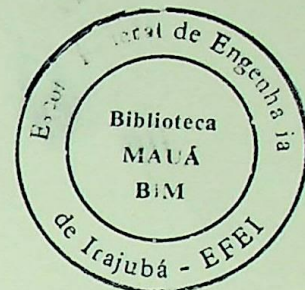


**TESE  
794**

FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO**



**MODELAGEM DE TURBINA  
HIDROCINÉTICA A EIXO VERTICAL**

**RICARDO WILSON AGUIAR DA CRUZ**

**ORIENTADOR : PROF. ZULCY DE SOUZA**

Dissertação apresentada à Escola Federal de Engenharia de Itajubá para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**ITAJUBÁ - MG**



## MODELAGEM DE TURBINA HIDROCINÉTICA A EIXO VERTICAL

## RESUMO

Nesta dissertação, para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, apresenta-se uma modelagem da turbina hidrocínética Darrieus, visando o estabelecimento de parâmetros teóricos que permitam, em uma etapa posterior, a construção de um protótipo para acerto de resultados.

A tecnologia de turbinas hidrocínéticas tem passado recente. A dissertação introduz breves aspectos históricos do seu relacionamento com os motores eólicos e as experiências feitas na região e no exterior com máquinas hidrocínéticas, buscando com isso apresentar e situar a concepção Darrieus.

Tradicionalmente, a energia hidráulica é associada às turbinas confinadas, que demandam grandes obras civis e tempo de construção para início de operação. A região amazônica dispõe de elevado potencial hidráulico, mas é carente de recursos humanos, capital e mercados para explorá-lo. A maior parte desse potencial é de natureza hidrocínética, ou seja, está na razoável velocidade dos rios da região. É neste contexto onde a turbina Darrieus ganha vantagens competitivas, quanto às relações entre economicidade, simplicidade construtiva e operacional.

A partir das análises feitas, é possível avaliar o modo operacional da máquina, bem como sugerir pontos específicos a investigar com um protótipo.

## ABSTRACT

This work of disertation for graduation as Master of Ciences of Mechanical Engineering presents mathematical modellings of the Darrieus hydrocinetics turbine, intended as a subside for the construction and experimentation of a prototype .

The technology has a recent past. So the work presents the theoretical relationship of hydrocinetics turbines with wind turbines and the experiments ones have done in Amazonia with similar machines. So proceeding it is possible to introduce and locate the Darrieus turbine into the context.

Historically the hydraulic energy is far associated to confined turbines, wich demands for capital for the construction of dams and for time of construction are high enough for a poor and populationally rarefied region as Amazonia. Hence the most of this energy is in the cinetic form the Darrieus turbine gains advantages upon all types of turbines, once is considered the importance of its economical and simplified construction and operation.

Based on the results obtained by the modellings, it becomes possible to correctly evaluate the operational behavior of this turbine. And then, suggestions for the experiments with the prototype are made such a way answers for specific questions can be achieved.

## AGRADECIMENTOS

Ao pessoal do CTD do UAM, Silvana, Elton, Abelardo, Sandro e Lúcia, pela ajuda oferecida nos momentos difíceis, a manter a continuidade desta tese.

Ao Prof. Roberto Figueira, pela gentileza de ceder o Laboratório de Eletrônica Digital do UAM, que ajudou-me a concentrar ideias.

## DEDICATÓRIA

Ao Prof. Paulo de Sousa, pela gentil atenção dedicada ao meu trabalho, no Mauá e Itaipava.

Ao Prof. Dr. Elvino Cavaco, do curso de PQA, Alvaro Henrique.

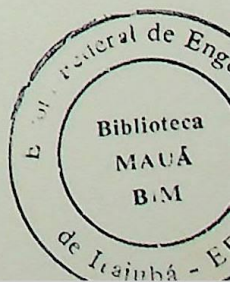
À minha esposa, Virgínia, e nossos filhos, Renata, André e Paula, feliz por seus apoios.

Ao meu pai, Prof. Wilson Cruz, cujo gosto pelo conhecimento me contaminou, e à minha mãe, Maria do Carmo, meu esteio.

Aos meus sogros, Flávio e Lélia, amigos revelados nos meus tempos de grande sofrimento.

A sua Larissa Ypiranga, responsável de impressão do FUA, pela ajuda e apoio durante das etapas desta tese.

Ao meu amigo Paulo Henrique da Cruz, pela ajuda de proporcionar o meu laboratório de trabalho no Mauá, em que eu me empenhava no período de esta tese.



## AGRADECIMENTOS

Ao pessoal do CPD do UTAM, Elisabeth, Eliel, Absalão, Sandro e Lúcio, pela ajuda atenciosa que me prestaram, nos momentos certos, a permitir a continuação deste trabalho.

Ao Prof. Roberto Higino, pela gentil cessão do Laboratório de Eletrônica Digital do UTAM, cujo silêncio ajudou-me a concentrar idéias.

Ao Prof. Zulcy de Souza, pela cordial atenção dedicada ao seu orientando, em Manaus e Itajubá.

Aos profs. Hélvio Guerra, vice reitor da FUA, Afonso Henriques, coordenador do CESEN - EFEI e Sebastião Varella - coordenador de pós graduação da EFEI, em reconhecimento aos trabalhos de operacionalização do convênio EFEI - FUA.

À Prof. Elisabeth Cartaxo, pelo reiterado incentivo que me deu e seus esforços na coordenadoria do CESEN - FUA.

Ao Prof. Sansone, vice-diretor do UTAM, pela ajuda às idas a Itajubá.

À Sra. Lenise Ypiranga, assessora de imprensa da FUA, pelo decisivo apoio na edição das figuras deste trabalho.

Ao meu filho André Figliuolo da Cruz, pela idéia de posicionar o rotor horizontalmente, brilhante na simplicidade, eis que eu me concentrara no paradigma do eixo vertical.

## SIMBOLOGIA

### *Caracteres Latinos*

$A$	área, [m <sup>2</sup> ];
$A_{c.f.m.M}$	áreas das seções do canal, frontal do rotor, menor e maior do canal convergente, [m <sup>2</sup> ];
$A$	relação de aspecto;
$a$	comprimento da haste, [m];
$c$	módulo da velocidade do curso d'água, [m/s];
$c_d$	velocidade da água no duto, [m/s];
$C_{p,pu,t}$	coeficientes de potência baseado na velocidade da corrente livre, de potência baseado na velocidade tangencial e de torque;
$C$	distância entre centros de polias, [m];
$C$	coeficiente aerodinâmico;
$D$	diâmetro (rotor ou polias), [m];
$d$	diâmetro do eixo motriz, [m];
$E_x$	relação de extração;
$e$	espessura do perfil [m];
$F$	força, [N];
$F$	força hidrodinâmica na pá [N];
$f$	quantidade de tambores do par de flutuadores;
$f$	fator de submersão;

$G$	fator relativo à cessão de momento linear da corrente ao rotor ;
$g$	aceleração convencional da gravidade, $[m/s^2]$ ;
$h$	queda dinâmica líquida, $[m]$ ;
$h_{1,2}$	altura de submersão a meio comprimento das pás, $[m]$ ;
$h$	submersão mínima, $[m]$ ;
$I$	momento de inércia, $[m^4]$ ;
$i$	índice ordinal ;
$k_{1,2,3,4}$	fatores de potência, $[KW/m^2]$ , e de rotação, $[rpm.m]$ ;
$L$	comprimento da pá, $[m]$ ;
$l$	balanço de extremidade de viga biapoiada, $[m]$ ;
$M$	momento, $[N.m]$ ;
$M_f$	momento fletor, $[N.m.]$ ;
$n$	velocidade de rotação, $[rpm]$ ;
$P$	potência, $[W]$ ;
$P_{cl}$	potência da corrente livre, $[W]$ ;
$p$	pressão, $[N/m^2]$ ;
$p$	profundidade do curso d'água, $[m]$ ;
$Q$	força cortante, $[N]$ ;
$Q$	vazão, $[m^3/s]$ ;
$q$	produto $\frac{1}{2} \rho_a \cdot A_{pá}$ , $[Kg/m]$ ;

$R_e$	número de Reynolds ;
$R$	resultante de forças, [N] ;
$R$	relação $\frac{l}{L}$ (balanço / vão de viga biapoiada) ;
$r$	raio, [m] ;
$S$	resistência do aço (ruptura, escoamento ou cisalhamento), [MPa] ;
$T$	torque, [N.m] ;
$u$	velocidade tangencial da pá, [m/s] ;
$u$	direção tangencial ;
$v_c$	velocidade de contorno da corrente na pá, [m/s] ;
$W$	peso, [N] ;
$w$	velocidade relativa à pá, [m/s] ;
$x, y; x, y$	direções cartesianas; coordenadas de conformação de perfil ;
$z$	número de pás do rotor.

### *Caracteres Gregos*

$\alpha$	ângulo de atrito, [°] ;
$\beta$	coeficiente de constricção ;
$\beta(\Delta h)$	coeficiente de cavitação hidrocínético ;
$\phi$	ângulo de abraçamento, [°] ;
$\delta$	ângulo de ataque do perfil, [°] ;

$\Delta$	relativo a uma diferença finita ;
$\varepsilon$	coeficiente de majoração de momento ;
$\lambda$	relação entre a velocidade na extremidade da pá e a velocidade da corrente ;
$\theta$	ângulo de variação azimutal da pá, [°] ;
$\Gamma$	relação comprimento/diâmetro do rotor ;
$\eta$	coeficiente de rendimento ;
$\rho$	massa específica, [kg/m <sup>3</sup> ] ;
$\nu$	viscosidade cinemática, [m <sup>2</sup> /s] ;
$\sigma$	coeficiente de solidez ;
$\sigma$	tensão normal (flexão), [N/m <sup>2</sup> ] ;
$\tau$	tensão de cisalhamento, [N/m <sup>2</sup> ] ;
$\varphi$	relação de multiplicação de velocidades ;
$\xi$	coeficiente de concentração de tensões ;
$\zeta$	coeficiente de segurança.

### *Caracteres Em Negrito*

<b>c</b>	corda do perfil da pá, [m] ;
<b>c</b>	vetor velocidade da corrente livre ;
<b>F</b>	vetor força hidrodinâmica ;
<b>i</b>	ângulo de inclinação da haste, [°] ;

<b>M</b>	momento, [N.m];
<i>M</i>	momento fletor no eixo, [N.m] ;
<b>m</b>	fator de condições terminais de hastes ;
<b>k</b>	raio de giração da seção da haste, [m] ;
<b>r</b>	resultante normal por unidade de comprimento, [N/m] ;
<i>r</i>	raio vetor ;
<i>T</i>	momento torsor, [N.m] ;
<i>u</i>	vetor velocidade tangencial ;
<i>w</i>	vetor velocidade relativa à pá ;
<b>W(<math>\theta</math>)</b>	termo variável do momento transversal ao rotor ;
<b>X(<math>\theta</math>)</b>	termo variável da resultante normal ;
<b>Y(<math>\theta</math>)</b>	termo variável do fator G ;
<b>y</b>	cota entre o mancal superior (apoio) e a polia motora, [m] ;
<b>Z(<math>\theta</math>)</b>	termo variável da potência hidráulica ;
<i><math>\omega</math></i>	vetor velocidade angular.

### *Caracteres Símbolos Especiais*

$\mathfrak{R}$	coeficiente redutor da tensão de cisalhamento admissível, pela existência de rasgo de chaveta no eixo ;
<i><math>\ell</math></i>	braço de momento, [m] ;
$\frac{d}{d\theta}$ , $\frac{\partial}{\partial\theta}$	operadores diferenciais ordinário e parcial, em relação a $\theta$ .

- $\equiv$  por definição; idêntico a ;
- $\approx$  por aproximação igual a (de natureza algébrica) ;
- $\cong$  aproximadamente igual a (de natureza numérica).

### *Subscritos*

- a* de arrasto; da água ;
- ad* admissível ;
- at* atmosférico ;
- BA bordo de ataque ;
- c* de cisalhamento ;
- c* relativo à corda ;
- c* de conversão ;
- crit* relativo às condições críticas ;
- est* estática ;
- e* de escoamento ;
- f* frontal; fletor ;
- f* de flambagem ;
- g* do gerador ;
- h* hidráulica ;
- $|\Delta h| \geq$  para  $\Delta h$  maior ou igual a ;
- i* de ordem *i* ;

I	induzido ;
I, II	ordem, em algarismos romanos (relativo a modelo e protótipo) ;
k	de ordem k ;
M	de momento fletor ;
máx	máximo ;
m	de momento ;
n	na direção normal ;
pá	relativo à pá ;
R	relativo à resultante ;
r	de ruptura ;
s	de sustentação ;
T	de torque; tangencial ;
t	de torque; de tração ;
u	na direção tangencial ;
vap	de vaporização ;
x, x; y, y	na direção x; na direção y ;
0	a montante do rotor (associado a $\lambda$ ) ;
0.2 ... 0.8	posições na profundidade ;
1	a montante do rotor (associado a $c$ ) ; lado tenso da correia ;
2	lado frouxo da correia ;
(1), (2)	ordens da iteração ;

$\Delta, \square$  relativos ao triângulo e ao retângulo.

### Superescritos

$z$  quantidade de  $z$  pás ;

\*

- relativo a um valor médio.

## LISTA DE FIGURAS

		pág.
1	Situação da oferta de potência à população do Amazonas pela CEAM.	5
2	Situação do número de centrais CEAM em relação à população.	5
3	Ilustração artística de um moinho de vento persa antigo movendo uma mó de trigo.	7
4	Rotor Darrieus de três pás retas.	9
5	Curvas de rotação dos rotores testados por Harwood.	10
6	Curvas de torque dos rotores testados por Harwood.	11
7	Curvas de potência dos rotores testados por Harwood.	11
8	Ilustração artística do cata-água de 1 [KW].	12
9	Curva de potência elétrica do cata-água de 1 [KW].	13
10	Ilustração artística do rotor hélice de Nova Iorque.	14
11	Turbina submetida a corrente em canal convergente.	18
12	Coefficientes de potência de correntes em canais.	18
13	Coefficientes de rotação de correntes em canais.	19
14	Turbina sob pequeno barramento, corrente guiada por duto.	20
15	Coefficientes de potência de correntes barradas.	20

	pág.
16	Coeficientes de rotação de correntes barradas. 20
17	Mudanças no torque devido à curvatura do perfil. 22
18	Mudanças no torque devido à espessura do perfil. 22
19	Mudanças no torque devido à solidez. 23
20	Grupo gerador Darrieus hidrocínético flutuante. 25
21	Ações hidrodinâmicas atuantes numa seção da pá. 26
22	Efeitos da envergadura finita do hidrofólio. 29
23	Elementos do hidrofólio de geometria retangular. 30
24	Triângulos de velocidade de uma pá em cada quadrante. 32
25	Posições das pás na trajetória e na curva $C_t \times \lambda$ (NACA 0012). 35
26	Forças atuantes numa pá em cada quadrante 36
27	Componentes hidrodinâmicas tangencial, radial e cartesiana. 36
28	Seção transversal no rotor submetido a um tubo de corrente. 39
29	Padrão de variação azimutal de $P_h$ de rotor bipá. 45
30	Padrão de variação azimutal de $P_h$ de rotor tripá. 45
31	Anteposições de pás em um rotor tripá. 46
32	Anteposições de pás em um rotor de cinco pás. 47
33	Direção e sentido dos momentos transversais ao rotor. 48

## LISTA DE TABELAS

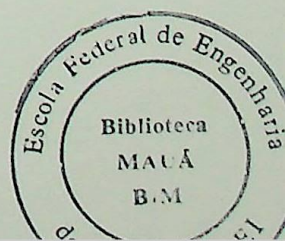
		pág
34	Perfis de velocidade desenvolvidos de alguns cursos d'água.	50
35	Detalhe da transmissão por polias e correia.	56
36	Detalhe do eixo com rebaixo ou com redução de diâmetro.	57
37	Geometria das hastes de suporte da pá.	60
38	Afastamento entre hastes no cubo do eixo motriz	66
39	Pontos de medição de velocidade em ensaios.	70
40	Situação do rotor Darrieus a eixo horizontal.	73
A1	Divisão do perfil NACA 0012.	79
7	Fatores de Correção de Tensões - Variações de Diam. e Entalhes	57
8	Aços Para Construção Mecânica	38
9	Coefficientes Majoradores de Momentos Em Eixos	32
10	Dados Para Dimensionamento de Lm Profótipo	66
11	Regras do Dimensionamento do Profótipo	67
A1	Coefficientes Aerodinâmicos - NACA 0012	77
A2	Coefficientes Dimensionais - NACA 0012	78
A3	Coefficientes Aerodinâmicos - NACA 0012	79

## LISTA DE TABELAS

		pág.
1	Dados Físicos das Microregiões do Estado do Amazonas.	4
2	População do AM e Número de Centrais CEAM x Ponta de Carga.	4
3	Profundidade, Vazão e Velocidade de Alguns Pontos do Solimões-Amazonas.	12
4	Variações do Ângulo de Ataque Com $\lambda$ Para $\theta$ Constante.	34
5	Parâmetros de Posição das Pás.	35
6	Dados do Método Detalhado do DNAEE Para a Velocidade Média.	50
7	Fatores de Concentr. de Tensões - Variações de Diâm. e Entalhes.	57
8	Aços Para Construção Mecânica.	58
9	Coefficientes Majoradores de Momentos Em Eixos.	58
10	Dados Para Dimensionamento de Um Protótipo.	66
11	Resultados do Dimensionamento do Protótipo.	67
A1	Coefficientes Aerodinâmicos - NACA 0012.	77
A2	Coefficientes Dimensionais - NACA 0012.	78
A3	Coefficientes Aerodinâmicos - NACA 0018.	79

## SUMÁRIO

i	Folha de rosto.	10
ii	Resumo.	23
iii	Abstract.	26
iv	Dedicatória.	26
v	Agradecimentos.	26
vi	Simbologia.	28
xiv	Lista de figuras.	31
xvii	Lista de tabelas.	34
xviii	Sumário.	34
		pág.
1.	INTRODUÇÃO.	1
2.	A GERAÇÃO ELÉTRICA NA REGIÃO AMAZÔNICA.	3
2.1.	Alguns Aspectos Socioeconômicos.	3
2.2.	Alternativas Energéticas de Fonte Hidráulica.	6
2.3.	Breve Histórico da Conversão de Energia do Escoamento Livre.	7



	pág.
3. CONCEPÇÃO DO MOTOR HIDROKINÉTICO DARRIEUS.	10
3.1. Revisão Bibliográfica.	10
3.2. Descrição do Grupo Gerador Flutuante a Motor Darrieus Hidrocinético.	23
4. HIDRODINÂMICA APLICADA AO MOTOR DARRIEUS.	26
4.1. Elementos da Teoria da Asa de Sustentação em Regime Permanente.	26
4.1.1. Correção de $C_a$ Para Envergaduras Finitas.	28
4.2. Análise Cinemática.	31
4.2.1. Análise da Variação de $\lambda$ ao Longo da Trajetória.	34
4.3. Esforços Hidrodinâmicos Desenvolvidos na Pá em Regime Permanente.	36
4.3.1. Resultante Máxima na Direção Normal.	37
4.3.2. Momento Torsor Atuando no Eixo Longitudinal da Pá.	38
4.4. Relação Entre as Velocidades da Corrente Não-Perturbada e no Interior do Volume de Controle do Rotor.	39
4.5. Potência e Análise do Número de Pás do Rotor.	41
4.5.1. Potência Hidráulica Teórica.	41
4.5.2. Potência Útil do Motor.	43
4.5.3. Análise do Número de Pás.	44

	pág.
4.6. Momentos Transversais ao Rotor de Três Pás.	47
4.7. Parâmetros Para Dimensionamento do Comprimento Máximo e da Corda Máxima da Pá.	49
4.8. Critério de Verificação Expedida da Cavitação nas Pás de Rotores confinados .	51
4.9. Semelhança Aplicada ao Motor Darrieus Hidrocinético.	52
5. ELEMENTOS DE CÁLCULO MECÂNICO DO ROTOR.	55
5.1. Transmissão Por Correia em $V$ .	55
5.2. Diâmetro do Eixo Motriz.	56
5.3. Pá Atuando Como Viga Isostática.	58
5.4. Hastes Submetidas à Tração e Flambagem Axial.	59
6. ROTEIRO DE DIMENSIONAMENTO HIDROMECHANICO DE MOTORES DARRIEUS HIDROKINÉTICOS DE TRÊS PÁS.	62
6.1. Dimensionamento Hidrodinâmico.	62
6.2. Dimensionamento Mecânico.	64
6.3. Exemplo de Dimensionamento de Um Protótipo.	66
7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.	68
7.1. Conclusões.	68
7.2. Recomendações	69
7.3. Monitoração do Protótipo.	73

	pág
8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.	74
Apêndice A. <u>Dados Aerodinâmicos e Geométricos dos Perfis NACA 0012 e NACA 0018.</u>	77
1. PERFIL NACA 0012.	77
. Momento de inércia.	78
2. PERFIL NACA 0018.	79
Apêndice B. <u>Conjunto de Equações Para Determinação da Potência Azimutal.</u>	80
1. EQUAÇÃO GERAL DO TERMO VARIÁVEL DA POTÊNCIA AZIMUTAL.	80
2. ÂNGULOS PARA $z = 2$ .	80
3. ÂNGULOS PARA $z = 3$ .	80
4. ÂNGULOS PARA $z = 4$ .	80
5. ÂNGULOS PARA $z = 5$ .	81
Apêndice C. <u>Programa Para Dimensionamento de Rotores Darrieus de Três Pás.</u>	82

## 1. INTRODUÇÃO

Uma discussão tecnológica sobre geração elétrica de fonte hidráulica na Amazônia passa necessariamente pela questão de como converter o potencial abundante à porta dos povoados, com mínimos custos ambientais e de investimento, ajustados à realidade sociocultural e técnica existentes, sem falsas concessões ao diletantismo das visões de mundo ambientalistas. A resposta natural é o aproveitamento da *correnteza* dos rios.

É nesse contexto que a tecnologia *hidrocinética* se mostra viável. Particularmente, a Amazônia é esparsamente ocupada por povoados cujas dimensões se ajustam bem à implementação de sistemas atendidos basicamente por esta tecnologia, em conjunto com a atual, *dieselétrica*.

Dentre as concepções em desenvolvimento, a turbina Darrieus tem potencial para implantação mais rápida, porque a sua construção não requer técnicas apuradas. Isto se deve à simplicidade geométrica de suas pás retas, que convertem energia pela rotação em torno e paralelamente ao eixo motriz. Uma característica importante, é que esta máquina tem aplicação em uma larga faixa de velocidades da água, independentemente do sentido em que esta a ataca, podendo mesmo trabalhar confinada, como as turbinas convencionais, no caso, aproveitando quedas baixíssimas, que aquelas não o conseguem. E também, podendo ser empregadas no aproveitamento de energia de marés, no lado Oriental da Amazônia.

O capítulo 2 desta dissertação apresenta um panorama geral da situação do parque elétrico do interior amazonense, visando mostrar que há muitos povoados cujos tamanhos são propícios para turbinas Darrieus. Este capítulo também justifica historicamente o surgimento, não só da Darrieus, como também, da turbina hidrocinética tipo hélice.

No capítulo 3 apresentam-se os frutos da pesquisa bibliográfica sobre o assunto, listados no capítulo 8, que é novo no País, portanto escasso. Por este motivo, são apresentados alguns resultados experimentais *eólicos*. Porém, como esta dissertação é teórica, só poucos desses resultados são usados a guiar o desenvolvimento. O motivo da inclusão de tantas referências é contribuir com suas compilações e servir como fonte para estudos posteriores. Ao fim deste capítulo apresenta-se o grupo-gerador Darrieus, objeto da dissertação, concebido com os resultados pesquisados nas referências.

É no capítulo 4 onde aparecem as maiores contribuições desta dissertação. Em particular, destacam-se: correlações para os coeficientes de sustentação e arrasto válidos para o perfil NACA 0012 adotado; análise do comportamento cinemático de uma pá nos quatro quadrantes da trajetória, adotando-se a simbologia clássica das máquinas de fluxo para representação das velocidades na pá; adoção de um resultado analítico da teoria das máquinas eólicas, permitindo obter relações dimensionais úteis para dimensionamento do diâmetro do rotor; expressões simples para o cálculo da potência produzida pelo rotor, a partir de suas características hidrodinâmicas, um processo diferente do usual, que parte de coeficientes experimentais para isto; análise quantitativa do número ideal de pás e suas implicações com as dimensões do rotor; critério para dimensionamento do comprimento máximo e corda máxima das pá. São avaliados os valores máximos dos esforços de momentos e forças nas pás, úteis para projeto; e relações de semelhança, como contribuição para trabalhos experimentais.

O capítulo 5 compila fórmulas para predimensionamento mecânico de componentes. Neste caso, não são consideradas particularizações específicas de projetos de detalhamento, aquém do escopo desta dissertação.

Todos os resultados dos capítulos 4 e 5 são usados no capítulo 6 para compor o roteiro de dimensionamento de turbinas Darrieus, transmissão e flutuadores, subdividido em roteiro hidrodinâmico e mecânico. No primeiro, como a corda da pá deve obedecer a duas restrições (relação de aspecto e número de Reynolds da pá), este componente é dimensionado em duas iterações. A título de exemplo, é apresentado o cálculo de um protótipo.

Conclusões, recomendações construtivas e sugestões para a monitoração de protótipos são dados no capítulo 7. Importa atentar para a discussão do rendimento que deve ser considerado nas experimentações com estes.

Aos apêndices foram deixados os elementos coadjuvantes dos desenvolvimentos. No A, estão as tabelas com os coeficientes de sustentação e arrasto dos perfis NACA 0012 e 0018, uma tabela com elementos geométricos do NACA 0012 e a formulação / dedução de uma fórmula sintética para o momento de inércia do NACA 0012 em função da corda. No B, as expressões que foram usadas na item 4.5.3. (número de pás) são mostrados com suas variações para números de pás de 2 a 5. E no C, tem-se o programa computacional em linguagem Pascal escrito para o roteiro do capítulo 6.

