode realmente existir uma forte correlação não-linear entre as variáveis ao se usar uma equação não-linear para estimar o valor de Y .