## 2. A GERAÇÃO ELÉTRICA NA REGIÃO AMAZÔNICA

### 2.1. Alguns Aspectos Socioeconômicos.

O atual quadro da oferta de energia na Amazônia não capacita a região ao cenário econômico dos próximos anos. Sendo um verdadeiro subcontinente da América do Sul, com baixíssima densidade ocupacional, os problemas com a estrutura dos sistemas de geração dos municípios isolados que foram introduzidos não garantem confiabilidade, devido as grandes distâncias para transporte de combustível às centrais.

Em torno da calha do rio Solimões-Amazonas a região é uma planície. A maior parcela populacional na Amazônia se distribui segundo esse eixo, a via de transporte natural. A par disso, os centros urbanos são distantes entre si.

No Estado do Amazonas, 48,4 % da população de 2,103 milhões de habitantes [1] são atendidos pela *Centrais Elétricas do Norte do Brasil S.A. - ELETRONORTE*, concentrados nas áreas urbanas de Manaus e Presidente Figueiredo. Considerando-se um território de  $1,578.10^6$  [Km<sup>2</sup>], percebe-se que as distâncias entre municípios, atendidos pela *Companhia Energética do Amazonas S.A. - CEAM*, e cuja população são os 51,6 % restantes, são muito grandes. Este quadro aparece na tab. 1, com dados de distância, potência atual instalada do sistema *CEAM* [2], população e densidade populacional [1], das microregiões estaduais.

Na tab. 2 tem-se a distribuição da população e do número de centrais por classe de ponta de carga do sistema *CEAM*. Estas distribuições são mostradas nos gráficos das figs. 1 e 2. Interessa observar que 28,9 % das usinas, que atendem 8,7 % da população, tem até 100 [KW] de ponta. Isto significa um número grande de centrais atendendo uma população pequena, e *vice-versa*. Então, considerando as grandes distâncias, aliadas à concentração do *PIB* estadual na Capital e à natureza *dieselétrica* do sistema *CEAM*, tem-se um cenário de alto custo de produção, com prejuízos crescentes para as comunidades mais distantes, principalmente aquelas do lado Ocidental do Estado.

Tab. 1. Dados Físicos das Microregiões do Estado do Amazonas.

<i>Microregiões</i>	<i>Distância Fluvial de Manaus (Km)<sup>(2)</sup></i>	<i>Potência CEAM (KW)</i>	<i>População Total (habitantes)</i>	<i>Densidade Populacional (hab. Km<sup>2</sup>)</i>
<i>Alto Solimões</i>	10.753	12.422	131.374	0,61
<i>Juruá</i>	14.598	7.792	91.264	0,74
<i>Purús</i>	6.914	8.878	112.750	0,44
<i>Madeira</i>	2.076	9.700	111.125	0,50
<i>Rio Negro (1)</i>	2.043	4.441	63.606	0,19
<i>Solim./Japurá</i>	4.520	15.300	157.738	0,80
<i>Médio Amaz.</i>	4.994	55.508	417.363	2,17
<i>total</i>	-	114.041	1.085.220	0,70

(1) exceto Manaus e Presidente Figueiredo.

(2) acumulado anual.

Fonte : [1 , 2].

Tab.2. População do AM e Número de Centrais CEAM x Ponta de Carga.

<i>Classes de Ponta (KW)</i>	<i>Código das Classes (1)</i>	<i>População (habitantes) (2)</i>	<i>Centrais (3)</i>	
			<i>núm.</i>	<i>%</i>
<i>≤ 50</i>	<i>A</i>	45.073	13	17,1
<i>51 - 100</i>	<i>B</i>	51.513	9	11,8
<i>101 - 150</i>	<i>C</i>	78.266	9	11,8
<i>151 - 200</i>	<i>D</i>	116.877	8	10,5
<i>201 - 300</i>	<i>E</i>	114.094	10	13,2
<i>301 - 500</i>	<i>F</i>	93.003	7	9,2
<i>501 - 1.000</i>	<i>G</i>	100.459	6	7,9
<i>1.001 - 2.000</i>	<i>H</i>	242.462	8	10,5
<i>2.001 - 4.000</i>	<i>I</i>	268.520	6	7,9
<i>total</i>	-	1.110.267	76	100

(1) Relativo às figs. 1 e 2; (2) Fig. 1; (3) Fig. 2;

Fonte : [2].

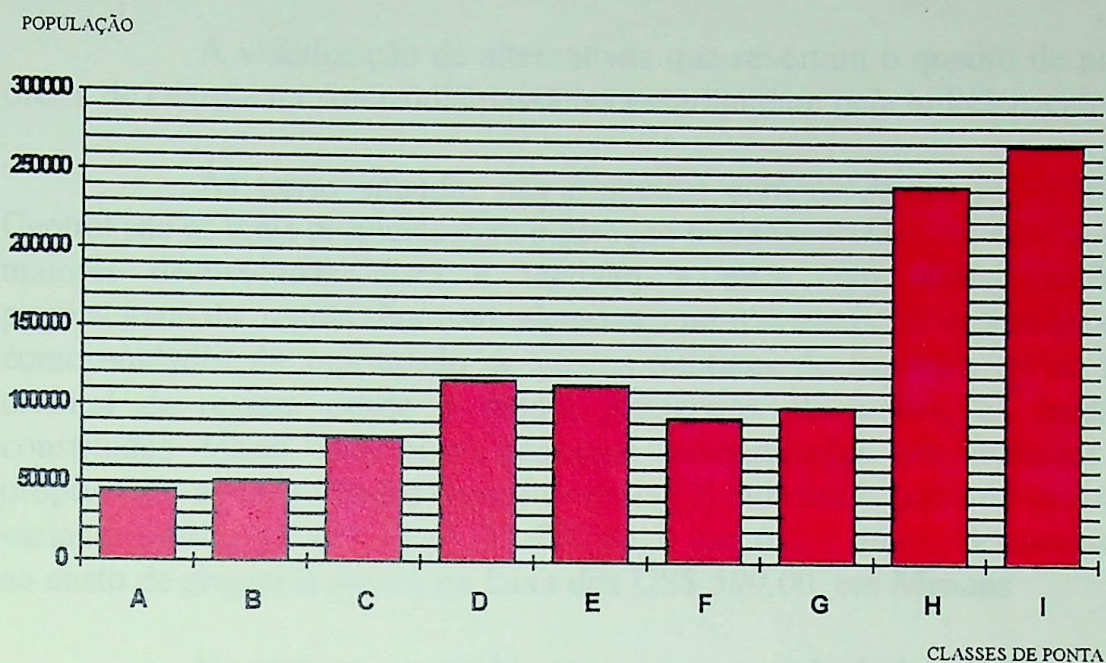


Fig. 1. Situação da oferta de potência à população do Amazonas pela CEAM.

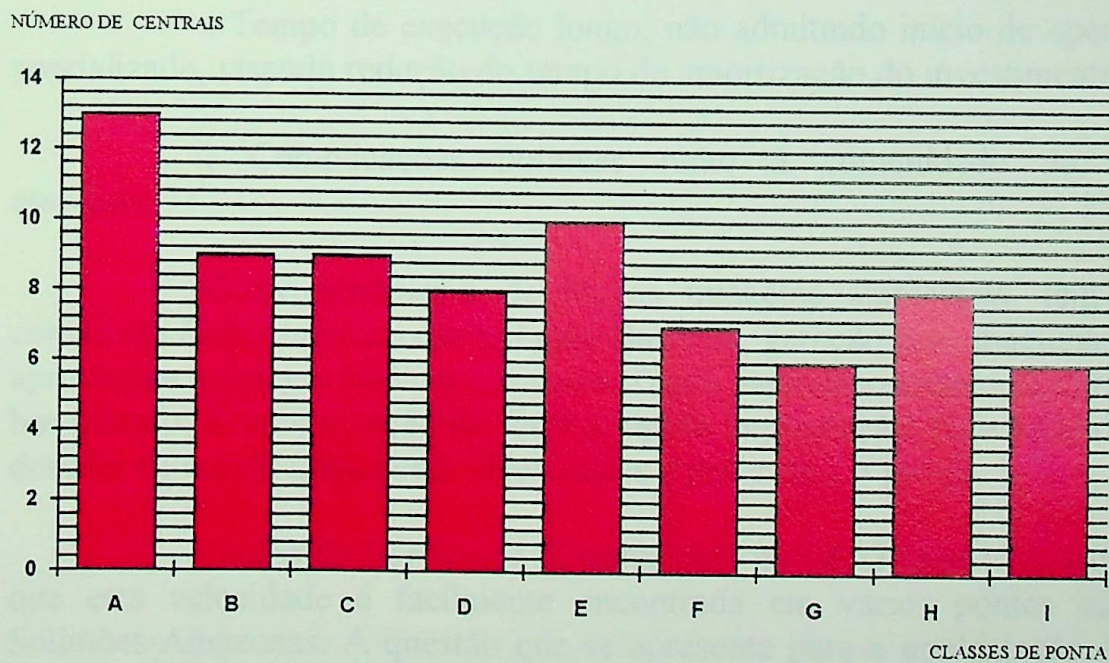


Fig. 2. Situação do número de centrais CEAM em relação à população.

## 2.2. Alternativas Energéticas de Fonte Hidráulica.

A viabilização de alternativas que revertam o quadro de pouca oferta de energia na Amazônia passa necessariamente pela hidreletricidade.

As terras situadas nas fronteiras com os Andes e o Planalto Central são as mais propícias para a geração hidráulica *clássica*, devido suas maiores declividades. Esta é também a área com maior rarefação populacional da região. Por isso, algumas micro centrais só se viabilizaram como unidades de suprimento de postos militares de fronteira. Já no lado oriental da região, desde o médio Amazonas até a foz, as unidades construídas visam abastecer pequenas comunidades ou fazendas de propriedade privada. Dados dessas centrais [3] indicam o custo do *quilowatt* variando entre US\$ 475,18 e US\$ 739,00, o que não é muito, se comparado ao custo de *grupos a diesel*, na faixa dos US\$ 500,00, em Manaus.

No entanto, os problemas com a geração hidráulica na região não são desprezíveis:

- . Custo global de obra elevado;
- . Tempo de execução longo, não admitindo início de operação parcializado, visando redução do tempo de amortização do investimento; e
- . Complicações políticas junto à comunidade do meio ambiente.

Como alternativa de baixos impactos ambientais, tem-se a *conversão hidrocínética* com turbinas Darrieus, geração com máquinas que aproveitam a energia cinética de cursos d'água, sem necessidade de obras de barramento. É uma solução de fácil e rápida implantação, para localidades dotadas de cursos d'água com velocidades a partir de 1,5 [m/s].

Dados de Harwood [7], transcritos na tab. 3 (pág.12 ), indicam que esta velocidade é facilmente encontrada em vários pontos do rio Solimões-Amazonas. A questão que se apresenta para a implantação dessa tecnologia de geração é a inexistência de estudos hidromecânicos na região, que permitam o cálculo, a construção e a experimentação de protótipos, e resultem em custos de instalação concorrentes com a hidreletricidade clássica.

### 2.3. Breve Histórico da Conversão de Energia do Escoamento Livre.

A invenção de dispositivos de conversão da energia de uma corrente de fluxo livre é tão antiga como as primeiras civilizações [4]. Antigas invenções remontam ao aproveitamento da energia dos ventos pelos egípcios, por volta de 2.800 AC, usando velas para auxiliar o trabalho escravo na moagem de grãos. Já em 700 DC, os persas começaram a usar máquinas de eixo vertical com pás segundo painéis planos conectados a este, que, sozinho, movia uma mó de trigo (fig. 3).

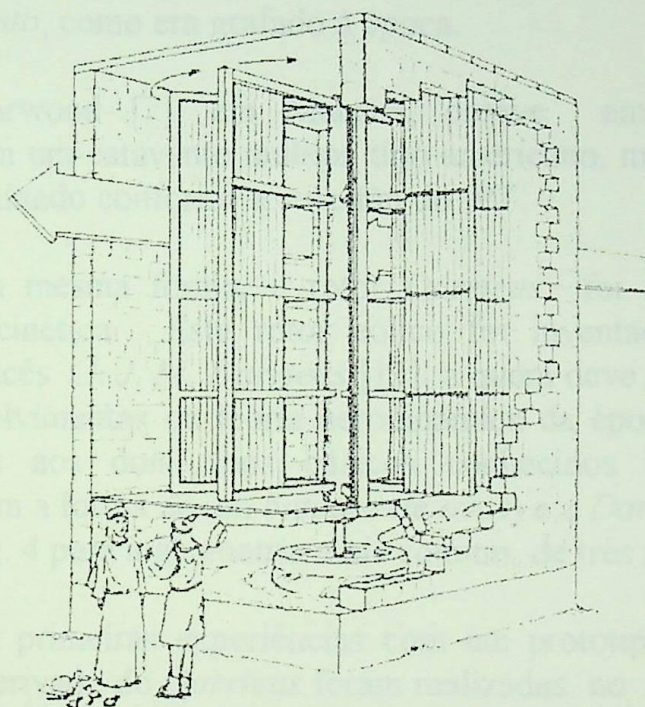


Fig. 3. Ilustração artística de um moinho de vento persa antigo, movendo uma mó de trigo [4].

Ao longo dos séculos, as concepções variaram em torno da posição do eixo, *vertical* ou *horizontal*, e da geometria das pás, por *hélice*, *superfícies planas* ou *curvas*, enfim, mas sempre sob o *paradigma eólico*.

Com o avanço da hidrodinâmica, surgiu no século 19 o aproveitamento hidrelétrico, a partir da invenção das rodas hidráulicas de ação ou reação, porém dependentes de uma queda hidráulica. A moderna geração de energia avançou enormemente graças a essas máquinas, com a

exploração intensiva dos recursos hídricos em todo o planeta. Isso, por sua vez, agregou aos problemas tecnológicos a restrição meio ambiente.

Surgiu então a necessidade de explorar a energia hidráulica na forma natural em que é disponível - escoando. Daí que, sob a inspiração das máquinas do meio eólico, começaram nos anos 80 as investigações com rotores hidrocínéticos assemelhados.

A primeira menção a essa idéia no Brasil foi feita em 1981, pelo *Instituto de Pesquisas Tecnológicas de São Paulo - IPT*, **apud** [7], sugerindo o termo *cata-água* para essas máquinas, derivado do equivalente eólico, *cata-vento*, como era grafado à época.

Harwood [7], em Manaus, obteve em 1983 resultados animadores com um catavento multipá tipo americano, modificado para uso n'água e denominado conforme a sugestão do IPT.

Da mesma forma, o rotor *Darrieus* foi a base para outra máquina hidrocínética. Este rotor eólico foi inventado em 1927, pelo engenheiro francês *G. J. M. Darrieus* [13], a quem deve o nome, baseando-se nos desenvolvimentos da teoria aerodinâmica da época. A evolução da máquina levou aos dois tipos básicos conhecidos hoje, o *Darrieus troposkien* ( com a forma de um *batedor de ovos*) e o *Darrieus de pás retas*, mostrado na fig. 4 para a geometria mais comum, de três pás.

As primeiras experiências com um protótipo hidrocínético de três pás retas derivado do *Darrieus* foram realizadas no *National Research Centre - NCR* do Canadá, no início dos anos 80 [15].

No Brasil, uma máquina semelhante à da fig. 4, inspirada nos resultados canadenses, foi construída por Silva Jr. e Oliveira [14], na Universidade de Brasília, em 1985.

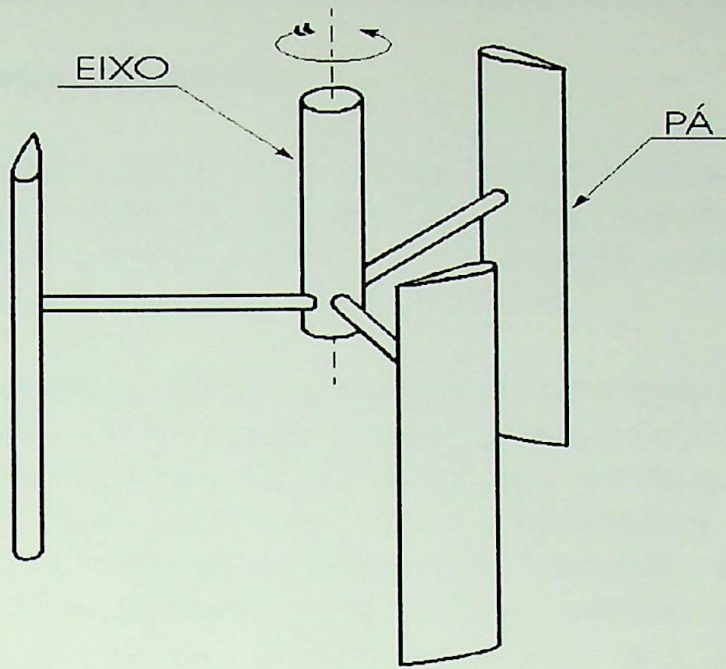


Fig. 4. Rotor Darrieus de três pás retas [16].

### 3. CONCEPÇÃO DO MOTOR HIDROCINÉTICO DARRIEUS.

#### 3.1. Revisão Bibliográfica.

As duas concepções que tiveram alguma investigação no Brasil são os rotores a hélice e o Darrieus. O motivo disso é que estas duas geometrias são as de de mais fácil associação às eólicas, no tocante às restrições dimensão e facilidade de instalação nos cursos d'água exploráveis.

No estado-da-arte atual, as pesquisas dos motores hidrocinéticos em todo o mundo usam elementos da teoria eólica adaptada para o meio hidráulico. Dessa forma, alguns trabalhos dos autores que aqui se relatam são relativos às máquinas eólicas. Outros pesquisados, são das hidrocinéticas a hélice, daí por que só alguns desses resultados são usados nesta dissertação, no capítulo 4, com o intuito de obter-se parâmetros comparativos e soluções para questões de engenharia do motor Darrieus. O motivo da inclusão neste trabalho de tantas referências, é contribuir com suas compilações.

Harwood [5] realizou experimentos no Amazonas com três tipos de rotores em 1980, feitos com materiais e peças simples, que tiveram o mérito de ordenar os melhores tipos quanto à eficiência de conversão. Os tipos, já ordenados, foram um *hélice* de seis pás, um *Savonius* feito de um tambor de 200 [l] cortado ao meio e uma *roda-d'água* de madeira. O autor apresenta seus resultados como nas figs. 5, 6 e 7, mas sem análises teóricas dos rotores.

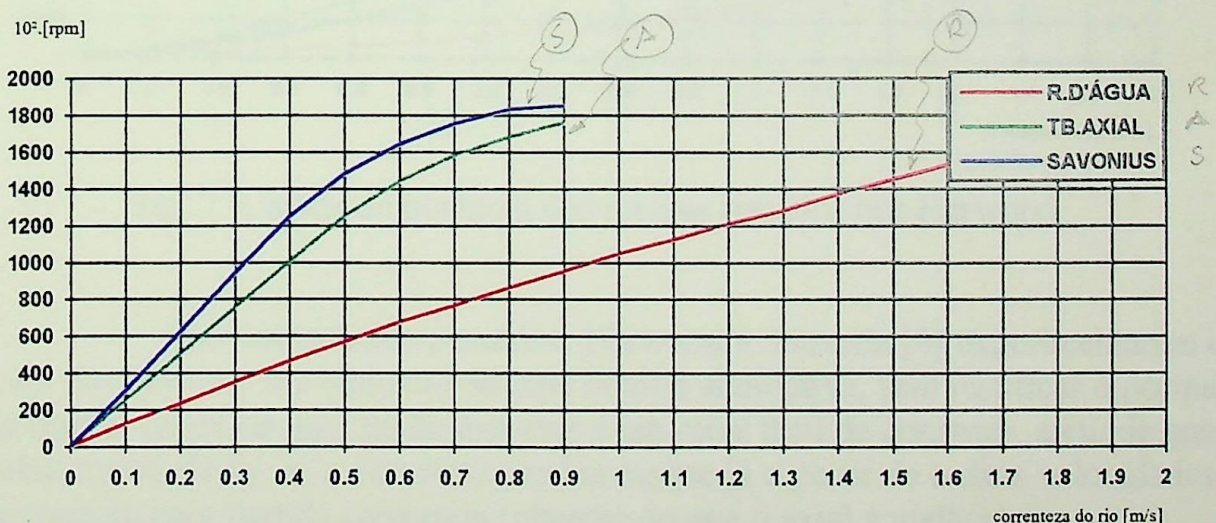


Fig. 5. Curvas de rotação dos rotores testados por Harwood.

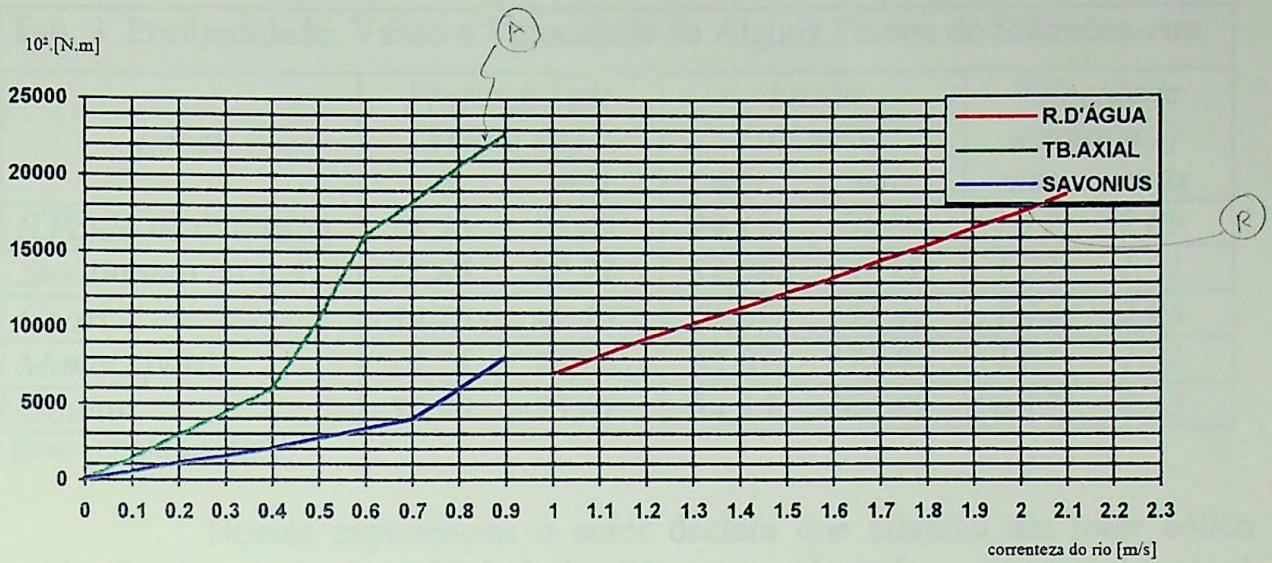


Fig. 6. Curvas de torque dos rotores testados por Harwood.

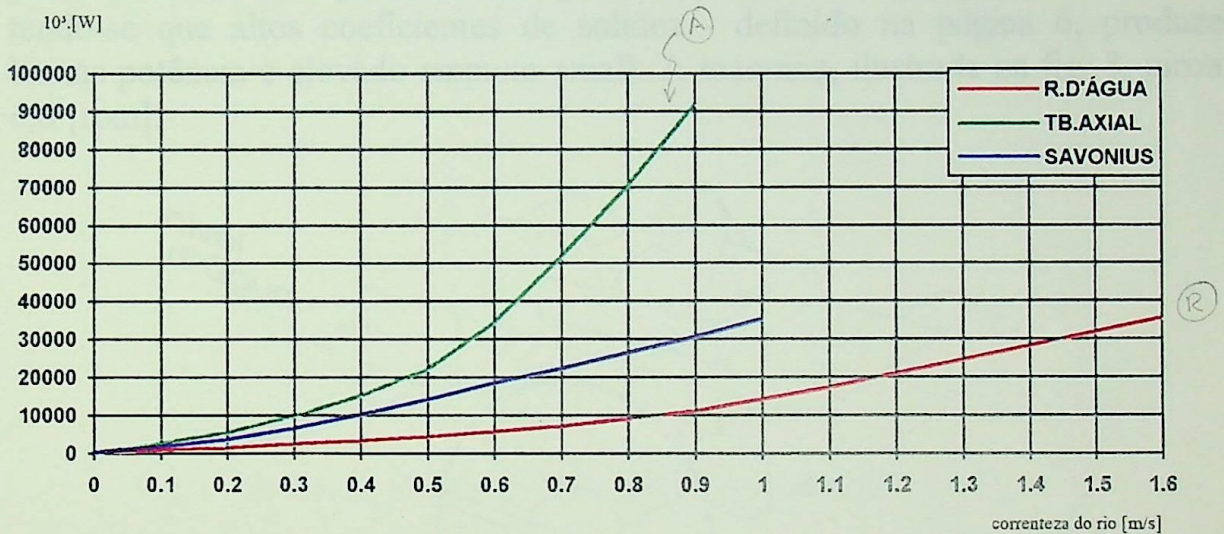


Fig. 7. Curvas de potência dos rotores testados por Harwood.

Em um trabalho posterior, Harwood e Almeida [6] experimentaram o rotor *Savonius* no acionamento de uma bomba alternativa, sem justificar o porquê da opção. Infere-se isso, tendo que este é um rotor fácil de construir, além de que, pelas curvas da fig. 6, o *Savonius* produz torque já a partir de baixas velocidades, necessário para partida carregada (observe-se que o axial é melhor).

Voltando o enfoque para a geração elétrica, Harwood [7] construiu o cata-água, suportado por *flutuadores*. Para tanto, levantou dados de alguns trechos do rio Solimões-Amazonas, que mostram velocidades aproveitáveis. A tab. 3 é uma transcrição desse levantamento.

Tab. 3. Profundidade, Vazão e Velocidade de Alguns Pontos do Solimões-Am.

Local	Profundidade Média (m)		Vazão ( $10^3 \cdot m^3/s$ )		Velocidade média (m/s)	
	min	máx	min	máx	min	máx
S. Paulo de Olivença	16,26	26,02	29,11	70,58	1,17	2,09
Sto. Antonio do Içá	13,85	22,21	32,86	80,55	1,22	1,71
Coarí	39,25	47,15	56,67	121,92	1,44	2,45
Manacapuru	19,28	28,60	63,89	173,89	1,01	1,91
Óbidos	39,90	55,01	84,35	266,89	0,75	2,15

Fonte : CPRM *apud* [7].

Nessas experiências o autor declara que adaptou um rotor eólico *multipá americano*, de 4,00 [m] de diâmetro, reduzindo o número de pás à metade. A necessidade da redução foi uma constatação experimental do autor, para incremento da potência na água, sem explicar o porquê (infere-se isso, tendo-se que altos coeficientes de solidez - definido na página 6, produzem baixas potência e elevado empuxo axial). A máquina, ilustrada na fig. 8, girou a 6,8 [rpm].

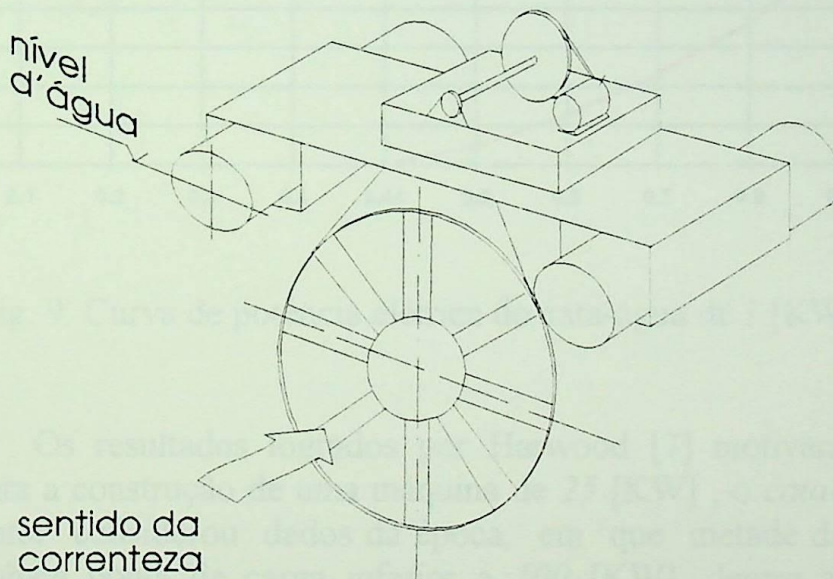


Fig. 8. Ilustração artística do cata-água de 1 [KW].

As contribuições de Harwood [7] mostram a *viabilidade técnica* da geração hidrocínética e apresentam as boas idéias *mecânicas* :

. **Transmissão de potência** : feita por corrente, disposta perifericamente no rotor, ao qual adaptou um anel estator, para uma engrenagem cujo eixo é comum a uma polia intermediária, e desta ao gerador, permitindo uma relação de multiplicação de velocidade de 265:1;

. **Mancal do rotor** : uso da madeira regional **Cumarú** (*Dipterix odorata*), a exemplo da indústria naval na Amazônia, que a emprega no mancal de ponta de eixos de hélices propulsoras de *rabeta*; e

. **Flutuadores** : por *seis* tambores de 200 [l], asseguram capacidade de suporte ao conjunto.

Harwood [7] estudou, também, a variação da potência elétrica versus a rotação do rotor, obtendo a curva da fig. 9. A máxima potência, 1 [KW], foi alcançada com correnteza de 1,1 [m/s], significando um rendimento total em torno de 6 %.

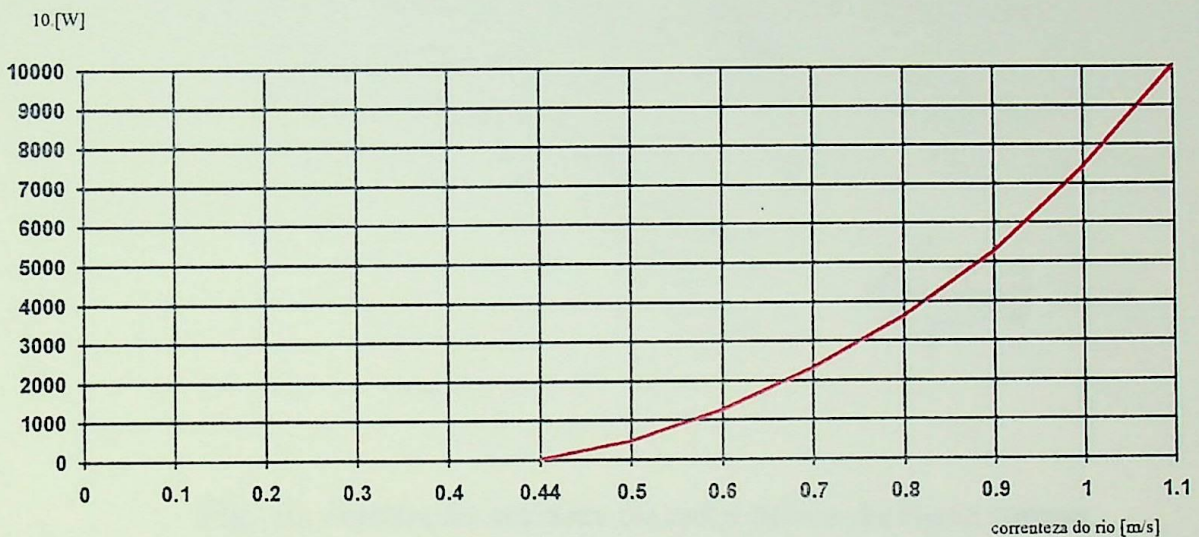


Fig. 9. Curva de potência elétrica do cata-água de 1 [KW].

Os resultados logrados por Harwood [7] motivaram-no a propor estudos para a construção de uma máquina de 25 [KW], o *cata-água municipal* [8]. O autor considerou dados da época, em que metade das 63 usinas da CEAM tinham ponta de carga inferior a 100 [KW], dentre as quais 18 não alcançavam os 50 [KW], de sorte que 25 [KW] permitiriam atender esse cenário, sob várias combinações em paralelo com o sistema dieselétrico atual. No entanto, esses estudos não chegaram a ser implementados. Como visto no item 2.1, a quantidade de centrais com até 100 [KW] de ponta caiu de 50 % para 29 %, mas, hoje, concentradas nos extremos *longínquos* da Amazônia. Nesses locais, as distâncias justificam uma alternativa de geração que não dependa da Capital para o fornecimento de combustível e de peças de reposição.

Projetos com rotor a hélice de maiores eficiências têm sido estudados fora do Brasil. Em Nova Iorque, EUA, a concessionária de energia

mantém sob testes uma unidade tripá [9,10,11,12], com 4,42 [m] de diâmetro, submersa 1,5 [m], sob a ponte *Roosevelt*, conforme a ilustração artística da fig. 10. Nesse ponto, o rio *Hudson* é um estuário cujas marés fazem sua velocidade variar até 2 [m/s], permitindo gerar em ambos os sentidos, alcançando 25 [KW]. O custo de investimento está entre US\$ 1.500,00 a US\$ 2.000,00 por *quillowatt*.

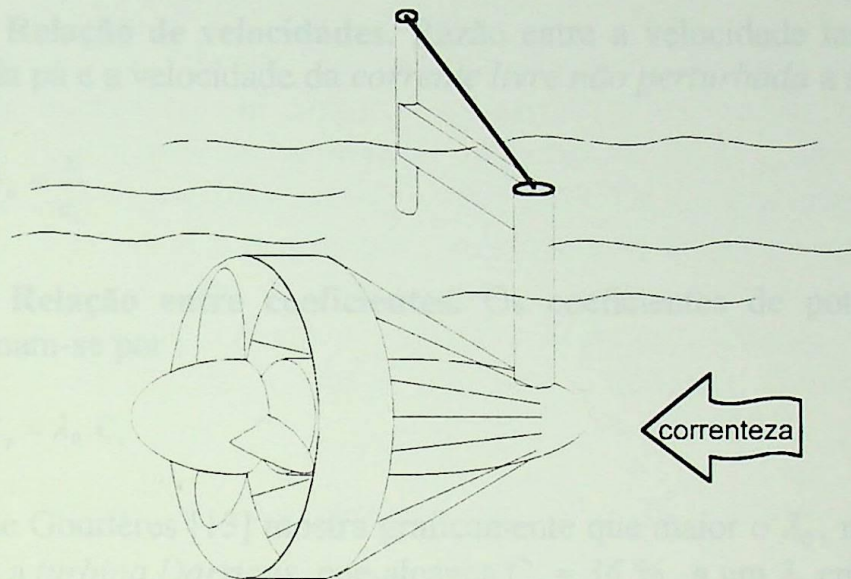


Fig. 10. Ilustração artística do rotor hélice de Nova Iorque.

Le Gourières [13] apresenta elementos da teoria das máquinas eólicas, que têm sido extendidas às hidrocínéticas. Neste sentido, tem-se os coeficientes para estudo de desempenho que seguem, onde os termos são dados na *simbologia*, pág. vi :

. **Coefficiente de potência, ou de performance.** Define-se como a relação entre a potência *gerada* pelo rotor, aqui considerada a potência hidráulica,  $P_h$ , definida no item 4.5.1, e a potência *disponível* na corrente. Desse modo, significa a eficiência de conversão do rotor :

$$C_p \equiv \frac{2 \cdot P_h}{\rho_a \cdot A_f \cdot c_1^3} \quad (1)$$

. **Coefficiente de torque.** É a relação entre o torque *desenvolvido* pelo rotor e a força *deslocada* pela corrente (pressão x área frontal) :

$$C_t \equiv \frac{2.T}{\rho_a \cdot A_f \cdot c_1^2} \quad (2)$$

. **Coeficiente de solidez.** É definido como a razão entre a área frontal *ocupada* pelas  $z$  pás, e a área frontal *varrida* pelo rotor :

$$\sigma \equiv \frac{z \cdot A_{pa}}{A_f} \quad (3)$$

. **Relação de velocidades.** Razão entre a velocidade tangencial da *extremidade* da pá e a velocidade da *corrente livre não perturbada* a montante :

$$\lambda_0 \equiv \frac{u}{c_1} \quad (4)$$

. **Relação entre coeficientes.** Os coeficientes de potência e de torque relacionam-se por :

$$C_p = \lambda_0 \cdot C_t \quad (5)$$

Le Gourières [13] mostra graficamente que maior o  $\lambda_0$ , maior o  $C_p$ , destacando-se a *turbina Darrieus*, que alcança  $C_p = 36\%$ , a um  $\lambda_0$  entre 5,5 e 6.

Também de interêsse fenomenológico, Le Gourières [13] expõe a *teoria de Betz*, que define o limite teórico para a conversão energética como sendo  $C_p = 16/27$ , ou 59,3%. Observa, porém, que o máximo prático, obtido pelos melhores aeromotores construídos, é de 60% a 70% do *limite de Betz*.

Silva Jr. e Oliveira [14] analisaram teoricamente e construíram uma máquina de três pás verticais Darrieus, adotando o perfil NACA 0018, com 1,5 [m] de altura por 1,5 [m] de diâmetro, que conseguiu girar com uma correnteza de 1,02 [m/s]. Os autores não mediram a potência no eixo.

A partir do triângulo de velocidades de uma pá qualquer, situada no primeiro quadrante da trajetória (fig. 24), Silva Jr. e Oliveira [14] fornecem a equação que segue, para o ângulo de ataque :

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{c_1 \cdot \operatorname{sen} \theta}{u + c_1 \cdot \operatorname{sen} \theta} = \frac{\operatorname{sen} \theta}{\lambda_0 + \operatorname{cos} \theta} \quad (6)$$

em que os autores adotam  $\lambda_0$  da definição (4). No item 4.2 mostra-se que o correto, teoricamente, na região de influência do volume de controle do rotor, é o

uso do coeficiente  $\lambda$ , definido para a velocidade da corrente no interior desse volume,  $c$ , que é menor que  $c_1$ . Também em 4.2, é apresentado uma análise completa da relação (6), para os quatro quadrantes da trajetória de uma pá.

Para que o ângulo de ataque não ultrapasse o estol do perfil NACA 0018, os autores tomaram  $\lambda_0 = 3$ . No item 4.2.1 mostra-se que a limitação de  $\lambda$  é necessária, mas não é correto considera-lo constante em toda a trajetória da pá. E que  $\lambda_0$  constante implica  $u$  constante, uma simplificação usual no meio eólico. Também com  $\lambda$  variável, ali é considerado  $u$  constante.

Silva Jr. e Oliveira [14] guiaram a escolha do perfil aerodinâmico pelo critério de estabelecer um termo de compromisso entre a rigidez estrutural da pá e um alto coeficiente de sustentação. A *corda* do perfil é dimensionada a partir do coeficiente de solidez assumido,  $\sigma = 0,50$ . Os autores observam ainda que maior o  $\sigma$ , mais elevado é o torque, mas que este recurso é limitado, pois leva em um valor muito baixo da relação entre o comprimento  $L$  e a corda  $c$  da pá, a *relação de aspecto*, reduzindo o coeficiente de sustentação. No item 4.5 mostra-se que a adoção de  $\sigma$  não é um bom critério de dimensionamento geométrico da pá.

O torque por pá é avaliado por Silva Jr. e Oliveira [14] pela expressão

$$T = \frac{1}{2} r \cdot \rho_a \cdot c \cdot L \cdot w^2 (C_s \cdot \sin \delta - C_a \cdot \cos \delta) \quad (7)$$

baseados na qual computam o torque do rotor pelo somatório de três expressões como (7), escritas para as três pás (em um dado instante, cada pá produz torque diferente de uma outra. O torque por rotação é computado em uma volta completa de uma das pás tomada como referência). Auxiliados por ensaio de um modelo em túnel de vento, os autores verificaram que o rotor não parte se alguma pá está na posição  $0^\circ$  (primeiro quadrante da trajetória da pá). Como solução para o inconveniente, investigam a adição de  $10^\circ$  ao ângulo construtivo das pás e concluem pela inviabilidade disso, porque ao aumento positivo do torque da pá sob escoamento de montante, corresponde um aumento negativo de outra sob escoamento de jusante, de sorte que, na média, o torque resulta ainda menor.

Como conclusão, Silva Jr. e Oliveira [14] avaliam a ocorrência de cavitação nas pás. Consideram que no ponto de descolamento da camada limite turbulenta, no extradorso da pá, surge uma depressão manométrica. Essa depressão *crítica* é o valor mais próximo da pressão de vaporização da água, que não chega a acontecer, porque, antes disso, a camada limite *descolada* penetra na corrente acima, onde reinam pressões positivas. A teoria recorre a uma

*transformação conforme* do perfil NACA 0018 em um cilindro, apesar de que, como na *teoria clássica* de Joukowski, desprezam a influência da camada limite na circulação do perfil. Então, assim concluem que, à meia altura de uma pá submersa,  $h_{1,2}$ , as velocidades médias dos cursos d'água brasileiros não são suficientemente próximas da velocidade de contorno do cilindro,  $v_c$ , responsável pelo decréscimo da pressão, a partir da identidade

$$\Delta p \leq \Delta p_{crit} \quad (8)$$

onde  $\Delta p = \frac{1}{2} \rho_a (w^2 - v_c^2)$  e  $\Delta p_{crit} = p_{vap} - (\rho_a \cdot g \cdot h_{1,2} + p_{at})$ .

em que  $w$  é a velocidade relativa à pá (itens 4.1 e 4.2). No item 4.8 propõe-se uma metodologia *empírica* para verificação da cavitação, que parte da manifestação do fenômeno para definir um coeficiente de avaliação recursível.

A potência é estimada por Silva Jr. e Oliveira [14] reduzindo o limite de Betz de 20 %, tomando por base estudos da Universidade de Nova Iorque *apud* [14], em que *aeromotores* calculados pela teoria de Glauert obtiveram, no máximo, 80 % daquele limite, pela expressão prática

$$P_h = 237 \cdot A_f \cdot c_1^3 = 474 \cdot P_{cl} \quad [\text{W}] \quad (9)$$

sendo  $P_{cl}$  a *potência da corrente livre*. No item 4.5 definem-se as potências e rendimentos. E no 7.2, sugere-se como obter a *útil*,  $P_u$  (de eixo), a partir de  $P_{cl}$ .

Davis e Swan [15] relatam resultados da empresa canadense *Nova Energy Ltd.*, com um rotor Darrieus de *três* pás retas verticais. Inicialmente, justificam o maior diâmetro, em geral, das máquinas hidrocínéticas, relativamente às turbinas hidráulicas clássicas, pela menor densidade energética da água sob escoamento livre. Em contrapartida, a concepção tipo Darrieus é a que apresenta menores custos de KW instalado, devido a sua simplicidade. Declaram que no Canadá e EUA inexistem inventários para quedas abaixo dos 2,0 m.

Os ensaios, feitos em canais do laboratório de hidráulica do *National Research Centre-NCR*, de *Ottawa, Canadá*, consistiram das situações :

. **Rotor submerso na corrente livre.** Nesta situação, as dimensões do rotor eram menores que as do canal. Os autores declaram que *três* pás forneceram os melhores resultados de conversão, torque de partida, menores flutuações de frequência de rotação e intervalo ideal de  $\lambda_0$  entre 2 e 5. Os resultados deste ensaio, como o *coeficiente de densidade de potência na área*

frontal  $k_1$  [KW/m<sup>2</sup>] e o coeficiente rotação.raio,  $k_2$  [rpm.m], em função da velocidade da corrente livre, estão nas figs. 12 e 13 (curvas “LIVRE”);

. **Rotor sujeito a uma carga dinâmica.** Pelos autores, os experimentos acima mostraram a potência crescendo com as dimensões do rotor tendendo às dimensões do canal. Isso induziu outros ensaios, dos modos :

1. Corrente livre em um canal convergente, sob três *relações de convergência*, definida como

$$R_c \equiv \frac{A_c}{A_m} \quad (10)$$

sendo  $A_c$  e  $A_m$  as seções *maior* e *menor* do canal, na fig. 11. Segundo os autores, os valores de  $A_m$  foram tais, que o rotor tomasse todo o seu vão e o *número de Reynolds* do canal variasse pouco. Declaram que o rotor impôs algum barramento à corrente, elevando sua potência junto com  $R_c$ . Os resultados desses ensaios estão também nas figs. 12 e 13, como curvas de  $k_1$  e  $k_2$  para três  $R_c$ .

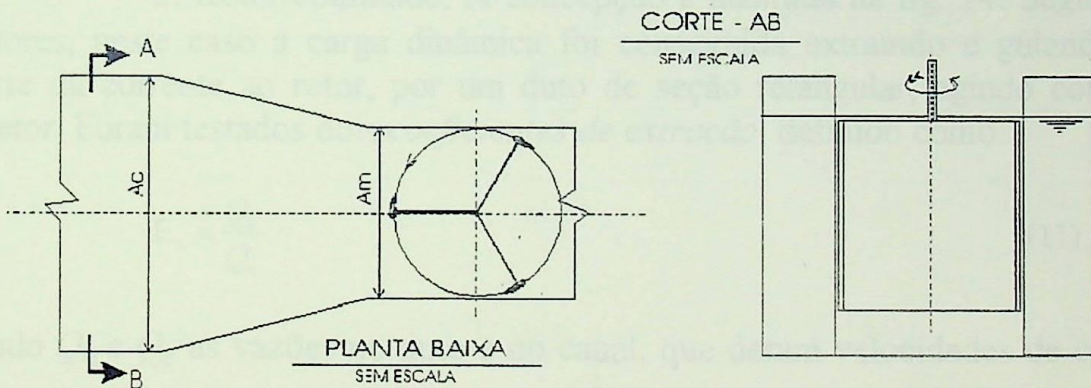


Fig. 11. Turbina submetida a corrente em canal convergente.

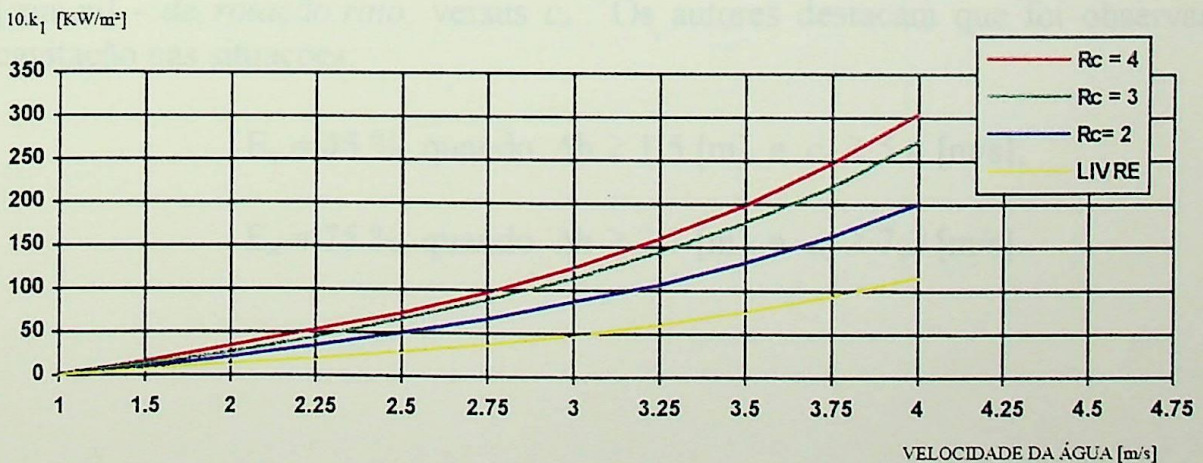


Fig. 12. Coeficientes de potência de correntes em canais.

Fig. 12. Coeficientes de potência de correntes em canais.

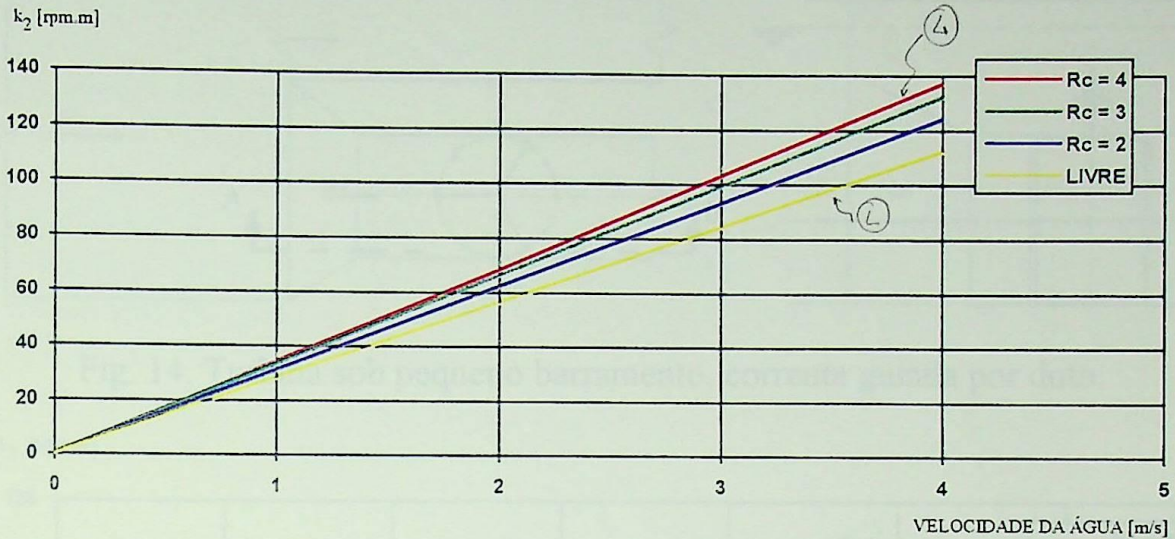


Fig. 13. Coeficientes de rotação de correntes em canais.

2. Rotor confinado. A concepção é ilustrada na fig. 14. Segundo os autores, neste caso a carga dinâmica foi conseguida extraindo e guiando uma parte da corrente ao rotor, por um duto de seção retangular, agindo como um injetor. Foram testados dois *coeficientes de extração*, definido como

$$E_x \equiv \frac{Q_d}{Q_c} \quad (11)$$

sendo  $Q_d$  e  $Q_c$  as vazões no duto e no canal, que deram velocidades de corrente confinada  $c_d$  e quedas dinâmicas  $\Delta h = \frac{c_d^2}{2.g}$ , crescendo juntos. As figs. 15 e 16 mostram os resultados, na forma dos coeficientes  $k_p$  [KW/m<sup>2</sup>] - *de potência*, e  $k_r$  [rpm.m] - *de rotação.raio*, versus  $c_d$ . Os autores destacam que foi observado cavitação nas situações:

.  $E_x = 45 \%$ , quando  $\Delta h \geq 1,5$  [m] e  $c_d \geq 5,4$  [m/s];

.  $E_x = 75 \%$ , quando  $\Delta h \geq 2,7$  [m] e  $c_d \geq 7,2$  [m/s].

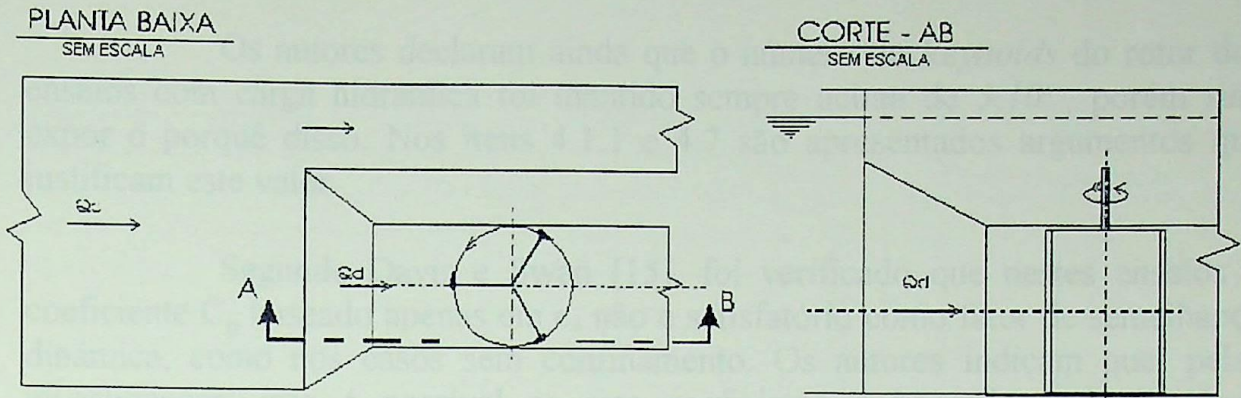


Fig. 14. Turbina sob pequeno barramento, corrente guiada por duto.

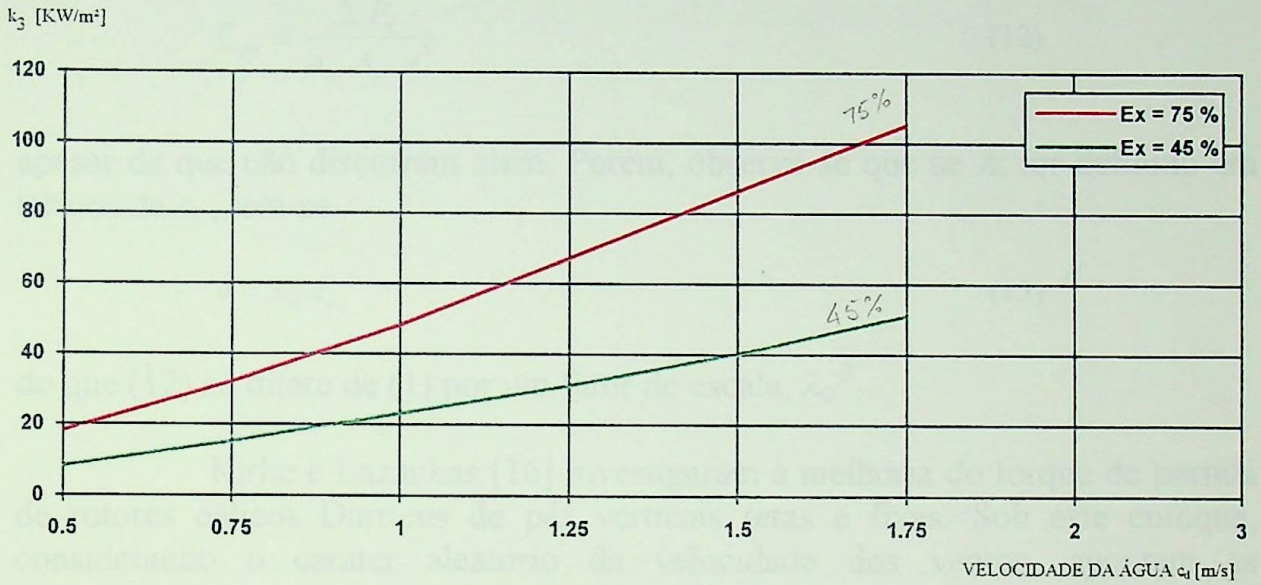


Fig. 15. Coeficientes de potência de correntes barradas.

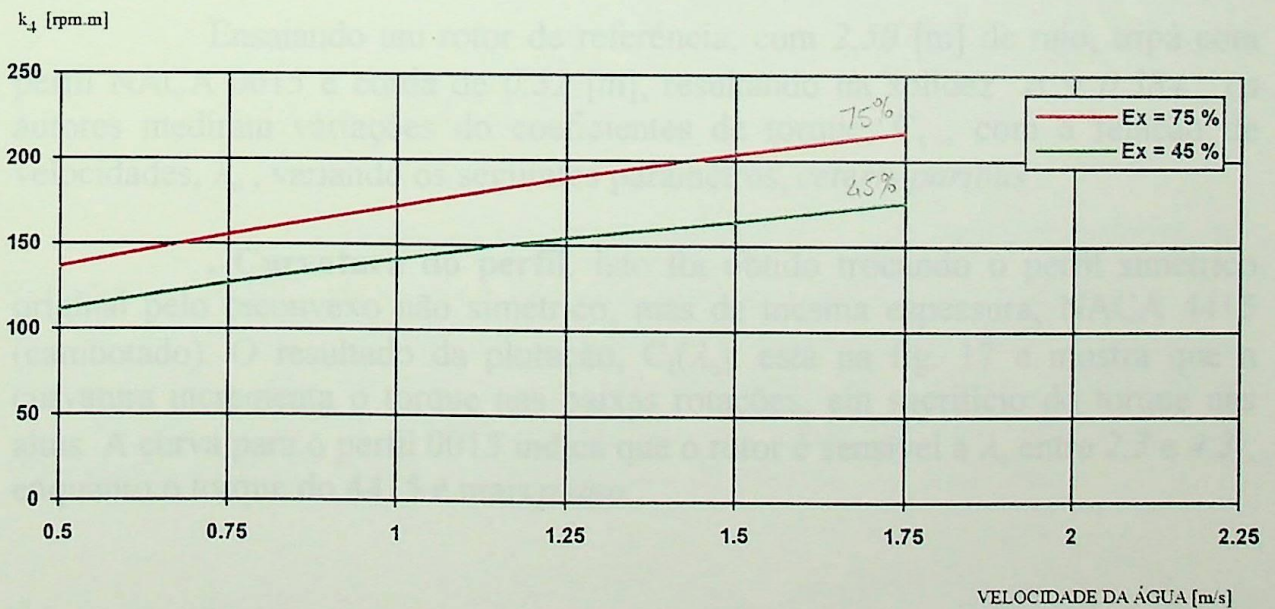


Fig. 16. Coeficientes de rotação de correntes barradas.

Os autores declaram ainda que o número de *Reynolds* do rotor dos ensaios com carga hidráulica foi mantido sempre acima de  $3.10^6$ , porém sem expor o porquê disso. Nos itens 4.1.1 e 4.7 são apresentados argumentos que justificam este valor.

Segundo Davis e Swan [15], foi verificado que nestes ensaios o coeficiente  $C_p$  baseado apenas em  $c_d$  não é satisfatório como fator de semelhança dinâmica, como nos casos sem confinamento. Os autores indicam que, pelas investigações, isso é possível se este coeficiente é baseado na velocidade tangencial das pás, como seja

$$C_{pu} \equiv \frac{2 \cdot P_h}{\rho_a \cdot A_f \cdot u^3} \quad (12)$$

apesar de que não discorrem além. Porém, observe-se que se  $\lambda_0$  for definido em termos de  $c_d$ , tem-se

$$u = \lambda_0 \cdot c_d \quad (13)$$

do que (12) só difere de (1) por um fator de escala,  $\lambda_0^{-3}$ .

Kirke e Lazaukas [16] investigaram a melhoria do torque de partida de rotores eólicos Darrieus de pás verticais retas e fixas. Sob este enfoque, considerando o caráter aleatório da velocidade dos ventos, apontam as desvantagens típicas dessas máquinas: perda de torque na partida e em baixas rotações e tendência ao disparo sob ventos de alta velocidade.

Ensaio um rotor de referência, com 2,50 [m] de raio, tripá com perfil NACA 0015 e corda de 0,32 [m], resultando na solidez  $\sigma = 0,384$ , os autores mediram variações do coeficientes de torque,  $C_t$ , com a relação de velocidades,  $\lambda_0$ , variando os seguintes parâmetros, *ceteris paribus*:

. **Curvatura do perfil.** Isto foi obtido trocando o perfil simétrico original pelo biconvexo não simétrico, mas de mesma espessura, NACA 4415 (cambotado). O resultado da plotação,  $C_t(\lambda_0)$ , está na fig. 17 e mostra que a curvatura incrementa o torque nas baixas rotações, em sacrifício do torque nas altas. A curva para o perfil 0015 indica que o rotor é sensível a  $\lambda_0$  entre 2,3 e 4,3, enquanto o torque do 4415 é mais *plano*.

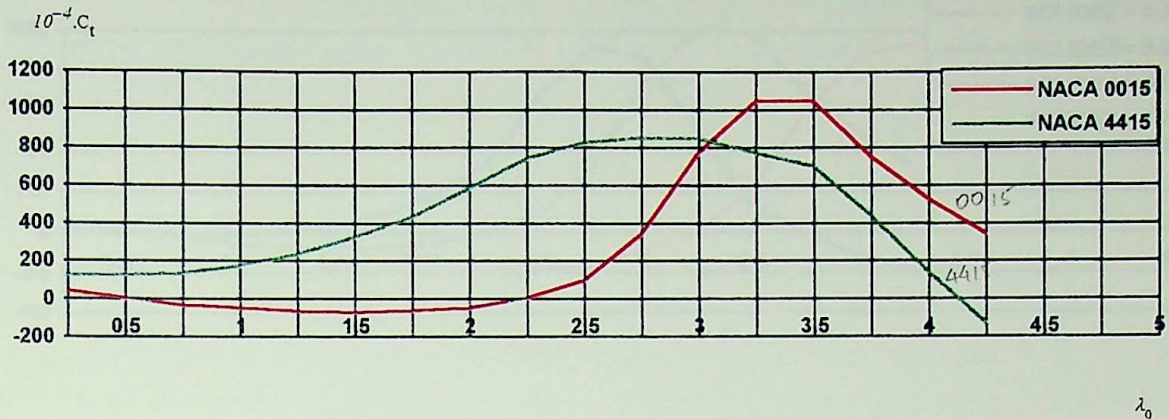


Fig. 17. Mudanças no torque devido à curvatura do perfil.

. **Espessura do perfil.** Foram testados os perfis simétricos NACA 0012, 0018 e 0021, resultando elevação do torque com a espessura para todo  $\lambda_0$ , como mostrado na fig. 18.

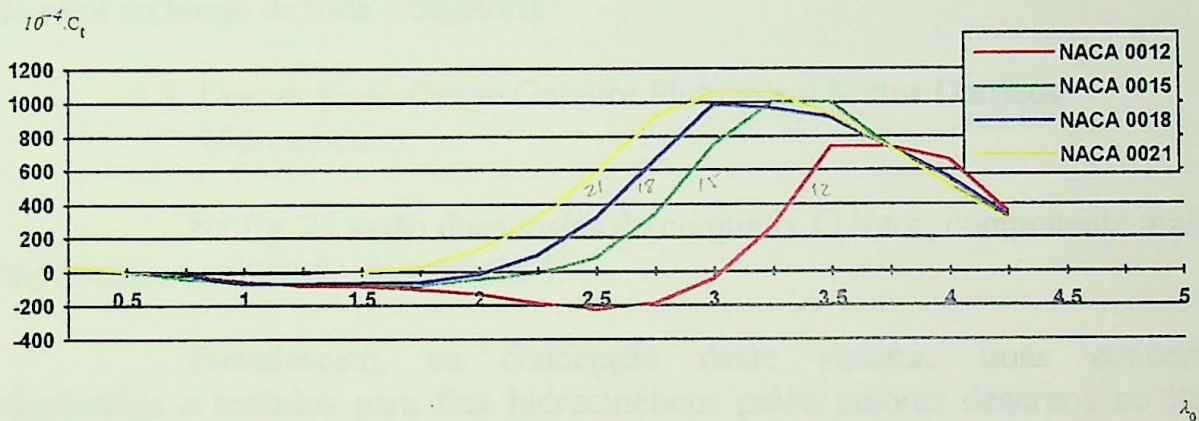


Fig. 18. Mudanças no torque devido à espessura do perfil.

. **Solidez.** Os autores consideram  $\sigma' = \frac{z \cdot c}{r}$ , portanto o dobro da definição (3). Então, variações foram conseguidas alterando a corda das pás do rotor de referência. O torque cresce com  $\sigma'$  e inversamente a  $\lambda_0$ . A solidez original mostrou-se a de máximo  $C_t$ . Os resultados estão na fig. 19. No item 4.5.3 mostra-se que  $\sigma$  deve ser limitado ao valor em que não promova interferência danosa das pás de montante nas de jusante, em cada giro do rotor.

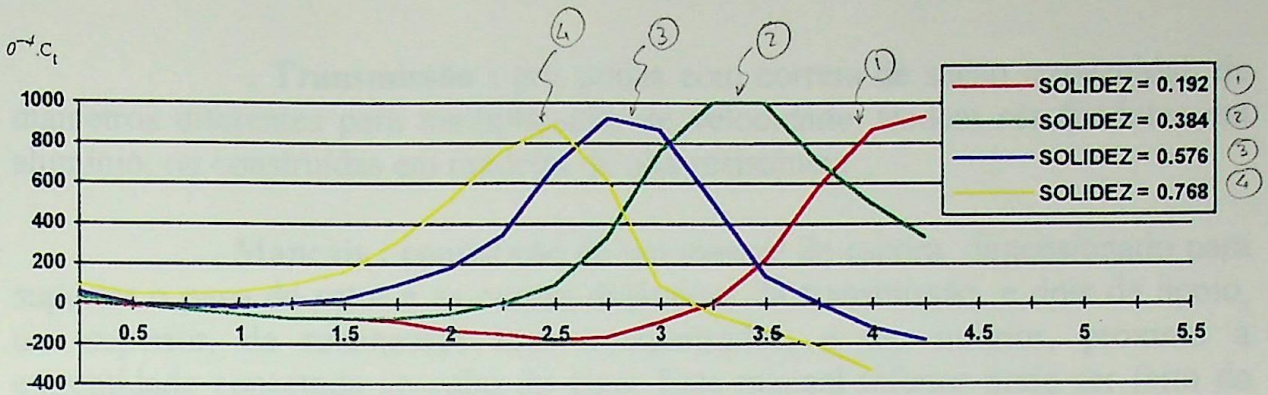


Fig. 19. Mudanças no torque devido à solidez.

Kirke e Lazaukas [16] destacam que, em todas estas opções analisadas, não foi criado torque suficiente para capacitar o rotor à partida carregado. Por isso, sugerem o recurso de dotar o rotor de um mecanismo que varie ciclicamente o ângulo construtivo das pás, tal que cresça nas posições onde o ângulo de ataque é muito baixo, e vice-versa. O ideal, como afirma Zervos (1984), *apud* Kirke e Lazaukas [16], seria manter o ângulo de ataque próximo ao de estol ao longo de toda a trajetória.

### 3.2. Descrição do Grupo Gerador Flutuante a Motor Darrieus Hidrocinético.

Na fig. 21 estão duas vistas do conjunto. O rotor, componente mais importante, é analisado no capítulo 4.

Prevalescem, na concepção deste sistema, bons conceitos idealizados e testados para fins hidrocinéticos pelos autores descritos no item anterior, tendo como meta a simplicidade construtiva.

Suscintamente, o conjunto compõe-se de :

- . **Pás** : construídas em madeira leve da região, com acabamento impermeabilizante. A fixação das peças de suporte das hastes deve prever o uso de prisioneiros vazantes na madeira, devendo haver estruturação para isto. A superfície das pás não deve ser áspera ou irregular, de forma a minimizar o arrasto ;

- . **Hastes de ligação** : de modo a assegurar a melhor rigidez estrutural com o menor arraste hidrodinâmico, estas peças devem ser construídas com *barras-chata* de aço nas máquinas menores e tubo estrutural nas maiores ;

. **Transmissão** : por polias com correia de seção trapezoidal, de diâmetros diferentes para multiplicação de velocidade. Podem ser fundidas em alumínio, ou construídas em madeira de alta resistência ;

. **Mancais** : consistirão de um mancal de escora, dimensionado para suportar o peso do rotor e as cargas dinâmicas da transmissão, e dois de apoio, um superior, de rolamentos auto compensados, e um inferior, próximo à extremidade conectada ao cubo do eixo. Este mancal inferior pode ser feito da madeira regional **Cumarú** (*Dipterix odorata*), como no cata-água de Harwood [7]. A experiência naval da Amazônia demonstra que a própria água lubrifica e refrigera o mancal. A outra opção, que deve ser experimentada para avaliações de custo ao longo do tempo, é o uso de rolamento antes da selagem ;

. **Carenagem do eixo** : tem a finalidade de isolar o eixo do contato com a água. Pode ser feito com chapas finas de aço galvanizado, fibra de vidro, ou mesmo madeira impermeabilizada. Se não utilizado mancal de *cumarú* na extremidade cônica, prevê-se a necessidade de selagem, que pode ser obtida por gaxetas grafitadas convencionais ;

. **Plataforma** : concebida prioritariamente como uma *balsa* flutuante, servindo a um grupo operando com corrente em escoamento livre, para aproveitamentos de pequena potência. Nos casos de aproveitamentos de cursos d'água com barramento, a turbina não é montada em uma plataforma, mas numa carcaça de confinamento dotada de um injetor a montante, de modo a convergir o escoamento à largura do rotor. Como forma de redução de peso e de custos, os flutuadores podem ser tambores de 200 [l]. Visando *leveza*, a estrutura da balsa deve ser *treliçada*, à base de cantoneiras e revestida com chapas de compensado de 3 [mm], ou chapas finas de aço galvanizado. Também o injetor e a carcaça podem ser construídos assim, desde que ambos tem seção retangular ; e

. **Ancoragem** : para o grupo gerador do tipo flutuante, podem ser usadas quatro poitas no fundo do curso d'água, ligadas por estaios tensionados às extremidades da plataforma. Nos grupos montados junto a pequenos barramentos, a instalação da turbina segue a forma clássica dos aproveitamentos hidrelétricos, no interior de uma casa de máquinas.

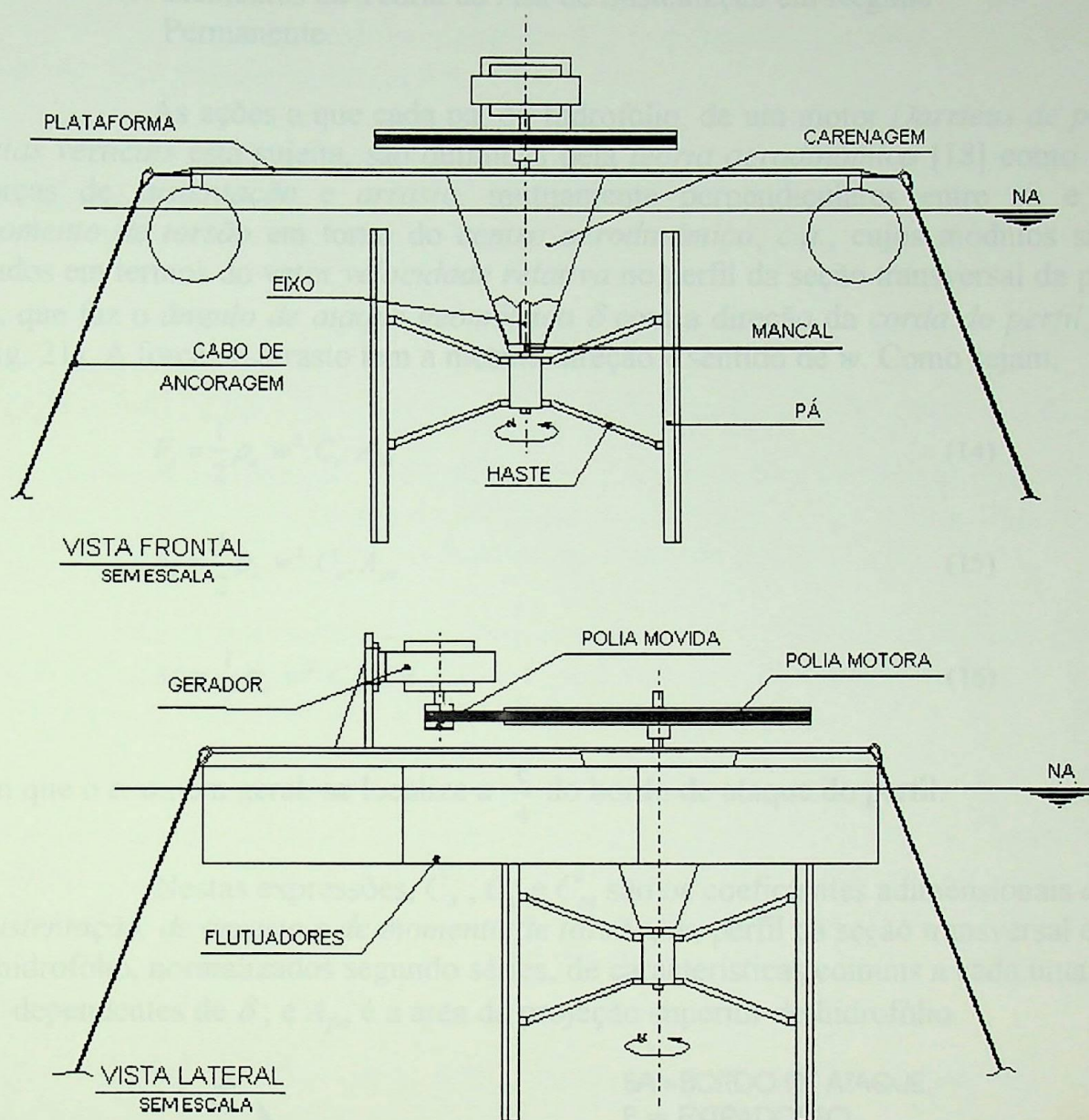


Fig. 20. Grupo gerador Darrieus hidrocínético flutuante.

#### 4. HIDRODINÂMICA APLICADA AO MOTOR DARRIEUS.

##### 4.1. Elementos da Teoria da Asa de Sustentação em Regime Permanente.

As ações a que cada pá, ou hidrofólio, de um motor *Darrieus de pás retas verticais* está sujeita, são definidas pela *teoria aerodinâmica* [18] como as forças de *sustentação* e *arrasto*, mutuamente perpendiculares entre si, e o *momento de torsão* em torno do *centro aerodinâmico*, *c.a.*, cujos módulos são dados em termos do vetor *velocidade relativa* no perfil da seção transversal da pá,  $w$ , que faz o *ângulo de ataque geométrico*  $\delta$  com a direção da *corda do perfil*,  $c$  (fig. 21). A força de arrasto tem a mesma direção e sentido de  $w$ . Como sejam,

$$F_s = \frac{1}{2} \rho_a \cdot w^2 \cdot C_s \cdot A_{pá} \quad (14)$$

$$F_a = \frac{1}{2} \rho_a \cdot w^2 \cdot C_a \cdot A_{pa} \quad (15)$$

$$M = \frac{1}{2} \rho_a \cdot w^2 \cdot C_m \cdot c \cdot A_{pá} \quad (16)$$

em que o *c. a.*, em geral, se localiza a  $\frac{c}{4}$  do bordo de ataque do perfil.

Nestas expressões,  $C_s$ ,  $C_a$  e  $C_m$  são os coeficientes adimensionais de *sustentação*, de *arrasto* e de *momento de torsão*, do perfil da seção transversal do hidrofólio, normalizados segundo séries, de características comuns a cada uma, dependentes de  $\delta$ ; e  $A_{pá}$  é a área da projeção superior do hidrofólio.

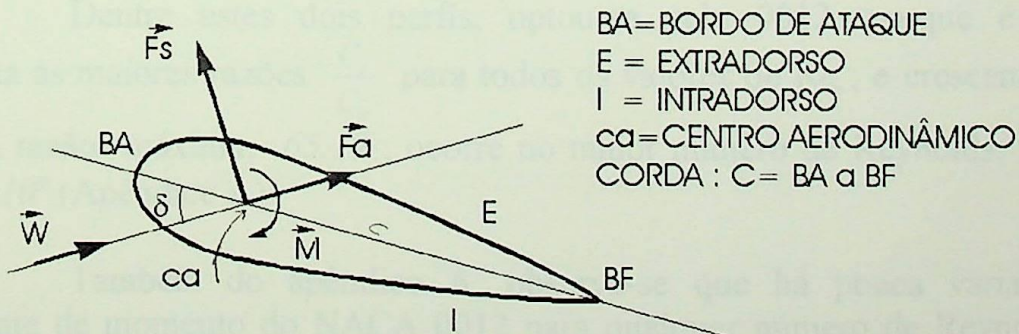


Fig. 21. Ações hidrodinâmicas atuantes numa seção da pá.

As interações entre uma pá do rotor Darrieus, que descreve uma *trajetória circunferencial*, e a corrente hidráulica, cuja trajetória é *retilínea* (item 4.2), levam à adoção de perfis aerodinâmicos *simétricos*, que admitem a criação

de forças de sustentação e arrasto em ambas as faces do perfil, o *extradorso* e o *intradorso*, indistintamente.

O perfil a adotar para projeto das pás do rotor Darrieus de pás retas verticais, deve atender às condições :

1. Facilidade construtiva. Neste sentido, a série NACA 4 dígitos simétrica é a escolhida, porque qualquer dimensão desta série é diretamente proporcional à corda, que coincide com a linha média do perfil ;

2. Maior razão entre as forças de sustentação e arrasto,  $\frac{F_s}{F_a}$ . Esta razão é a mesma que  $\frac{C_s}{C_a}$ , e serve como uma *indicação* de quão *eficaz* é o perfil na produção de sustentação. Em geral,  $C_s$  e  $C_a$  crescem com a *espessura* do perfil,  $e$ , com o *número de Reynolds* do escoamento,  $Re_c$  (item 4.7), e com o ângulo de ataque, a partir de  $0^\circ$ .  $C_s$  atinge o máximo no chamado ponto de *estol* ; e

3. Maior benefício na relação entre a *rigidez estrutural* do hidrofólio e sua espessura, otimizando o suporte aos *esforços mecânicos* impostos e a construção com materiais de baixo custo.

Os perfis NACA 0012 e 0018 atendem a estas condições. Suas características dimensionais e coeficientes  $C_s(\theta)$ ,  $C_a(\theta)$  e  $C_m(\theta)$  são dados no apêndice A [17], obtidos em ensaios com um aerofólio de comprimento, ou *envergadura*, infinita, para alguns números de Reynolds, com acabamento superficial *liso*. Os números 12 e 18 significam a espessura máxima de cada um deles, em *porcentos* da corda.

Dentre estes dois perfis, optou-se pelo 0012, porque é o que apresenta as maiores razões  $\frac{C_s}{C_a}$  para todos os valores de  $Re_c$ , e crescentes com estes. A razão máxima,  $65,19$ , ocorre no maior número de Reynolds,  $2,4.10^6$ , sob  $\delta = 10^\circ$  (Apêndice A).

Também do apêndice A, observa-se que há pouca variação no coeficiente de momento do NACA 0012 para qualquer número de Reynolds, de modo que pode-se tomar o valor médio  $C_m \cong 0,01$ .

Os coeficientes de sustentação e arrasto do NACA 0012 podem ser obtidos com precisão satisfatória pelas correlações que seguem, ajustadas aos dados do apêndice A.

.  $Re_c = 1,7 \cdot 10^5$  :

$$C_s = 0,04 + 0,0906\delta - 0,0001858\delta^3 \quad (0^\circ \leq \delta \leq 11^\circ) \quad (17)$$

.  $Re_c = 3,3 \cdot 10^5$  :

$$C_s = 0,03 + 0,0934\delta - 0,0001834\delta^3 \quad (0^\circ \leq \delta \leq 11^\circ) \quad (18)$$

$$C_a = 0,0099 - 0,00002\delta + 0,0000101\delta^3 \quad (0^\circ \leq \delta \leq 10^\circ) \quad (19)$$

.  $Re_c = 6,5 \cdot 10^5$  :

$$C_s = 0,01 + 0,1\delta - 0,000004\delta^{3,95} \quad (0^\circ \leq \delta \leq 11^\circ) \quad (20)$$

$$C_a = 0,0104 + 0,00017\delta + 0,0000104\delta^3 \quad (0^\circ \leq \delta \leq 11^\circ) \quad (21)$$

.  $Re_c = 1,3 \cdot 10^6$  :

$$C_s = 0,01 + 0,1089\delta - 0,0000848\delta^{3,01} \quad (0^\circ \leq \delta \leq 15^\circ) \quad (22)$$

$$C_a = 0,0094 + 0,00031\delta + 0,0000035\delta^{3,17} \quad (0^\circ \leq \delta \leq 15^\circ) \quad (23)$$

.  $Re_c = 2,4 \cdot 10^6$  :

$$C_s = 0,01 + 0,1\delta - 0,000024\delta^{2,2} \quad (0^\circ \leq \delta \leq 15^\circ) \quad (24)$$

$$C_a = 0,0102 - 0,000039\delta^{0,8} + 0,000011\delta^{2,89} \quad (0^\circ \leq \delta \leq 15^\circ) \quad (25)$$

#### 4.1.1. Correção de $C_a$ Para Envergaduras Finitas.

Pela teoria de *Lanchester-Prandtl* [18], resulta do comprimento *finito* do hidrofólio o surgimento de vórtices que se projetam das extremidades, consequentes da soma de uma *circulação transversal* com um vórtice distribuído ao longo da envergadura. O efeito dessa combinação é *induzir* no perfil um componente da *velocidade relativa*,  $w_l$ , na direção vertical, como ilustrado na fig. 22. Isto equivale ao hidrofólio ser atacado pela corrente com a velocidade relativa numa linha de ação *torsida* do *ângulo induzido*  $\delta_l$ , da direção ideal, sob  $\delta$  relativo ao hidrofólio *infinito*. Como a força de sustentação é normal ao vetor  $w$ ,

também resulta torsida de  $\delta_l$ . A consequência da torsão da força  $F_s$  é o incremento do arrasto, pelo surgimento do componente  $F_{a_l}$ . Ou seja,

$$F_a^* = F_a + F_{a_l} \quad (26)$$

ou ainda,

$$C_a^* = C_a + C_{a_l} \quad (27)$$

$$\delta^* = \delta + \delta_l \quad (28)$$

respectivamente, o coeficiente de *arrasto total* e o ângulo de *ataque virtual*, com que o perfil *enxerga* a corrente.

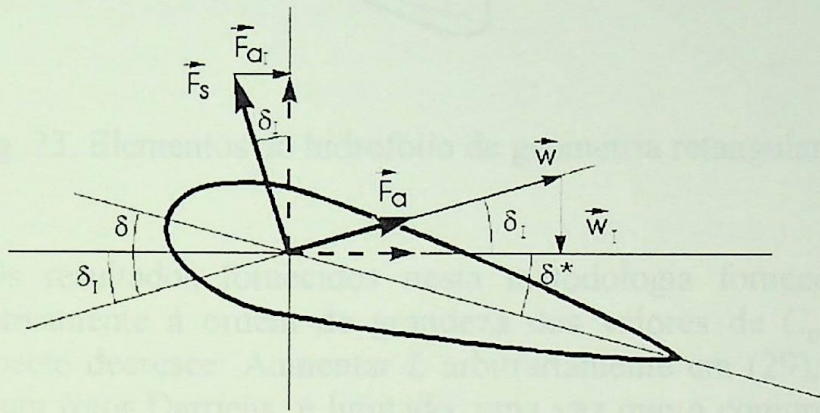


Fig. 22. Efeitos da envergadura finita do hidrofólio.

O procedimento clássico para incluir tais efeitos consiste [28] em determinar  $C_s$  para o ângulo geométrico, o que equivale a considerar  $\delta_l$  adicionado ao ângulo de ataque virtual, para compensação. E com  $C_s$ , calcula-se  $C_{a_l}$ , pela *relação de Prandtl* [18,19]

$$C_{a_l} = \frac{C_s^2}{\pi \cdot A} \quad (29)$$

onde  $A \equiv \frac{L^2}{A_{pa}}$  é a *relação de aspecto* do hidrofólio que, no caso da *geometria retangular*, aqui considerada (fig.23), reduz-se ao quociente entre a envergadura e a corda,  $\frac{L}{c}$ . A equação (29) foi obtida para aerofólios submetidos a *carga de sustentação elíptica*, distribuída ao longo do comprimento. Mas serve como estimativa na maioria dos casos reais, que têm distribuição variando entre a

retangular e a elíptica [18]. Nos aerfólios de geometria retangular, o maior desvio do elíptico está nas pontas, onde a carga apresenta alguma sinuosidade [19].

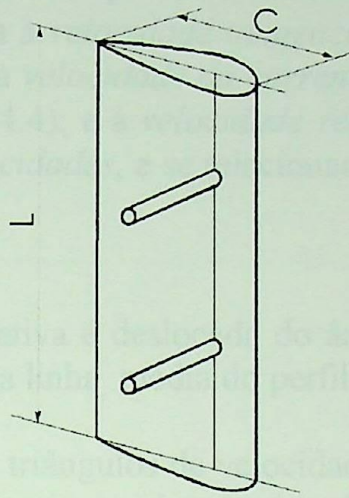


Fig. 23. Elementos do hidrofólio de geometria retangular.

Os resultados fornecidos nesta metodologia fornecem  $Ca^*$  muito elevados, relativamente à ordem de grandeza dos valores de  $C_a$ , conforme a relação de aspecto decresce. Aumentar  $L$  arbitrariamente em (29), como recurso de projeto de um rotor Darrieus, é limitado, uma vez que o comprimento da pá é uma variável dependente da profundidade do curso d'água (item 4.7) e de questões mecânico-estruturais (item 5.3).

De acordo com a teoria aerodinâmica, as melhores *relações de aspecto* estão entre 4 e 7, quanto ao critério do perfil possuir *maiores*  $C_s$ , com *baixos* ângulos de ataque [19]. Arbitrariamente, aqui se adota o valor 7.

Números de Reynolds acima de  $10^6$  pouco influem em  $C_s$  e em  $C_a$ , como se verifica pelos dados do perfil NACA 0012, no apêndice A. Numa larga faixa de  $\delta$ , ambos os coeficientes são um pouco *melhores* no maior  $Re_c$ . Isto concorda com os resultados da teoria da *camada limite de Prandtl* [19], quanto à redução do *arrasto de forma*, como decorrência da maior *troca de quantidade de movimento* no interior dessa camada. Por este motivo, aqui se considera que o rotor Darrieus opera *nominalmente* com o  $Re_c$  de  $2,4 \cdot 10^6$ , onde se tem as melhores características do perfil NACA 0012.

## 4.2. Análise Cinemática.

Cada pá reta vertical do rotor Darrieus descreve uma trajetória circunferencial, imersa num campo de velocidades retilíneo. Em regime permanente, a pá é submetida à *velocidade tangencial*  $\mathbf{u} = \omega \times \mathbf{r}$ , cujos direção e sentido variam ciclicamente; à *velocidade da corrente livre no interior do volume de controle do rotor*  $c$  (item 4.4); e à *velocidade relativa* do fluxo na pá  $\mathbf{w}$ ; que definem um *triângulo de velocidades*, e se relacionam *vetorialmente* por

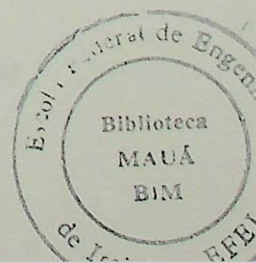
$$\mathbf{c} = \mathbf{u} + \mathbf{w} \quad (30)$$

A velocidade relativa é deslocada do ângulo de ataque  $\delta$ , da direção tangencial, que coincide com a linha média do perfil (fig.24).

Existem infinitos triângulos de velocidade ao longo da corda do perfil (porque o raio de giração varia ao longo desta). No entanto, considerando desprezíveis as variações na velocidade tangencial decorrentes dos diferentes raios dos pontos de aplicação desses triângulos, haja vista a pequena dimensão da corda em relação à dimensão do raio de giração da pá, é assumido que o ponto de aplicação se dá no *c.a.*, de onde parte a haste de ligação da pá ao eixo do rotor.

Como  $\mathbf{u}$  é consequência do movimento produzido pelas forças hidrodinâmicas nas pás (item 4.3), que pelas expressões (14) e (15) dependem de  $\mathbf{w}$ , e esta varia de direção em uma volta da pá, Conclui-se por (30) que o módulo do vetor  $\mathbf{u}$  não é constante. Como simplificação, nesta dissertação é assumido o seu *valor médio*, que varia de direção, mas não em módulo.

Na fig. 24 ilustra-se uma mesma pá posicionada em pontos quaisquer em cada um dos quatro *quadrantes* de sua trajetória, com respectivos triângulos de velocidade. Em cada um destes pontos a pá se refere à origem trigonométrica pela *oordenada azimutal*  $\theta$ , positiva no sentido *levógiro*.



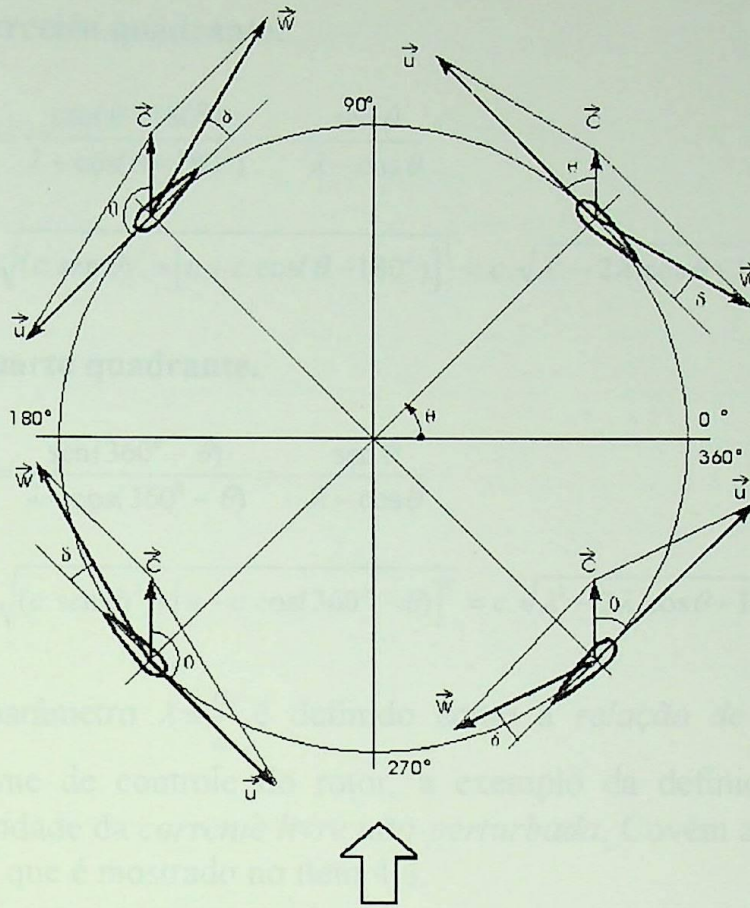


Fig. 24. Triângulos de velocidade de uma pá em cada quadrante.

Então, dos triângulos da fig. 24, obtém-se as relações que seguem, para  $\delta$  e para o módulo de  $w$ , em cada quadrante.

**. Primeiro quadrante.**

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{c \cdot \operatorname{sen} \theta}{u - c \cdot \cos \theta} = \frac{\operatorname{sen} \theta}{\lambda - \cos \theta} \quad (31)$$

$$w = \sqrt{(c \cdot \operatorname{sen} \theta)^2 + (u - c \cdot \cos \theta)^2} = c \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \theta + 1} \quad (32)$$

**. Segundo quadrante.**

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\operatorname{sen}(180 - \theta)}{\lambda + \cos(180^\circ - \theta)} = \frac{\operatorname{sen} \theta}{\lambda - \cos \theta} \quad (31a)$$

$$w = \sqrt{(c \cdot \operatorname{sen} \theta)^2 + [u + c \cdot \cos(180^\circ - \theta)]^2} = c \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \theta + 1} \quad (32a)$$

### . Terceiro quadrante.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\operatorname{sen}(\theta - 180^\circ)}{\lambda + \cos(\theta - 180^\circ)} = -\frac{\operatorname{sen} \theta}{\lambda - \cos \theta} \quad (33)$$

$$w = \sqrt{(c \cdot \operatorname{sen} \theta)^2 + [u + c \cdot \cos(\theta - 180^\circ)]^2} = c \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \theta + 1} \quad (32a)$$

### . Quarto quadrante.

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\operatorname{sen}(360^\circ - \theta)}{\lambda - \cos(360^\circ - \theta)} = -\frac{\operatorname{sen} \theta}{\lambda - \cos \theta} \quad (33a)$$

$$w = \sqrt{(c \cdot \operatorname{sen} \theta)^2 + [u - c \cdot \cos(360^\circ - \theta)]^2} = c \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \theta + 1} \quad (32a)$$

O parâmetro  $\lambda \equiv \frac{u}{c}$  é definido como a *relação de velocidades* no interior do volume de controle do rotor, a exemplo da definição (4), de  $\lambda_0$ , adotando a velocidade da *corrente livre não-perturbada*. Convém antecipar,  $\lambda_0 < \lambda$  porque  $c_1 > c$ , o que é mostrado no item 4.4.

Destas expressões, segue-se que  $\delta$  e  $w$  são sempre *positivos* para todo  $\theta$ . Então, como generalização, valem

$$\delta = \left| \operatorname{arctg} \left( \frac{\operatorname{sen} \theta}{\lambda - \cos \theta} \right) \right| \quad (34)$$

$$w = c \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos \theta + 1} \quad (35)$$

para todo o intervalo  $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$ .

A configuração dos triângulos de velocidades dos quatro quadrantes permite concluir que a velocidade  $w$  alcança módulos maiores no 2º. e no 3º. quadrante; e, conforme as relações (14), (15) e (16), as ações hidrodinâmicas na pá são diretamente proporcionais a  $w^2$ . Ou seja, relativamente ao sentido de rotação da pá, a *semicircunferência* da trajetória de  $0^\circ$  a  $180^\circ$  é simétrica à de  $180^\circ$  a  $360^\circ$  (em ambas, alternam-se um valor alto e um baixo de  $w$ ).

#### 4.2.1. Análise da Variação de $\lambda$ ao Longo da Trajetória.

A relação (34) indica que  $\lambda$  não se mantém constante ao longo de uma rotação, porque  $\delta$  e  $\theta$  variam. Por exemplo, mantendo-se  $\theta = 75^\circ$ , o azimute onde ocorre o máximo  $\lambda$  para  $\delta = 15^\circ$  (estol do perfil NACA 0012), e variando-se  $\lambda$  *arbitrariamente* entre 2 e 7 em (34), a tab. 4 mostra que  $\delta$  decresce.

Tab. 4. Variações do Ângulo de Ataque Com  $\lambda$  Para  $\theta$  Constante.

$\lambda$	$\delta$	$\theta$
2	29,01	75
3	19,41	75
4	14,48	75
5	11,51	75
6	9,55	75
7	8,15	75

Estes valores de  $\lambda$  devem ser interpretados de duas formas :

1. Tendo que a velocidade varia desde a partida do rotor,  $\lambda$  passa progressivamente por estes valores, até atingir a rotação nominal; e

2.  $\lambda$  não é constante ao longo dos  $360^\circ$  de uma rotação da pá.

A situação 1, *sempre* ocorrendo, significa que a baixas velocidades (baixos  $\lambda$ ) os ângulos de ataque que as pás assumem são muito superiores aos de estol do perfil. Logo, é uma situação transitória desfavorável. Neste sentido, tem-se os estudos experimentais de Kirke e Lazaukas [16], que mostram o perfil NACA 0012 só gerando torque positivo para valores de  $\lambda_0$  entre 3,2 e 4,25 , conforme a fig. 18 ( $C_t \times \lambda_0$ ).

Em regime permanente de operação, a situação 2 significa que, para a rotação variando,  $\lambda(\theta)$  varia. Esta situação é considerada nesta dissertação. Para tanto, tem-se que nos quadrantes 2 e 3 é onde estão as maiores  $w$ . Então, é onde também os  $C_t$  são maiores. Disso, considerando, no interior da trajetória, a *aproximação* para a relação de velocidades  $\lambda \approx \lambda_0$  , foram determinados na fig. 18 os valores de  $C_t$  e de  $\lambda$  que devem corresponder aos de  $w$  nas posições azimutais mostradas na fig. 25 (lado esquerdo). Num mesmo instante, cada pá isoladamente assume valores diferentes para  $\lambda$ . Aqui se está considerando que *as pás* assumem os valores referidos, conquanto cada pá sofre a ação inercial das demais.

Infere-se, portanto, que de  $0^\circ$  a  $360^\circ$  (fig. 25 - lado esquerdo) o rotor *caminhe* ciclicamente na curva  $C_t \times \lambda$  do perfil NACA 0012 da fig. 18, segundo a seqüência cíclica *A-B-C-D-A*, como se indica no lado direito da fig. 25 (fig. 18 repetida). Os resultados desta análise comparativa estão na tab. 5.

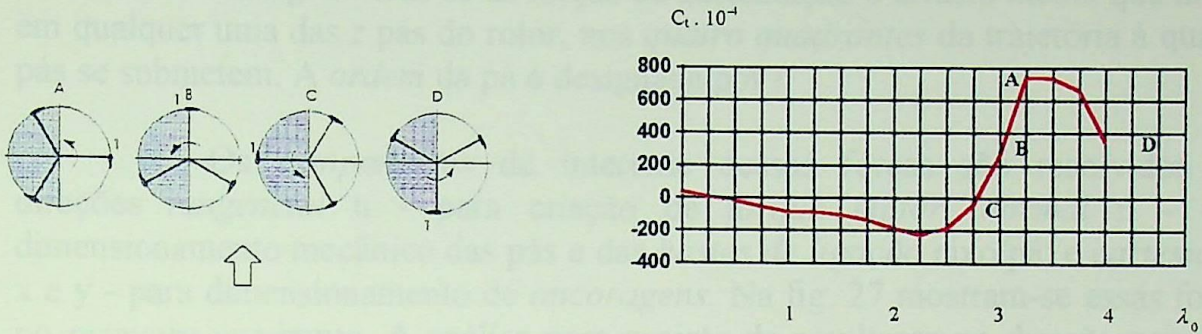


Fig. 25. Posições das pás na trajetória e na curva  $C_t \times \lambda$  (NACA 0012).

Tab. 5. Parâmetros de Posição das Pás.

Posição da pá 1	$C_t$ (1)	$\lambda_{(1)}$
A ( $0^\circ$ )	0,07	3,6
B ( $90^\circ$ )	0,02	3,2
C ( $180^\circ$ )	< 0	< 3,2
D ( $270^\circ$ )	0,03	4,25

NOTA : (1) Considerando todo o rotor.

Considerando-se a hipótese de que a relação de velocidades do rotor não *desça* a valores abaixo de 3,2, pode-se assumir um modelo de curva que relacione  $\lambda$  a  $\theta^\circ$ , alternando-se pelos pontos A, B, e D, entre  $0^\circ$  e  $180^\circ$ . Adotando-se uma *parábola*, a equação (para os dados da tab. 5) é

$$\lambda = 3,6 - 0,703\theta + 0,284\theta^2 \quad (36)$$

Esta equação determina  $\lambda$  no intervalo de valores ótimos e, por extensão, de  $\delta$ , como se observa na Tab. 4.

### 4.3. Esforços Hidrodinâmicos Desenvolvidos na Pá em Regime Permanente.

Na fig. 26 tem-se as forças de sustentação e arrasto *ideais* que atuam em qualquer uma das  $z$  pás do rotor, nos *quatro quadrantes* da trajetória à qual as pás se submetem. A *ordem* da pá é designada por  $i$ .

Os *componentes* de interesse dessas forças são resolvidos nas direções *tangencial*  $u$  - para criação de *torque motor*; *normal*  $n$  - para dimensionamento mecânico das pás e das *hastes de ligação eixo/pá*; e *cartesianas*  $x$  e  $y$  - para dimensionamento de *ancoragens*. Na fig. 27 mostram-se essas forças no *primeiro* quadrante. A análise para projeto da resultante na direção normal é feita no item 4.3.1; e das direções cartesianas, no item 4.6, após a discussão do número de pás.

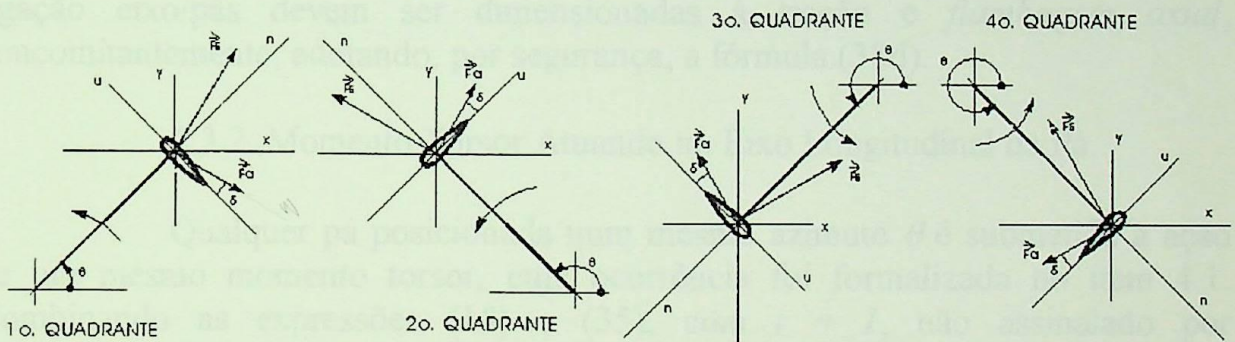


Fig. 26. Forças atuantes numa pá em cada quadrante.

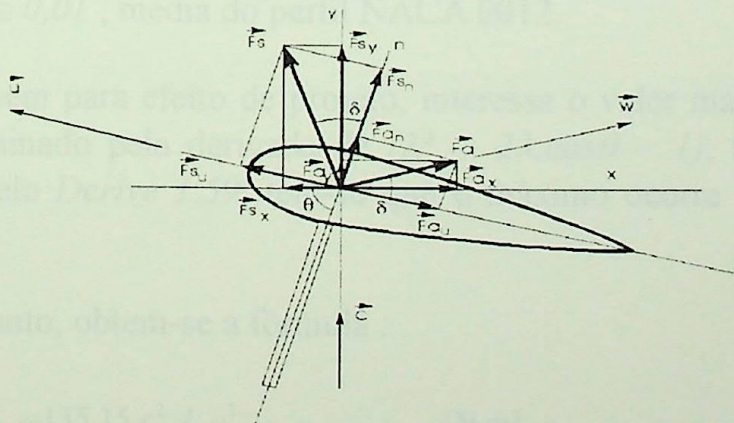


Fig. 27. Componentes hidrodinâmicas tangencial, radial e cartesiana

$$\mathbf{X}(\theta) = (\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos\theta + 1) \cdot (C_s \cdot \cos\delta + C_a^* \cdot \sin\delta) \quad (38c)$$

Tendo-se  $\delta(\theta)$  de (34) e  $\lambda(\theta)$  de (36), a derivada da relação (38b) igualada a zero,

$$500 \cdot c \cdot L \cdot c^2 \cdot \frac{d}{d\theta} \mathbf{X}(\theta) \equiv 0$$

permite obter-se a resultante máxima, em  $\theta = 108,59^\circ$ , adotando-se, na resolução, o *software Derive 1.59*, da *Soft Warehouse, Inc., Honolulu - EUA*.

$$R_{n_{\max}} = 10156,25 \cdot c \cdot L \cdot c^2 \quad [\text{N}] \quad (38d)$$

Este máximo ocorre no segundo quadrante da trajetória, e é de *tração*. No primeiro quadrante a resultante também é de *tração*. Simetricamente, ocorrem *compressões* no terceiro e quatro quadrantes, sendo o máximo no terceiro e de módulo igual, em valor absoluto, a (38d). Para efeito de projeto, as hastes de ligação eixo/pás devem ser dimensionadas à *tração* e *flambagem axial*, concomitantemente, adotando, por segurança, a fórmula (38d).

#### 4.3.2. Momento Torsor Atuando no Eixo Longitudinal da Pá.

Qualquer pá posicionada num mesmo azimute  $\theta$  é submetida à ação de um mesmo momento torsor, cuja ocorrência foi formalizada no item 4.1. Combinando as expressões (16) e (35), com  $i = 1$ , não assinalado por simplicidade, obtém-se

$$M = 5 \cdot c^2 \cdot L \cdot c^2 (\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos\theta + 1) \quad (43)$$

escrita para o  $C_m \cong 0,01$ , média do perfil NACA 0012.

Também para efeito de projeto, interessa o valor máximo de  $M$  que, no caso, é determinado pela derivada de  $(\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos\theta + 1)$ , igualada a zero. Ressolvendo-se pelo *Derive 1.59*, tem-se que o máximo ocorre em  $\theta = 180^\circ$ , e vale 27,03.

Portanto, obtem-se a fórmula :

$$M_{\max} = 135,15 \cdot c^2 \cdot L \cdot c^2 \quad [\text{N.m}] \quad (43a)$$

#### 4.4. Relação Entre as Velocidades da Corrente Não-Perturbada e No Interior do Volume de Controle do Rotor.

Esta análise segue a metodologia introduzida por *Betz* [13], originalmente para rotores eólicos a hélice, mas adaptada para rotores Darrieus, por *Le Gouirières* [13]. Dado a simetria cilíndrica (considerado de comprimento infinito) conferida pelo paralelismo das pás retas da máquina Darrieus, a análise tem caráter unidimensional, numa seção transversal qualquer da trajetória das pás (onde se tem a velocidade  $c$ ), como na fig. 28. Um *balanço de quantidade de movimento* entre as seções 1 e 2 do *tubo de corrente*, direcionado no sentido positivo da direção  $y$ , que incide no rotor, fornece

$$R_y = \rho_a \cdot A_f \cdot c(c_1 - c_2) \quad (44)$$

a força resultante, onde  $A_f \equiv D.L$  é a área frontal do rotor e  $c_2$ , a velocidade da corrente logo após o rotor. De imediato, conclui-se que, necessariamente,  $c_1 > c_2$ , para que ocorra conversão de energia pela máquina, gerando a potência  $R_y \cdot c$ . A conversão se externa fisicamente pela *expansão* produzida no tubo de corrente na região do rotor.

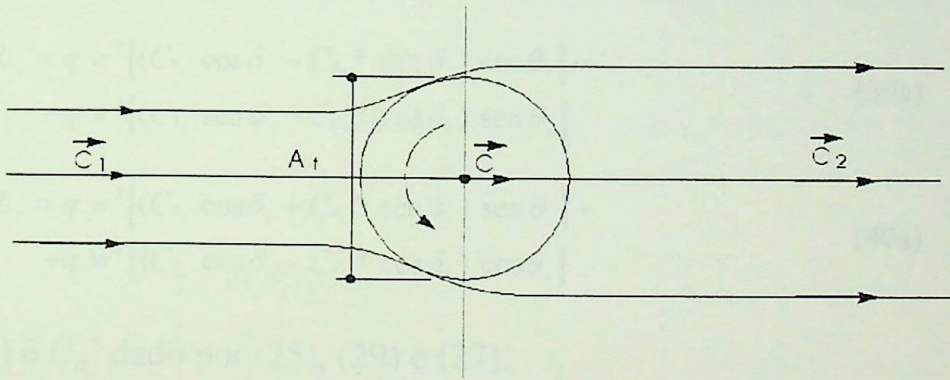


Fig. 28. Seção transversal no rotor submetido a um tubo de corrente.

Definindo o *coeficiente de constricção*

$$\beta \equiv \frac{c_2}{c_1} \quad (45)$$

e usando a *relação de Betz* [13] para as três velocidades intervenientes,  $c \equiv \frac{1}{2}(c_1 + c_2)$ , restam

Então, destas figuras, para todos os quadrantes :

$$R_{u_i} = F_{s_i} \cdot \text{sen } \delta_i - F_{a_i} \cdot \text{cos } \delta_i \quad (37)$$

$$R_{n_i} = F_{s_i} \cdot \text{cos } \delta_i + F_{a_i} \cdot \text{sen } \delta_i \quad (38)$$

$$R_{x_i} = R_{n_i} \cdot \text{cos } \theta_i - R_{u_i} \cdot \text{sen } \theta_i \quad (39)$$

$$R_{y_i} = R_{n_i} \cdot \text{sen } \theta_i + R_{u_i} \cdot \text{cos } \theta_i \quad (40)$$

Tendo-se de (14) e (15) que

$$A_{p\acute{a}} = c \cdot L \quad (41)$$

$$500 A_{p\acute{a}} w^2 \equiv q \cdot w^2 \quad (42)$$

para  $\rho_a = 1000 \text{ [Kg/m}^3\text{]}$ , são obtidas as equações, válidas em todos os quadrantes:

$$R_{u_i} = q \cdot w_i^2 (C_{s_i} \cdot \text{sen } \delta_i - C_{a_i}^* \cdot \text{cos } \delta_i) \quad (37a)$$

$$R_{n_i} = q \cdot w_i^2 (C_{s_i} \cdot \text{cos } \delta_i + C_{a_i}^* \cdot \text{sen } \delta_i) \quad (38a)$$

$$R_{x_i} = q \cdot w^2 [(C_{s_i} \cdot \text{cos } \delta_i + C_{a_i}^* \cdot \text{sen } \delta_i) \cdot \text{cos } \theta_i] - \\ - q \cdot w^2 [(C_{s_i} \cdot \text{sen } \delta_i - C_{a_i}^* \cdot \text{cos } \delta_i) \cdot \text{sen } \theta_i] \quad (39a)$$

$$R_{y_i} = q \cdot w^2 [(C_{s_i} \cdot \text{cos } \delta_i + C_{a_i}^* \cdot \text{sen } \delta_i) \cdot \text{sen } \theta_i] + \\ + q \cdot w^2 [(C_{s_i} \cdot \text{cos } \delta_i - C_{a_i}^* \cdot \text{cos } \delta_i) \cdot \text{cos } \theta_i] \quad (40a)$$

com  $C_s$  de (24) e  $C_a^*$  dado por (25), (29) e (27).

#### 4.3.1. Resultante Máxima na Direção Normal.

No dimensionamento mecânico das pás, e das hastes de ligação entre o eixo e as pás (itens 5.3 e 5.4), só interessa conhecer o valor máximo da resultante na direção normal, de vez que é a situação mais desfavorável, em ambos os casos. E como, num mesmo  $\theta$ , qualquer pá sofre o mesmo esforço normal, este máximo é determinado para  $i = 1$ , não assinalado por simplicidade.

Para tanto, reescreve-se a relação (38a) na forma concisa

$$R_n(\theta) = 500 \cdot c \cdot L \cdot c^2 \cdot \mathbf{X}(\theta) \quad (38b)$$

na qual

$$c = \frac{1}{2} c_1 (1 + \beta) \quad (46)$$

indicando que  $c < c_1$ , e

$$R_y = 2 \rho_a \cdot D \cdot L \cdot c^2 \left( \frac{1 - \beta}{1 + \beta} \right) \equiv 2 \rho_o \cdot D \cdot L \cdot c^2 \cdot G \quad (47)$$

Por outro lado, a resultante das forças hidrodinâmicas em  $y$  sobre todo o rotor pode ser determinada em qualquer posição azimutal pela somatória de  $z$  pás, da equação (40) :

$$R_y(\theta) = \sum_{i=1}^z (R_{n_i} \cdot \text{sen } \theta_i + R_{u_i} \cdot \text{cos } \theta_i) \quad (48)$$

e disto, tem-se que a *resultante eficaz* em cada meio giro do rotor é escrita

$$R_y = \frac{1}{180^\circ} \int_{0^\circ}^{180^\circ} \sum_{i=1}^z (R_{n_i} \cdot \text{sen } \theta_i + R_{u_i} \cdot \text{cos } \theta_i) d\theta \quad (48a)$$

considerando a simetria *cinemática* entre as duas metades da trajetória, basta multiplicar (48a) por 2, para uma volta completa.

Para a máquina operando em regime permanente, determina-se o valor médio de (48a) multiplicando-se  $R_y$  pelo número de pás e por 2 :

$$\bar{R}_y = \frac{z}{90^\circ} \int_{0^\circ}^{180^\circ} (R_n \cdot \text{sen } \theta + R_u \cdot \text{cos } \theta) d\theta \quad (48b)$$

tendo-se abandonado a notação  $i = 1$ , por simplificação.

Igualando (48b) e (47), obtem-se o coeficiente

$$G = z \cdot \frac{c}{360 \cdot D} \int_{0^\circ}^{180^\circ} (\lambda^2 - 2\lambda \cdot \text{cos } \theta + 1) \cdot [(C_s \cdot \text{cos } \delta + C_a^* \cdot \text{sen } \delta) \cdot \text{sen } \theta + (C_s \cdot \text{sen } \delta - C_a^* \cdot \text{cos } \delta) \cdot \text{cos } \theta] d\theta \quad (49)$$

que pode ser condensada na notação

$$G = z \cdot \frac{c}{360 \cdot D} \int_{0^\circ}^{180^\circ} Y(\theta) d\theta \quad (49a)$$

a exemplo de (38b), do item 4.3.1. Calculando-se a integral numérica de (49a) pelo *Derive 1.59*, obtem-se a relação resumida

$$G = 0,0238 \cdot z \frac{c}{D} \quad (49b)$$

Tal que, relacionando-a com (47), tem-se

$$\beta = \frac{1-G}{1+G} \quad (47a)$$

E ainda, das definições das relações de velocidades  $\lambda_0$  (a jusante) e  $\lambda$  (interior), item 4.2, além das expressões (46) e (45), conclui-se que

$$\lambda_0 = \frac{\lambda}{1+G} \quad (50)$$

ou seja,  $\lambda_0 < \lambda$ . E, como alternativa à relação (46) :

$$c_1 = c(1+G) \quad (46a)$$

#### 4.5. Potência e Análise do Número de Pás do Rotor.

##### 4.5.1. Potência Hidráulica Teórica.

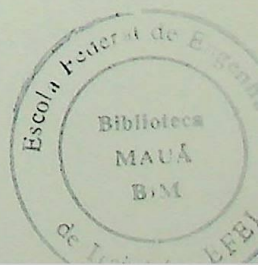
Para  $z$  pás, a potência teórica *do rotor* em uma determinada posição azimutal é designada *potência hidráulica azimutal*. O rotor *gera* esta potência partindo da *potência da corrente livre*,  $P_{cl}$ , conforme a definição (1).

Considerando os resultados da teoria aerodinâmica, a *potência hidráulica azimutal* é dada pela soma do *produto escalar* da resultante das forças na direção tangencial, equação (37), pela velocidade  $u$ . Ou seja,

$$P_h(\theta) = \sum_{i=1}^z [F_{s_i} \cdot \text{sen } \delta_i(\theta_i) - F_{a_i} \cdot \text{cos } \delta_i(\theta_i)] \cdot u \quad (51)$$

em que  $u$  se relaciona à *velocidade de rotação*  $n$ , ao *diâmetro do rotor*  $D$ , e à relação de velocidades  $\lambda$ , por

$$u \equiv \pi \cdot D \cdot n \equiv \lambda \cdot c \quad (52)$$



A potência teórica *hidráulica eficaz* de uma pá é dada pelo valor médio de  $P_h(\theta)$  em cada revolução do rotor. Multiplicando por 2 a média em  $180^\circ$  de (51) e abandonando a notação  $i = 1$ , para simplificação, isto produz

$$\bar{P}_h = \frac{1}{90^\circ} \int_0^{180^\circ} P_h(\theta) d\theta \quad (53)$$

tal que para  $z$  pás, obtem-se

$$\bar{P}_h = z \cdot \frac{50 \cdot c^3 \lambda \cdot L \cdot c}{9} \int_0^{180^\circ} \{(\lambda^3 - 2\lambda^2 \cdot \cos\theta + \lambda) \cdot [C_s \cdot \sin\delta(\theta) - C_a \cdot \cos\delta(\theta)] d\theta\} \quad (54)$$

simplificada pela notação

$$\bar{P}_h = z \cdot \frac{50 \cdot c^3 \cdot L \cdot c}{9} \int_0^{180^\circ} Z(\theta) d\theta \quad (54a)$$

O Cálculo numérico da integral de (54a), usando-se o *Derive 1.59*, leva à relação resumida

$$\bar{P}_h = 105,08 \cdot z \cdot c \cdot L \cdot c^3 \quad [\text{W}] \quad (54b)$$

cujo resultado fornece uma *eficiência de conversão teórica*, relacionando-o à definição (1) e às expressões (49b) e (46a), pela equação

$$C_p = 8,83 \cdot \frac{G}{(1+G)^3} \quad (55)$$

Observa-se de (55) que a potência hidráulica depende do fator  $G$ . Disso, e de (47), conclui-se que o significado físico de  $G$  é avaliar a *intensidade* da transferência de *quantidade de movimento* da corrente livre ao rotor.

Para o caso particular de rotores de *três* pás com relação de aspecto 7 em (49b), obtem-se para (55)

$$C_p = 0,0901 \frac{L \cdot D^2}{(D + 0,0102 \cdot L)^3} \quad (55a)$$

Considerando, em (55a),  $D \gg 0,0102.L$ , do que  $(D + 0,0102.L)^3 \approx D^3$ , conclui-se que para obtenção do  $C_p$  máximo teórico de Betz, 59,3 % [13], é necessário que o rotor tenha a *relação geométrica*

$$\left(\frac{L}{D}\right)_{\text{máx}} = 6,58 \quad (55b)$$

$C_p$  também pode ser escrito em termos do coeficiente de solidez, tendo-se (3), (41) e  $A_f = D.L$ , como sendo

$$C_p = 0,0238.\sigma \quad (55c)$$

com a qual, e lembrando os experimentos de Kirke e Lazaukas [16], da influência de  $\sigma' = 2.\sigma$  no coeficiente de torque, a despeito de particularizar-se ao perfil NACA 0015, cujo máximo é  $\sigma' = 0,384$  (ou  $\sigma = 0,192$ ), ter-se-ia  $C_p = 0,0046$ , muito baixo, fornecendo, de (55a),  $\frac{L}{D} = 0,051$ . Isto significa um rotor com *excesso de diâmetro sobre o comprimento*. De outra forma, para alcançar  $C_p = 59,3\%$  o rotor exigiria, de (55c), um  $\sigma = 24,92$ , muito acima do usual [16].

Portanto, num dimensionamento, não convém partir-se de  $\sigma$  para obter o diâmetro ou o comprimento do rotor. Para o comprimento, tem-se um critério no item 4.7. E para o diâmetro, recorre-se a (55b), assumindo-se uma relação geométrica  $\frac{L}{D}$  exequível, entre 1 e 6.

#### 4.5.2. Potência Útil do Motor.

Define-se a *potência útil*, ou *potência desenvolvida no eixo*, a partir da eficaz teórica, considerando-se um *coeficiente de rendimento total*, do modo

$$P_u = \eta \overline{P_h} \quad (56)$$

No capítulo 7 (item 7.1), apresentam-se recomendações para definir  $P_u$  a partir da potência da corrente livre,  $P_{cl}$ . Naquele caso, o rendimento adotado é menor que  $\eta$  (porque  $P_{cl} > P_h$ ).

Este coeficiente de rendimento,  $\eta$ , visa cobrir perdas cujas *naturezas* são internas e externas ao volume de controle do rotor. Como sejam :

. Perdas hidrodinâmicas nas pás. A teoria desenvolvida não considera efeitos de difícil modelagem num primeiro tratamento, tais como a *rugosidade* da superfície dos hidrofólios, dependente da *tecnologia* usada na construção das pás;

a *cavitação*, cuja região propícia de ocorrência é o bordo de ataque das pás, quando o ângulo de ataque se aproxima do estol; a interferência das pás de montante nas pás de jusante, quanto à configuração do escoamento na região do rotor; a interferência da carenagem que reveste o eixo motriz, nas pás de jusante; e o fato de que as forças de sustentação e arrasto não dependem só de  $\delta$ , mas também de  $Re_c$ , que varia em uma volta da pá (a despeito de que não muito, conforme se observa nos dados do apêndice A) ;

- . Perdas parasíticas. Produzidas pelas hastes de ligação pás/eixo motriz, bem como, quaisquer *saliências* aparentes das partes móveis ;

- . Perdas mecânicas. São produzidas em todos os elementos mecânicos do motor, desde os mancais do eixo motriz, até a entrada do gerador elétrico.

Como uma aproximação para o rendimento total, num primeiro estágio de desenvolvimento da tecnologia das máquinas Darrieus na região, adota-se o valor 50 %. A tomar pela experiência com as turbinas hidráulicas convencionais, devem ser esperados rendimentos superiores em velocidades e dimensões mais elevadas [20]. Velocidades altas ocorrem com rotores Darrieus sob pequenas quedas hidráulicas. Reciprocamente, são necessários níveis de rendimento mais altos para justificar economicamente esta *variante*, dado a necessidade de técnicas mais *apuradas* para a construção de máquinas de maior potência.

#### 4.5.3. Análise do Número de Pás.

De acordo com a equação (51), a potência instantânea varia com  $\theta$ . Como consequência, e de  $u$  constante, o torque é variável. Então, um critério para escolha do número de pás é o que dê as menores flutuações de torque possível, podendo-se antever que essas flutuações caem com  $z$  crescente, devido o efeito das sobreposições entre torques *crecentes* e *decrecentes*, função da posição particular de cada pá.

Porém, muitas pás podem incrementar as interferências entre as pás, penalizando o *trabalho de conversão*. Os experimentos da empresa *Nova Energy Ltd.* [15] apontaram  $z = 3$  como ideal, sob um  $\lambda_0$  entre 2 e 5. Por indução, maiores  $\lambda_0$  permitem mais pás e diâmetros maiores. Porém, o diâmetro se limita pela necessidade de não permitir um número de Reynolds do perfil aerodinâmico escolhido maior que o seu máximo - no caso do NACA 0012,  $2,4 \cdot 10^6$  (item 4.7).

$$P(\theta) = 500 \cdot c \cdot L \cdot c^3 \cdot Z(\theta) \quad (51a)$$

Para as  $z$  pás do rotor pode-se escrever expressões iguais, tendo-se que estas são defasadas entre si de  $\frac{360^\circ}{z}$ , tal que sendo  $\theta_1$  a posição da pá número 1, vale para cada uma delas

$$\theta_i = \theta_1 + (i-1) \frac{360^\circ}{z} \quad i = 1, 2, 3, \dots \quad (57)$$

No apêndice B apresentam-se as séries de equações *desdobradas* de (51a), para rotores de 2 a 5 pás, para cada pá, considerando a relação (57).

As variações azimutais da potência são as variações de  $Z(\theta_i)$ . Então, com as equações do apêndice B, as figs. 29 e 30 mostram os gráficos da função  $Z(\theta_i)$ , respectivamente, para duas pás, defasadas de  $180^\circ$ , e para três pás, defasadas de  $120^\circ$ . Em ambas as figuras,  $\theta$  varia de  $0^\circ$  a  $180^\circ$ .

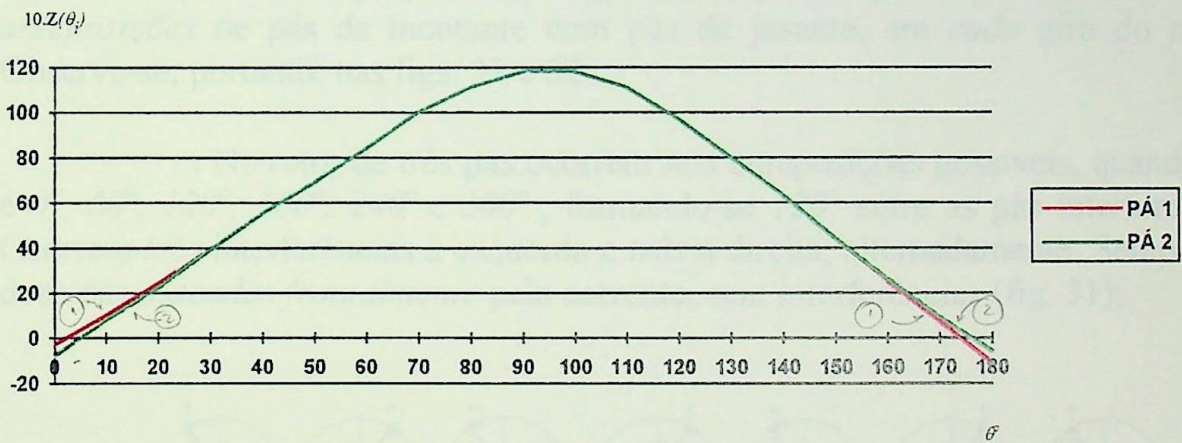


Fig. 29. Padrão de variação azimutal de  $P_h$  de rotor bipá.

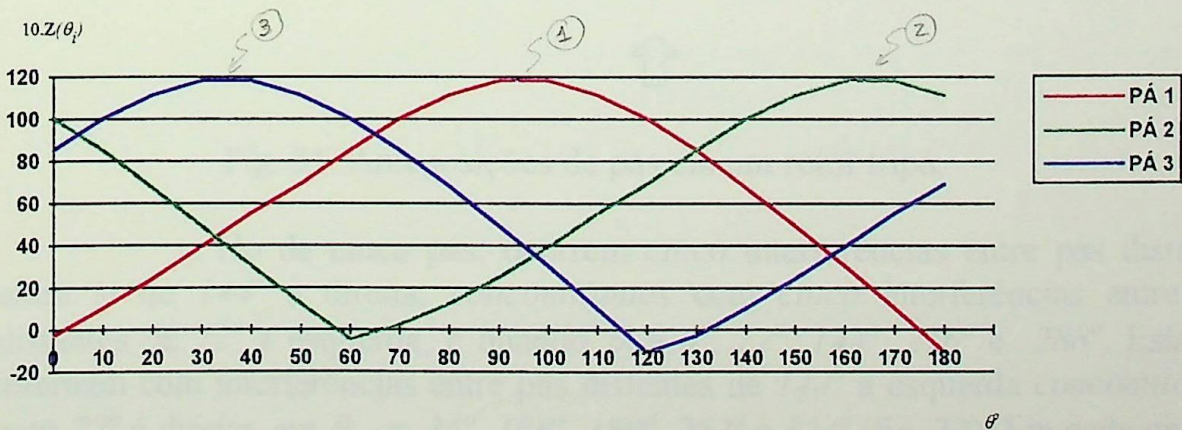


Fig. 30. Padrão de variação azimutal de  $P_h$  de rotor tripá.

O padrão destas curvas permite concluir-se que *maior* o número de pás do rotor, *menores* as *flutuações* da potência porque, devido a defasagem entre as pás, conforme a relação (57), a soma das potências das pás individuais resulta em mais área sob a curva no intervalo de  $180^\circ$ . Como há simetria em cada meia volta do rotor, segundo a direção  $y$ , pode-se inferir que nos casos em que  $z$  é *par*, 2 e 4, apesar das pás produzirem potência em fase, uma pá não compensa uma outra que está produzindo potência decrescente. Nos casos em que  $z$  é *ímpar*, 3 e 5, sempre há  $\frac{z}{2}+1$  pás produzindo potência crescente, contra  $\frac{z}{2}$  pás decrescentemente, ou *vice-versa*, havendo alguma compensação. O resultado disso é que a potência média das configurações ímpares é maior e menos oscilante do que a potência média das pares, o que se reflete na frequência de rotação.

Portanto, pelo enfoque das flutuações da potência instantânea, 3 e 5 pás são as *melhores configurações*.

Particularmente, dentre dois rotores de  $z$  ímpar e mesmo diâmetro, tendo um 3 e o outro 5 pás, verifica-se geometricamente que no primeiro há menos *anteposições* de pás de montante com pás de jusante, em *cada* giro do rotor. Observe-se, portanto, nas figs. 31 e 32 :

. No rotor de três pás ocorrem *seis* anteposições possíveis, quando  $\theta_1$  é  $0^\circ$ ,  $60^\circ$ ,  $120^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $240^\circ$  e  $300^\circ$ , formando-se  $120^\circ$  entre as pás interferentes. Ocorrem *três* interferências à esquerda e *três* à direita, alternadamente. Sempre há duas pás *atacadas frontalmente* pela corrente, sem interferências (fig. 31);

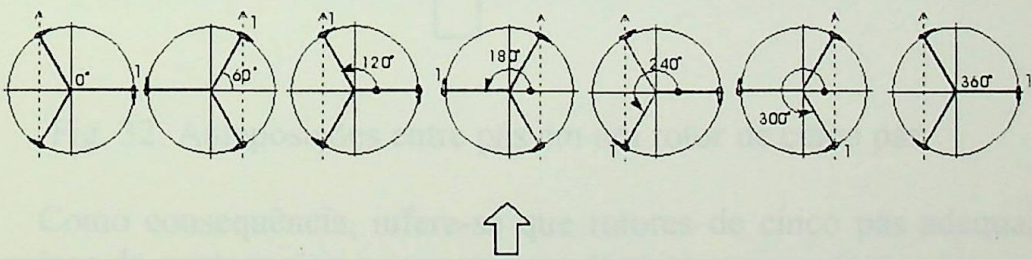


Fig. 31. Anteposições de pás em um rotor tripá.

. No de cinco pás, ocorrem *cinco* interferências entre pás distantes entre si de  $144^\circ$  à direita, *concomitantes* com *cinco* interferências entre pás distantes de  $72^\circ$  à esquerda, e quando  $\theta_1$  é  $0^\circ$ ,  $72^\circ$ ,  $144^\circ$ ,  $216^\circ$  e  $288^\circ$ . Estas se alternam com interferências entre pás distantes de  $144^\circ$  à esquerda *concomitantes* com  $72^\circ$  à direita, em  $\theta_1 = 36^\circ$ ,  $108^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $252^\circ$  e  $324^\circ$  (fig. 32). Em cada giro do rotor, isto totaliza *vinte* interferências, de sorte que sempre há *uma* pá *interferida* por outra  $72^\circ$  distante em um lado, no mesmo instante em que há uma *interferida*

rotor, isto totaliza *vinte* interferências, de sorte que sempre há *uma pá interferida* por outra  $72^\circ$  distante em um lado, no mesmo instante em que há uma *interferida* por outra a  $144^\circ$  no lado oposto. Numa volta, sempre há três pás atacadas pela corrente frontalmente, sem interferências (fig. 32). Como o diâmetro é o mesmo, isto significa que um aumento de 66 % no número de pás só acrescenta 50 % à quantidade de pás livres. Para minimizar as interferências, o coeficiente de solidez,  $\sigma$ , deve ser limitado. Esta conclusão se generaliza para qualquer número de pás. Os ensaios de Kirke e Lazaukas [16] mostraram isto para o rotor tripá.

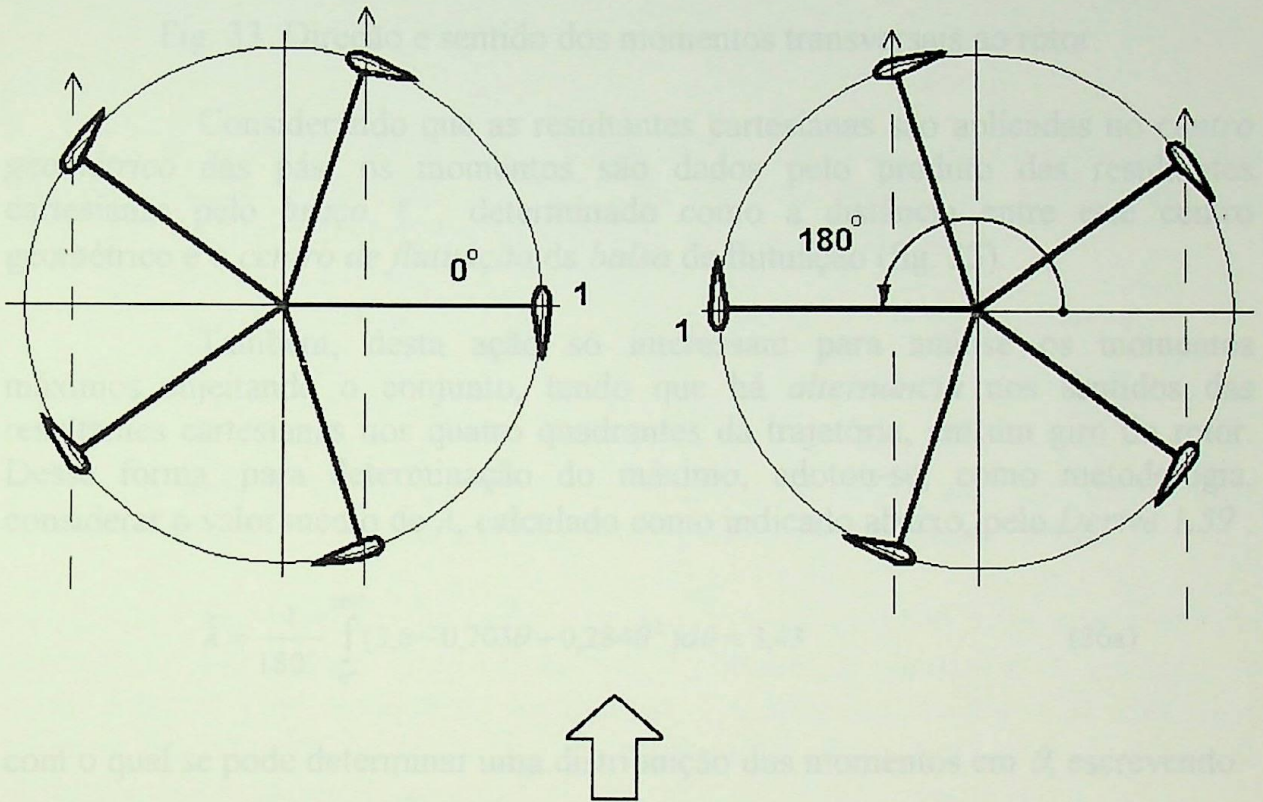


Fig. 32. Anteposições entre pás em um rotor de cinco pás.

Como consequência, infere-se que rotores de cinco pás adequam-se mais a máquinas de *porte maior*, enquanto isso permitir maior *afastamento médio* entre as pás (ou seja, maior diâmetro); e os rotores tripás, *às menores*.

#### 4.6. Momentos Transversais ao Rotor de Três Pás.

No grupo-gerador Darrieus tripá flutuante, as resultantes cartesianas criam momentos transversais ao rotor, como ilustrado na fig. 33. A tendência destes momentos é *adernar* o conjunto.

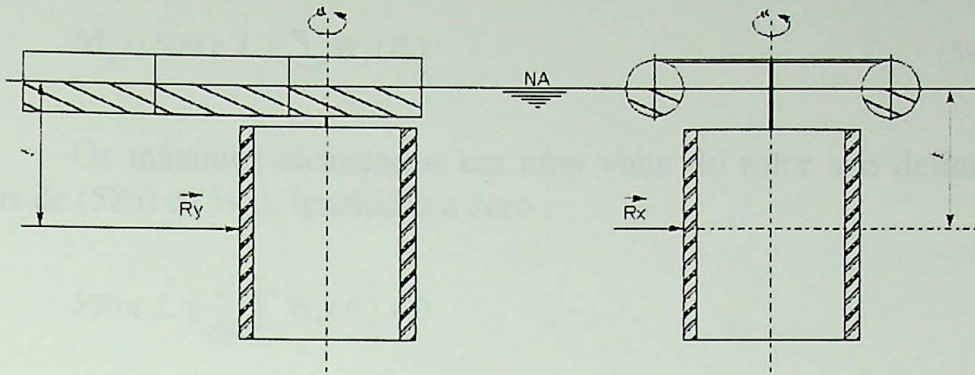


Fig. 33. Direção e sentido dos momentos transversais ao rotor.

Considerando que as resultantes cartesianas são aplicadas no *centro geométrico* das pás, os momentos são dados pelo produto das resultantes cartesianas pelo *braço*  $l$ , determinado como a distância entre este centro geométrico e o *centro de flutuação* da *balsa de flutuação* (fig. 33).

Também, desta ação só interessam para análise os momentos máximos sujeitando o conjunto, tendo que há *alternância* nos sentidos das resultantes cartesianas nos quatro quadrantes da trajetória, em um giro do rotor. Dessa forma, para determinação do máximo, adotou-se, como metodologia, considerar o valor médio de  $\lambda$ , calculado como indicado abaixo, pelo *Derive 1.59* :

$$\bar{\lambda} = \frac{1}{180^\circ} \int_{0^\circ}^{180^\circ} (3,6 - 0,703\theta + 0,284\theta^2) d\theta \equiv 3,43 \quad (36a)$$

com o qual se pode determinar uma distribuição dos momentos em  $\theta$ , escrevendo

$$\mathbf{M}_x = 500. \mathbf{c}. L. \ell. \sum_{i=1}^3 w^2 (R_{n_i} \cdot \cos \theta_i - R_{u_i} \cdot \sen \theta_i) \quad (58)$$

$$\mathbf{M}_y = 500. \mathbf{c}. L. \ell. \sum_{i=1}^3 w^2 (R_{n_i} \cdot \sen \theta_i + R_{u_i} \cdot \cos \theta_i) \quad (59)$$

para  $w$ ,  $R_{n_i}$  e  $R_{u_i}$  conforme as expressões (35), (38a) e (37a).

O *caráter oscilante* de  $\mathbf{M}_x$  e  $\mathbf{M}_y$  se estende ao conjunto flutuante, que *pode ser amarrado a poitas* no fundo do curso d'água, para minimiza-las.

Como simplificação de notação, usam-se :

$$\mathbf{M}_x = 500. \mathbf{c}. L. \ell. \sum_{i=1}^z \mathbf{W}_x(\theta_i) \quad (58a)$$

$$M_y = 500.c.L.l. \sum_{i=1}^z W_y(\theta_i) \quad (59a)$$

Os máximos alcançados em uma volta do rotor são definidos pelas derivadas de (58a) e (59a), igualadas a zero :

$$500.c.L.l. \frac{\partial}{\partial \theta} \sum_{i=1}^z W_x(\theta_i) \equiv 0$$

$$500.c.L.l. \frac{\partial}{\partial \theta} \sum_{i=1}^z W_y(\theta_i) \equiv 0$$

Como simplificação, empregou-se como metodologia a plotação das *funções somatório* de (58a) e (59a), que permitiu determinar graficamente os máximos absolutos dos termos somatórios, resultando nas fórmulas :

$$M_{x_{\max}} = -47,02.c.L.l.c^2 \quad [\text{N.m}] \quad (58b)$$

$$M_{y_{\max}} = 49,94.c.L.l.c^2 \quad [\text{N.m}] \quad (59b)$$

em que o sinal de (58b) *apenas* significa que o momento atua em uma direção oposta à tomada como positiva. Em cálculos, toma-se seu valor absoluto.

O centro de flutuação fica determinado assumindo-se que a metade inferior dos flutuadores ficam *submersos*, e portanto, o plano que os secciona ao meio coincide com o plano da *linha d'água*. Usando-se tambores de 200 [l], o número de unidades necessárias é estimado, tendo-se o peso total do conjunto flutuante mais alguma *sobrecarga*,  $W$  [N], por :

$$f = \frac{W}{981} \quad (60)$$

#### 4.7. Parâmetros Para Dimensionamento do Comprimento Máximo e da Corda Máxima da Pá.

O *comprimento*  $L$  da pá, mais a *submergência* mínima necessária desta, portanto a altura do rotor, não deve ultrapassar uma profundidade  $p$  do curso d'água, até a qual as velocidades no *perfil desenvolvido* da corrente livre sejam próximas de um valor médio igual à velocidade  $c_1$ , adotada em projeto. A fig. 34 ilustra tipos de perfis de velocidade encontrados usualmente em cursos d'água [21]. No caso da profundidade ser muito grande, o comprimento das pás é uma variável livre deste parâmetro, porque, neste caso, a dimensão do trecho *reto* dos perfis de velocidades é muito maior que o comprimento do rotor.

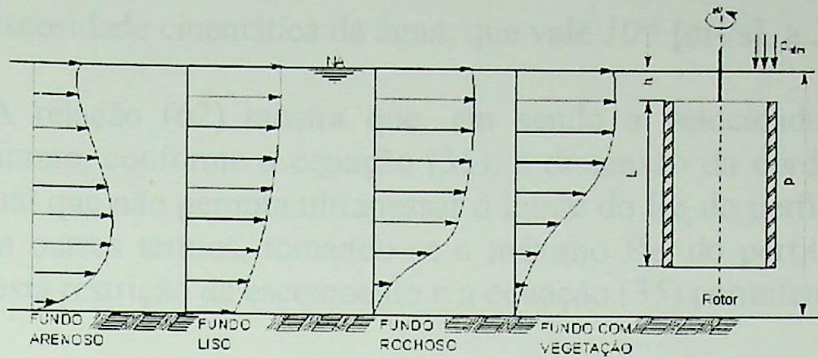


Fig. 34. Perfis de velocidade desenvolvidos de alguns cursos d'água.

Portanto, em qualquer caso, este critério é escrito

$$L + h \leq f \cdot p \quad (61)$$

onde  $h$  é submersão mínima, que varia entre  $0,10$  [m] a  $0,50$  [m], dependendo de limitações de projeto; e  $f$  é o *fator de profundidade*, uma fração de  $p$ , a ser determinado por *aproximações sucessivas*. Para isso, devem ser levantadas velocidades por *batimetria*, a  $n$  profundidades no curso d'água, e calculado a velocidade média da corrente pelas fórmulas da tab. 6, aqui adotando-se o *método detalhado* do DNAEE *apud* [21].

Daí,  $f$  está determinado quando se verificar a profundidade na qual a velocidade média calculada é igual a  $c_1$ , como limite inferior. E de (61)

$$L_{\max} = f \cdot p - h \quad (61a)$$

Tab. 6. Dados do Método Detalhado do DNAEE Para a Velocidade Média.

<i>pontos (n)</i>	<i>profundidade de medida</i>	<i>profundidade (m)</i>	<i>fórmula de cálculo</i>
3	$0,2; 0,6; 0,8.p$	$1,2$ a $2,0$	$0,25(c_{0,2} + 2c_{0,6} + c_{0,8})$
4	$0,2; 0,4; 0,6; 0,8.p$	$2,0$ a $4,0$	$0,167(c_{0,2} + 2c_{0,4} + 2c_{0,6} + c_{0,8})$
5	$s; 0,2; 0,4; 0,6; 0,8; f$	$> 4,0$	$0,1(c_s + cf) + 0,2(c_{0,2} + c_{0,4} + c_{0,6} + c_{0,8})$

Nota:  $s$   $\equiv$  submersão do molinete;  $f$   $\equiv$  distância mínima do fundo, de  $0,10$  [m] a  $0,20$  [m].

A *dimensão da corda* é analisada a partir do escoamento em torno da pá, que estabelece o *número de Reynolds baseado na corda*, definido como

$$Re_c \equiv \frac{w \cdot c}{\nu_a} \quad (62)$$

onde  $\nu_a$  é a viscosidade cinemática da água, que vale  $10^{-6}$  [m<sup>2</sup>/s], a 25 [°C] [22].

A relação (62) mostra que, em sendo a velocidade relativa uma função do azimute, conforme a equação (35), a dimensão da corda é restringida por um valor tal que não permita ultrapassar o limite do  $Re_c$  do perfil aerodinâmico escolhido. Em outros termos, tomando-se o máximo  $Re_c$  do perfil NACA 0012,  $2,4 \cdot 10^6$  [17], esta restrição de escoamento e a equação (35) permitem escrever

$$c = \frac{2,4}{c \cdot \sqrt{\lambda^2 - 2\lambda \cdot \cos\theta + 1}} \quad (63)$$

Adotando aqui também  $\bar{\lambda} = 3,43$  dada em (36a), a corda máxima é determinada no mínimo do denominador de (63), que ocorre em  $\theta = 0^\circ$ . Disso, uma fórmula prática de dimensionamento é :

$$c_{\max} = \frac{987,65}{c} \quad [\text{mm}] \quad (64)$$

#### 4.8. Critério de Verificação Expedita da Cavitação nas Pás de Rotores Confinados.

A possibilidade de ocorrência de *cavitação* nas pás, enquanto fenômeno decorrente da queda de pressão no *contorno* do hidrofólio, ao nível da pressão de *vaporização* da água, está associado ao valor extremo da velocidade relativa,  $w_{\max}$ . Este, ocorre num ponto logo após o bordo de ataque, devido o descolamento da camada limite e sob um ângulo de ataque próximo ao de estol do perfil [18].

De acordo com o relato de Davis e Swan [15], ocorre cavitação em máquinas hidrocínéticas Darrieus em *quedas dinâmicas* iguais ou acima de 1,5 [m], quando a relação entre *dimensões* e *vazão turbinada* são tais, que as submetem a velocidades de *corrente confinada* entre, *aproximadamente*, 5,4 [m/s] e 7,2 [m/s] a montante do rotor. Em outros termos, não há possibilidade do rotor cavitare quando operando sob correntes livres, com as velocidades dos rios da Amazônia, muito inferiores a estas.

O tratamento dado a seguir pressupõe que ensaios posteriores venham a definir dados complementares para a verificação da cavitação, quando do uso do motor Darrieus com *pequenos barramentos*, situação em que a velocidade da água confinada é maior do que sob escoamento livre.

Dessa forma, ocorrerá cavitação numa pá, se



$$\frac{p_{vp}}{\rho_a \cdot g} \geq \beta(\Delta h) \cdot \left( \frac{p_{est}}{\rho_a \cdot g} + \frac{w_{máx}^2}{2 \cdot g} \right) \quad (65)$$

onde  $p_{vp}$  é a pressão *de vapor* da água, 3261,86 [Pa] a 25 [°C] ;  $p_{est}$ , a pressão *estática*, submetendo a pá ;  $w_{máx} = 4,43 \cdot c$ , dada pelo máximo de (35), com  $\bar{\lambda} = 3,43$  de (36a), em  $\theta = 180^\circ$  ; e  $\beta(\Delta h)$ , o *coeficiente adimensional de cavitação hidrocínético*, que confere caráter *fenomenológico* a (65), ou seja, relaciona, *como aproximação*, o fenômeno da cavitação no interior da camada limite com variáveis físicas externas a esta.

A pressão estática resulta da profundidade e da pressão *atmosférica convencional* que, na planície amazônica, é igual a 101300 [Pa]. Considerando a profundidade do *topo* da pá (fig. 34) como a *crítica* à cavitação (menor coluna hidrostática sobre a pá), então

$$p_{est} = p_{atm} + \rho_a \cdot g \cdot h \quad (66)$$

Dessa forma, para que ocorra cavitação na máquina, é necessário que a água tenha velocidade no interior do rotor superior a

$$c_{máx} = \sqrt{\frac{0,332 - \beta(\Delta h) \cdot (10,33 + h)}{\beta(\Delta h)}} \quad [\text{m/s}] \quad (65a)$$

A determinação de  $\beta(\Delta h)$  deverá ser feita ensaiando um rotor confinado, pela medição das velocidades de cavitação para diversas combinações de quedas e submergências  $h$ . Como primeira aproximação, tomando os valores de  $c_{máx}$  de Davis e Swan [15], para quedas maiores ou iguais a 1,5 [m], considerando a submergência mínima  $h = 0,10$  [m] e para rotores sob as relações dimensionais como relatado por aqueles autores,  $\beta(\Delta h)$  tem a ordem de grandeza do intervalo aproximado

$$0,0053 \leq \beta|_{\Delta h \geq 1,5} \leq 0,0084.$$

#### 4.9. Semelhança Aplicada ao Motor Darrieus Hidrocínético.

São considerados semelhança *geométrica*, semelhança *cinemática* e semelhança *dinâmica*, entre dois rotores com os diâmetros  $D_I$  (*modelo*) e  $D_{II}$  (*protótipo*). Estes rotores estão submetidos, respectivamente, às rotações  $\bar{n}_I$  e  $\bar{n}_{II}$  ; às correntes livres  $c_{1I}$  e  $c_{1II}$  ; e têm o mesmo número de pás, constituídas de um mesmo perfil aerodinâmico.

A semelhança geométrica exige igualdade entre os coeficientes  $\sigma$  do modelo e do protótipo. De (3), sendo, em geral,  $A_{pá} = c.L$  e  $A_f = D.L$  :

$$\frac{c_{II}}{c_I} = \frac{D_{II}}{D_I} \quad (67)$$

A *cinemática* considera que existe uma relação de proporcionalidade direta entre as velocidades  $u$ ,  $w$  e  $c$  dos triângulos do modelo e do protótipo. Então, pode-se afirmar que há igualdade entre os  $\lambda$ , desses dois rotores, ou seja, de (4) e em geral,  $u = \pi \cdot D \cdot \bar{n}$ , resulta

$$\frac{\bar{n}_{II}}{\bar{n}_I} = \frac{D_I \cdot c_{I,II}}{D_{II} \cdot c_{I,I}} \quad (68)$$

significando que as velocidades de rotação estão na razão inversa dos diâmetros e direta da velocidade dos respectivos cursos d'água.

Havendo semelhança *dinâmica* entre os rotores, há igualdade entre os  $Re_c$  destes. De (62) :

$$\frac{w_{II}}{w_I} = \frac{c_{II}}{c_I} \quad (69)$$

sendo  $va_{II} = va_I$ .

E também, deve haver igualdade entre os  $C_p$  dos dois rotores. Disso, por (1) :

$$\frac{P_{h_{II}}}{D_{II} \cdot L_{II} \cdot c_{I,II}^3} = \frac{P_{h_I}}{D_I \cdot L_I \cdot c_{I,I}^3} \quad (70)$$

para  $\rho_{aII} = \rho_{aI}$ . Tendo, em geral, (4),  $u$  como acima e  $\lambda_{oII} = \lambda_{oI}$ , é obtido :

$$\frac{P_{h_I}}{P_{h_{II}}} = \frac{L_{II}}{L_I} \cdot \left( \frac{D_{II}}{D_I} \right)^4 \cdot \left( \frac{\bar{n}_{II}}{\bar{n}_I} \right)^3 \quad (70a)$$

Em ensaios de modelos, estas quatro relações de semelhança devem ser analisadas com cuidado, devido os efeitos da camada limite em torno do perfil. Modelos muito reduzidos podem ter irregularidades superficiais nas pás com dimensões da mesma ordem de grandeza da espessura da camada limite, impondo distorções não desprezíveis na relação (69). Em geral, deve ser observado a

exequibilidade dos resultados para o modelo, evitando-se rotações, diâmetros, cordas ou comprimentos cujas construções não são possíveis na prática.

Do mesmo modo, estas relações valem para *análises de sensibilidade* com um mesmo rotor, se considerando desprezíveis as variações do  $Re_c$  de *pontos homólogos*, ou seja, pontos nos gráficos de curvas geradas pela combinação de *duas* variáveis quaisquer da equação  $P_h(L, D, c, \bar{n})$ , mantendo as demais constantes. A mais comum é  $P_h(\bar{n})$ , para  $L$ ,  $c$  e  $D$  variando segundo valores discretos. Tais curvas, também chamadas *curvas características*, são os traços da equação geral  $P_h(L, D, c, \bar{n})$  no plano  $P_h \times \bar{n}$ .

### 5.1. Transmissão Por Corrente em $P_h$

A partir da velocidade de rotação da balança  $n$ , cuja pãlha movida tem diâmetro  $D$ , e considerando-se o acionamento de um gerador com velocidade de rotação  $n_g$ , com a pãlha servida de diâmetro  $D_g$  (Fig. 35), tem-se a relação de transmissão de velocidades:

$$\frac{n_g}{n} = \frac{D}{D_g} \quad (11)$$

que permite determinar o diâmetro da pãlha movida:

Dado que a potência transmitida é pequena, correntes *veris B* tem características semelhantes para isto, sendo o tipo *sem adriado*.

As equações que relacionam as forças de tração na corrente,  $F_1$  - no lado *torso* e  $F_2$  - no lado *livre* (Fig. 35), e a força tangencial  $F_T$ , devida ao torque motor, são dadas por [23, 24, 25]:

$$F_1 = \frac{F_T}{2} \left( 1 + \frac{r}{D} \right) \quad (12)$$

$$F_2 = \frac{F_T}{2} \left( 1 - \frac{r}{D} \right) \quad (13)$$

$$F_T = \frac{2P}{v} \quad (14)$$

onde  $r = 277825$  é o coeficiente de atrito entre pãlha e o torso como (2.7) [25] e o ângulo de atrapamento entre a corrente e cada pãlha  $\alpha$  é estimado por [24]:

## 5. ELEMENTOS DE CÁLCULO MECÂNICO DO ROTOR.

Neste capítulo apresenta-se um formulário básico de predimensionamento mecânico do rotor. O enfoque não é o dimensionamento definitivo do conjunto motor e balsa de flutuação, posto que isso tem implicações econômicas, além desta dissertação. O formulário visa determinar as dimensões dos três principais componentes do rotor, o eixo motriz, as hastes de suporte das pás e estas últimas (no caso, avaliando a sua capacidade de suporte aos esforços). A *estrutura* da balsa pode ser dimensionada por elementos de cálculo estrutural, cujo escopo também transcende este trabalho.

### 5.1. Transmissão Por Correia em $V$ .

A partir da velocidade de rotação da turbina  $\bar{n}$ , cuja polia *motora* tem diâmetro  $D$ , e considerando-se o acionamento de um *gerador* com velocidade de rotação  $n_g$ , com a polia *movida* de diâmetro  $D_g$  (Fig. 35), tem-se a *relação de multiplicação* de velocidades

$$\varphi = \frac{n_g}{\bar{n}} = \frac{D}{D_g} \quad (71)$$

que permite dimensionar o diâmetro da polia movida.

Dado que a potência transmitida é pequena, correias *série B* tem capacidade satisfatória para isto, sendo o tipo aqui adotado.

As equações que relacionam as forças de tração na correia,  $F_1$  - no lado *tenso* e  $F_2$  - no lado *frouxo* (Fig. 35), e a força tangencial  $F_T$ , devida ao torque motor, são dadas por [23 , 24, 25]

$$F_T = \frac{P_u}{\pi \cdot D \cdot n} \quad (72)$$

$$F_T = F_1 - F_2 \quad (73)$$

$$\frac{F_1}{F_2} = e^{\alpha \cdot \phi} \quad (74)$$

onde :  $e = 2,71828$ ; o coeficiente de atrito correia/polia  $\alpha$ , é tomado como 0,25 [25]; e o *ângulo de abraçamento* entre a correia e cada polia  $\phi$ , é estimado por [24] :

$$\phi \cong \pi \pm \left( \frac{D - D_g}{C} \right) \quad (75)$$

sendo o sinal + para a polia motora e o sinal - para a movida, e a distância entre centros C, tomada, segundo o critério da *Gates Co.*, **apud** [24], igual ao diâmetro da polia motora, D.

A combinação destas forças sujeita os eixos movido e motor, pela resultante

$$F_R = \sqrt{F_1^2 + F_2^2 + 2 \cdot F_1 \cdot F_2 \cdot \cos \phi} \quad (76)$$

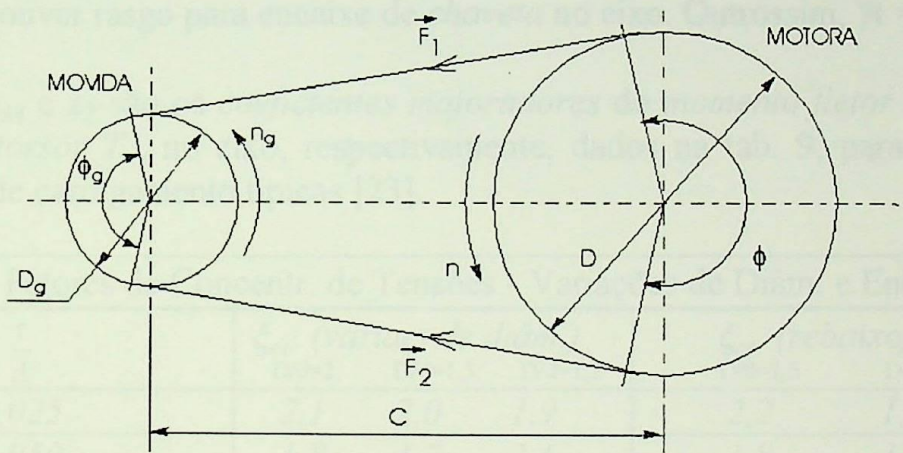


Fig.35. Detalhe da transmissão por polias e correia.

## 5.2. Diâmetro do Eixo Motriz.

Consideram-se os maiores *momentos* combinados de *flexão* - originado pela força resultante da interação polia/correia de transmissão  $F_R$ , e de *torsão* - devido ao torque motor, ambos em regime permanente, que atuam no eixo motriz. Ou seja, considerando  $y$  a distância entre os centros de simetria transversal da polia motora e do mancal superior do eixo (apoio), tem-se

$$M = F_R \cdot y \quad (77)$$

$$T = F_T \cdot \frac{D}{2} \quad (78)$$

$F_T$  sendo dada por (72). Dessa forma, a combinação dos momentos e considerações sobre tipos de carregamento e situações de usinagens no eixo fornecem a fórmula para o diâmetro [23]:

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,61 \cdot 10^{-5}}{\xi_{ct} \cdot \mathfrak{R} \cdot S_{c_{ad}}} \cdot \sqrt{(\varepsilon_M \cdot M)^2 + (\varepsilon_T \cdot T)^2}} \quad (79)$$

onde :

. O fator de concentração de tensões  $\xi_{ct}$  é usado para considerar a presença de entalhes de *anilhas retentoras* e/ou reduções de diâmetro na região de mancais (Fig. 36). Para ambos os casos, são dados valores na tab. 7 [23];

. Para a resistência de *cisalhamento admissível*  $S_{c_{ad}}$  é tomado o *menor* valor dentre as duas frações : da *resistência de ruptura*,  $0,18 \cdot S_r$  ; ou da *resistência de escoamento*,  $0,3 \cdot S_e$  . Alguns valores são dados na tab. 8, para os aços de construção mecânica mais usuais [25]. O fator  $\mathfrak{R} = 0,75$  [24] deve ser usado se houver rasgo para encaixe de *chaveta* no eixo. Outrossim,  $\mathfrak{R} = 1$  ; e

.  $\varepsilon_M$  e  $\varepsilon_T$  são os *coeficientes majoradores do momento fletor*  $M$  , e do *momento torsor*  $T$  , no eixo, respectivamente, dados na tab. 9, para algumas situações de carregamento típicas [23].

Tab. 7. Fatores de Concentr. de Tensões - Variações de Diâm. e Entalhes.

$\frac{r}{d}$	$\xi_{ct}$ (variaç. de diâm.)			$\xi_{ct}$ (rebaixo)	
	D/d=2	D/d=1,3	D/d=1,2	D/d=1,5	D/d=1,1
0,025	2,1	2,0	1,9	2,2	1,8
0,050	1,8	1,7	1,6	1,8	1,5
0,075	1,6	1,5	1,4	1,8	1,4
0,100	1,5	1,4	1,3	-	-
0,125	-	-	-	1,4	1,3
0,150	1,4	1,3	1,2	-	-
0,200	-	-	-	-	-
0,300	1,3	1,2	1,1	1,2	1,2

NOTA : D/d - relação diâmetro maior/diâmetro menor ; r/d - relação raio de concordância/diâmetro menor.

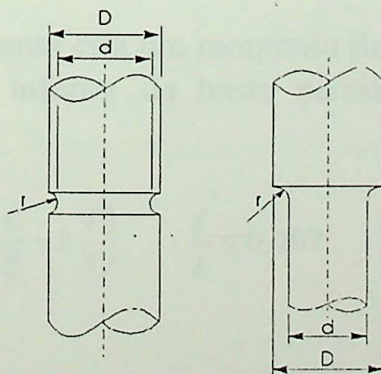


Fig. 36. Detalhe de eixo com rebaixo ou para anilha com redução de diâmetro.

Tab. 8. Aços Para Construção Mecânica.

Especificação do Aço	Resist. de Ruptura $S_r$ [MPa]	Resist. de Escoamento $S_e$ [MPa]
ABNT 1025	490,50	225,63
ABNT 1035	588,60	264,87
ABNT 1045	686,70	294,30
ABNT 1060	833,85	343,35

Tab. 9. Coeficientes Majoradores de Momentos em Eixos.

Carregamento	$\epsilon_M$	$\epsilon_T$
aplicado gradualmente	1,5	1,0
permanente	1,5	1,0
aplicado subitamente, com choques fracos	1,5 a 2,0	1,0 a 1,5
aplicado subitamente, com choques fortes	2,0 a 3,0	1,5 a 3,0

### 5.3. Pá Atuando Como Viga Isostática.

Considerando as pás do rotor como vigas de *alma cheia* de comprimento  $L$ , cada uma atua *biapoiada*, com balanços de dimensão  $l$  nas pontas (fig. 37). O carregamento *real* nessa viga se distribui na envergadura, aproximadamente, segundo uma *ellipse*, como exposto no item 4.1.1. Para efeito de simplificação da metodologia de cálculo, aqui se utiliza um modelo de carga distribuída *retangular*, favorável à segurança, uma vez que seus resultados dão momentos fletores maiores que os do elíptico nos apoios [14]. Isto consiste da resultante normal máxima, equação (38d), por unidade de comprimento :

$$r_n = 10156,25 \cdot c \cdot c^2 \quad (80)$$

Tal carregamento cria um momento fletor  $M_f$  e um esforço cortante  $Q$ , máximos no suporte inferior da haste pá/eixo, deduzidos para cálculos numéricos como

$$M_f = \frac{r_n}{4} \cdot L^2 \cdot \left( \frac{L}{2} - 2 \frac{l}{L} \right) \quad \frac{l}{L} \leq 0,207 \quad (81)$$

$$Q = \frac{r_n}{2} \cdot L \quad (82)$$

que solicitam a viga às tensões de flexão e de cisalhamento :

$$\sigma = \frac{M_f \cdot e_{\text{máx}}}{2 \cdot I_c} \quad (83)$$

$$\tau = \frac{Q}{c \cdot I_c} \quad (84)$$

tendo-se que  $e_{\text{máx}}$  é a espessura máxima da pá, e  $I_c$  o *momento de inércia de área* em relação à corda, do perfil aerodinâmico adotado.

No apêndice A são dados coeficientes para determinação das coordenadas de conformação do perfil NACA 0012, como frações da corda, em termos dos quais, como mostrado também naquele apêndice, é obtido a seguinte expressão para cálculos numéricos, do momento de inércia deste perfil em particular

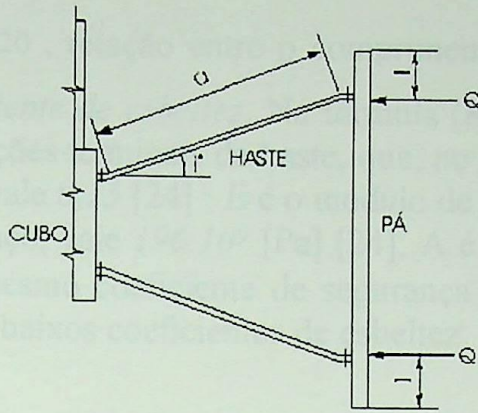
$$I_c = 0,0000757 \cdot c^4 \quad (85)$$

As tensões (83) e (84) são usadas para seleção do material a adotar na construção das pás. Reciprocamente, se prestabelecido usar-se um material específico, como a *madeira* por exemplo, os valores dimensionados das tensões, por este modelo de viga biapoiada, permitem verificar se há necessidade de adicionar mais apoios à peça, desde que os valores ultrapassem as resistências admissíveis do material.

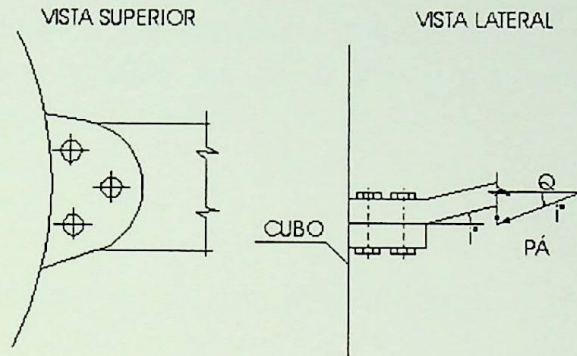
#### 5.4. Hastes Submetidas à Tração e Flambagem Axial.

As hastes de ligação eixo/pás são submetidas ora à tração, ora à compressão, ao longo de um giro do rotor. A seção transversal é dimensionada inicialmente à tração e, após, faz-se uma verificação da possibilidade de ocorrência de *flambagem*.

A força de tração/compressão atuante tem seu módulo relacionado à cortante máxima da pá, dada pela fórmula (82). Considerando a inclinação  $i^\circ$  que a haste possui em relação à normal (fig. 37), a força cortante é a projeção da força na haste. Essa força é então usada indistintamente, tanto para o dimensionamento à tração como à compressão, em valor absoluto.



a. Configuração geral.



b. Detalhe.

Fig. 37. Geometria das hastes de suporte da pá.

A seção dimensionada à tração é dada diretamente por

$$A = \frac{\zeta \cdot Q \cdot 10^{-6}}{S_e \cdot \cos i^0} \quad (86)$$

onde  $S_e$  pode ser tomado como um dos valores da tab. 8, e o coeficiente de segurança  $\zeta$  vale entre 2 (*risco baixo*) e 3,5 (*risco elevado*) [24].

Impondo a condição de que as hastes tenham pequenas seções transversais, como requisito para o menor arrasto parasítico possível, a flambagem é verificada pela *equação de Euler*, dentre os critérios existentes, o melhor quanto à consideração da peça como de *extrema esbeltez* [24]. A equação é

$$Q = \frac{m \cdot \pi^2 \cdot E \cdot A \cdot \cos i}{\zeta \cdot (a/k)^2} \quad (87)$$

tendo que  $\frac{a}{k} > 120$ , relação entre o comprimento  $a$  e o raio de giração  $k$  da haste, é o coeficiente de esbeltez. Na fórmula (87),  $m$  é um fator adimensional relativo às condições terminais da haste, que, no pior caso, do tipo extremo fixo - extremo livre, vale 0,25 [24];  $E$  é o módulo de elasticidade do material usado, que no caso do aço, vale  $196.10^9$  [Pa] [24];  $A$  é a área da seção transversal da haste; e  $\zeta$  é o mesmo coeficiente de segurança de (86), sendo o valor menor usado junto com baixos coeficientes de esbeltez.

O dado necessário é a velocidade de projeto do curso da água escolhida para a instalação,  $v_p$  [m/s]. Se esse curso tem pequena profundidade, são efetuadas medições batimétricas para levantamento do perfil de velocidades da água, como exposto no item 4.7. E então:

I. Adotando uma submergência mínima  $h$  [m] para as pás, tira-se do tab. 6 (fórmulas para a velocidade média) o fator  $f$  e ajusta-se um comprimento para a pá, como primeira aproximação:

$$L_{p1} = f \cdot v_p \quad (91)$$

No caso de rios de grande profundidade, o comprimento pode ser estimado:

II. Ajusta-se uma relação geométrica  $L = \frac{L_{p1}}{D} \leq 6$ , exigida pelas condições do local de instalação, e define-se o diâmetro:

$$D_{p1} = \frac{L_{p1}}{L} \quad (92)$$

III. Determina-se a curva pela relação de aspecto  $L = 7$ :

$$L_{p2} = \frac{L_{p1}}{7} \quad (93)$$

IV. Determina-se o fator  $\zeta$ :

$$\zeta = 0,015 \frac{S_{p1}}{D_{p1}}$$

V. Para  $L = 3-11$ , determina-se  $\lambda$ :

## 6. ROTEIRO DE DIMENSIONAMENTO HIDROMECHANICO DE MOTORES DARRIEUS HIDROCINÉTICOS DE TRÊS PÁS.

Com base nas equações desenvolvidas, o dimensionamento de motores Darrieus de três pás, de acordo com a montagem da Fig. 20, pode ser roterizado, visando sua implementação por computador.

### 6.1. Dimensionamento Hidrodinâmico.

O dado necessário é a velocidade de projeto do curso d'água escolhido para a instalação,  $c_1$  [m/s]. Se esse curso tem pequena profundidade, são efetuadas medições *batimétricas* para levantamento do perfil de velocidades da água, como exposto no item 4.7. E então :

I. Adotando uma submergência mínima  $h$  [m] para as pás, tira-se da tab. 6 (fórmulas para a velocidade média) o fator  $f$  e ajusta-se um comprimento para a pá, como primeira aproximação.

$$L_{(1)} = f \cdot p - h \quad [\text{m}] ;$$

No caso de rios de grande profundidade, o comprimento pode ser arbitrado.

II. Adota-se uma relação geométrica  $\Gamma = \frac{L}{D} \leq 6$  , exequível pelas condições do local de instalação, e estima-se o diâmetro.

$$D_{(1)} = \frac{L_{(1)}}{\Gamma} \quad [\text{m}] ;$$

III. Determina-se a corda pela relação de aspecto  $A = 7$ .

$$c_{(1)} = \frac{L_{(1)}}{7} \quad [\text{m}] ;$$

IV. Determina-se o fator :

$$G = 0,0715 \frac{c_{(1)}}{D_{(1)}} ;$$

V. Para  $\bar{\lambda} = 3,43$  , determina-se  $\lambda_0$ .

$$\lambda_0 = \frac{3,43}{(1+G)} ;$$

VI. Calcula-se a velocidade da corrente no interior do rotor.

$$c = \frac{c_1}{(1+G)} \quad [\text{m/s}] ;$$

VII. Obtém-se a segunda aproximação para a corda e para o comprimento da pá.

$$c_{(2)} = \frac{0,9876}{c} \quad [\text{m}] ;$$

$$L_{(2)} = 7 \cdot c_{(2)} \quad [\text{m}] ;$$

se não mais atender ao critério do item I, o comprimento deve ser reajustado a outro local de instalação, ou *vice-versa*.

VIII. Determina-se o novo diâmetro.

$$D_{(2)} = \frac{c_{(2)}}{c_{(1)}} \cdot D_{(1)} \quad [\text{m}] ;$$

IX. Calcula-se a rotação média do motor , para  $\bar{\lambda} = 3,43$ .

$$\bar{n} = \frac{3,43 \cdot c}{\pi \cdot D_{(2)}} \quad [\text{rps}] ;$$

X. Adotando-se o rendimento total  $\eta = 0,5$  e tendo  $h$  [m] e  $L_{(2)}$  [m], determinam-se os resultados hidrodinâmicos do motor :

$$\bar{P}_h = 315,25 \cdot c_{(2)} \cdot L_{(2)} \cdot c^3 \quad [\text{W}] ;$$

$$C_p = 8,83 \cdot \frac{G}{(1+G)^3} ;$$

$$P_u = 0,5 \cdot \bar{P}_h \quad [\text{W}] ;$$

$$R_{n_{\text{máx}}} = 10156,25 \cdot c_{(2)} \cdot L_{(2)} \cdot c^2 \quad [\text{N}] ;$$

$$M_{\text{máx}} = 135,15 \cdot c_{(2)}^2 \cdot L_{(2)} \cdot c^2 \quad [\text{N.m}] ;$$

$$M_{x_{\text{máx}}} = 47,02 \cdot c_{(2)} \cdot L_{(2)} \cdot [h + 0,5 \cdot L_{(2)}] \cdot c^2 \quad [\text{N.m}] ;$$

$$M_{y_{\text{máx}}} = 49,94 \cdot c_{(2)} \cdot L_{(2)} \cdot [h + 0,5 \cdot L_{(2)}] \cdot c^2 \quad [\text{N.m}] ;$$

XI. Tendo que  $W_g$  [N] é o peso do gerador adotado; que os pesos de um tambor e do eixo motriz valem 50 [N] cada; que o peso da transmissão é  $0,1 \cdot W_{pá}$  [N]; que o peso de cada pá é  $W_{pá} = 3 \cdot \rho \cdot g \cdot L \cdot A_{pá}$ , onde  $\rho$  [Kg/m<sup>3</sup>] é a massa específica do material da pá, para  $A_{pá} = 0,076 \cdot c_{(2)}^2$  [m<sup>2</sup>] sendo a seção transversal da pá (perfil NACA 0012 - apêndice A); e considerando uma sobrecarga de 640 [N] (1 homem), estima-se o número de tambores de 200 [I] dos flutuadores por:

$$f \cong 0,0012 \cdot W_g + 0,003 \cdot \rho \cdot g \cdot L_{(2)} \cdot c_{(2)}^2 + 0,7$$

## 6.2. Dimensionamento Mecânico.

São necessários  $\bar{n}$  [rps],  $c$  [m],  $c$  [m/s],  $L_{(2)}$  [m] e  $P_u$  [W]. E disso :

I. Arbitra-se o diâmetro da polia motora  $D$  [m] e para um gerador de  $n_g$  [rpm], calcula-se o diâmetro da polia movida.

$$D_g = D \cdot \frac{60 \cdot \bar{n}}{n_g} \quad [\text{m}] ;$$

II. Calcula-se o ângulo de abraçamento da correia com a polia motora e, com  $\alpha = 0,25$ , determina-se a força resultante fletindo o eixo motriz.

$$\phi = 4,14159 - \frac{D_g}{D} \quad [\text{rd}] ;$$

$$F_R = \frac{P_u}{\pi \cdot D \cdot n \cdot (e^{0,25 \cdot \phi} - 1)} \cdot \sqrt{e^{0,5 \cdot \phi} + 2 \cdot e^{0,25 \cdot \phi} |\cos \phi| + 1} \quad [\text{N}] ;$$

III. Arbitra-se, pela geometria do conjunto, uma cota  $y$  [m] e determinam-se os momentos no eixo motriz.

$$M = F_R \cdot y \quad [\text{N.m}] ;$$

$$T = \frac{P_u}{2 \cdot \pi \cdot n} \quad [\text{N.m}] ;$$

IV. Seleciona-se um aço para construção do eixo e os fatores  $\varepsilon_M$ ,  $\varepsilon_T$ ,  $\xi_{cl}$  e  $\mathfrak{R}$  ( 0,75 - havendo rasgo para chaveta; ou 1 - inexistindo), conforme a

geometria concebida para esta peça e suas interações com os mancais e o encaixe na polia motora. A partir disso, diâmetro do eixo motriz é dimensionado.

$$d = \sqrt[3]{\frac{1,61 \cdot 10^{-5}}{\zeta_{ct} \cdot R \cdot S_{c_{ad}}} \sqrt{(\varepsilon_M \cdot M)^2 + (\varepsilon_T \cdot T)^2}} \quad [\text{m}] ;$$

V. Arbitra-se uma relação para o posicionamento dos apoios das hastes na pá,  $R = \frac{l}{L} \leq 0,207$ , e calculam-se o momento fletor e o cortante máximos.

$$M_f = 2539,1 \cdot c_{(2)} \cdot c^2 \cdot L_{(2)}^2 (0,5 \cdot L_{(2)} - 2 \cdot R) \quad [\text{N.m}] ;$$

$$Q = 5078,1 \cdot c_{(2)} \cdot c^2 \cdot L_{(2)} \quad [\text{m}] ;$$

VI. Determinam-se as tensões de flexão e de cisalhamento da pá.

$$\sigma = \frac{792,6 \cdot M_f}{c_{(2)}^3} \quad [\text{Pa}] ;$$

$$\tau = \frac{13210 \cdot Q}{c_{(2)}^5} \quad [\text{Pa}] ;$$

VII. Toma-se um coeficiente de segurança  $\zeta = 2$  a  $3,5$  e, para o aço adotado, calcula-se a área da seção transversal das hastes eixo/pá quanto à tração  $A_t$  e quanto à flambagem  $A_f$ , adotando a maior, pelas expressões, que consideram um afastamento entre as hastes, no cubo do eixo motriz, de  $0,2 \cdot L_{(2)}$  (fig.38) e uma relação  $\left(\frac{a}{k}\right) \cong 125$  :

$$A_t = \frac{10^{-6} \cdot \zeta \cdot Q \cdot \sqrt{D_{(2)}^2 + 4 \cdot L_{(2)}^2 (0,4 - R)^2}}{D_{(2)} \cdot S_e} \quad [\text{m}^2] ;$$

$$A_f = \frac{3,23 \cdot 10^{-8} \cdot \zeta \cdot Q \cdot \sqrt{D_{(2)}^2 + 4 \cdot L_{(2)}^2 (0,4 - R)^2}}{D_{(2)}} \quad [\text{m}^2] ;$$

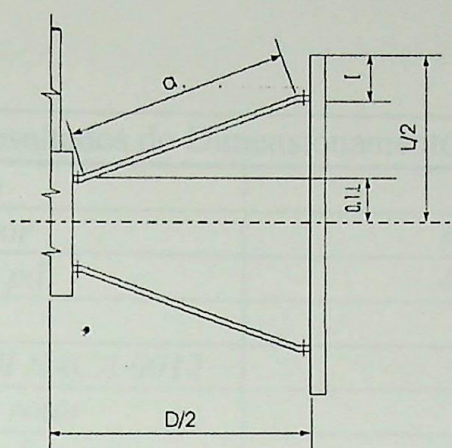


Fig. 38. Afastamento entre hastas no cubo do eixo motriz.

### 6.3. Exemplo de Dimensionamento de Um Protótipo.

O apêndice C lista um programa em linguagem *Pascal* para a sequência do item 6.2. As respostas das *dimensões lineares* e de *área* do programa são dadas diretamente em, [mm] e [mm<sup>2</sup>], adotadas em oficinas de construção mecânica.

Na tab. 10 estão dados de hipotéticas condições, mas cujas ordem de grandeza são compatíveis com as condições amazônicas, com o que o programa forneceu os resultados da tab. 11.

Tab. 10. Dados Para Dimensionamento de Um Protótipo.

<i>Especificação</i>	<i>Valor [unidade]</i>	<i>Observações</i>
<i>veloc. do curso d'água</i>	1,5 [m/s]	-
<i>fator de profundidade</i>	0,6 [m]	<i>extraído da tab. 6</i>
<i>profundidade do curso</i>	10,0 [m]	-
<i>submergência mínima</i>	0,2 [m]	-
<i>relação (L/D)</i>	4	-
<i>peso do gerador</i>	200 [N]	-
<i>massa esp. do mat. da pá</i>	800 [Kg/m <sup>3</sup> ]	<i>madeira, baixa densid.</i>
<i>diâm. da polia motora</i>	1,5 [m]	-
<i>rotação do gerador</i>	1800 [rpm]	-
<i>cota mancal/polia moto.</i>	0,8 [m]	-
<i>tensão ad. ao cisalham.</i>	67,6 [MPa]	<i>aço ABNT 1025, tab. 8</i>
<i>tensão de escoamento</i>	225,63 [MPa]	<i>aço ABNT 1025, tab. 8</i>
<i>coeficientes <math>\epsilon_M</math> e <math>\epsilon_T</math></i>	1,7 e 1,3	<i>tab. 9 - choques fracos</i>
<i>coeficientes <math>\xi_{ct}</math> e <math>\mathfrak{R}</math></i>	1,8 e 0,75	<i>tab. 7 - rebaixo p/anilha</i>
<i>relação (l/L) da pá</i>	0,207	-
<i>coef. seg. <math>\zeta</math> (2 a 3,5)</i>	3	-

Tab. 11. Resultados do Dimensionamento do Protótipo.

<i>Especificação</i>	<i>Valor</i>
<i>diâmetro do rotor</i>	<i>1198,28 [mm]</i>
<i>comprimento da pá</i>	<i>4797,10 [mm]</i>
<i>corda da pá</i>	<i>685,30 [mm]</i>
<i>espessura máx. de perfil NACA 0012</i>	<i>82,24 [mm]</i>
<i>rotação média do rotor</i>	<i>78,72 [rpm]</i>
<i>potência hidráulica do rotor</i>	<i>3101,81 [W]</i>
<i>potência útil do motor</i>	<i>1550,91 [W]</i>
<i>fator de potência do rotor</i>	<i>31,98 %</i>
<i>momento de torção máximo</i>	<i>632,31 [N.m]</i>
<i>momento na direção x</i>	<i>834,21 [N.m]</i>
<i>momento na direção y</i>	<i>886,01 [N.m]</i>
<i>diâmetro da polia movida</i>	<i>65,60 [mm]</i>
<i>diâmetro do eixo motriz</i>	<i>68,68 [mm]</i>
<i>afastamento entre hastes, no cubo</i>	<i>959,42 [mm]</i>
<i>comprimento do balç. nas pts. da pá</i>	<i>993,00 [mm]</i>
<i>área transversal das hastes das pás</i>	<i>6180,17 [mm<sup>2</sup>]</i>
<i>tambores de 200 [l] p/flutuadores</i>	<i>6 unidades</i>

## 7. CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES.

### 7.1. Conclusões.

Tomando por base o coeficiente de potência máximo usual das turbinas Darrieus eólicas, por volta de 36 % , citado em [13], o resultado exibido na tab. 11 tem ordem de grandeza bom, considerando-se que é fruto de uma modelagem teórica, embasada puramente na teoria aerodinâmica. Em suma, as hipóteses assumidas são próximas da realidade da máquina.

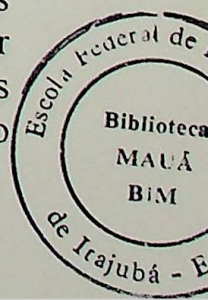
Conseqüentemente, a metodologia de dimensionamento apresentada no cap. 6 é recursível para projeto. A admissão da relação de aspecto 7 não deve ser tomado como uma restrição forte *na potência*, haja vista que os efeitos induzidos por envergadura finita não a afetam muito (desde que, para fins de *idealização teórica*, é possível, para simplificação, desprezar a força de arrasto, como assumido por Bran e Souza [20] - item “geração de torque em rotores axiais”). É, porém, forte na relação  $\frac{L}{D}$ . Portanto, a adoção de outras relações é possível, permitindo alguma manipulação das dimensões da corda, do comprimento da pá e do diâmetro do rotor .

A construção do motor Darrieus na Amazônia é um campo para extensas pesquisas. Neste sentido, discute-se, em especial :

. A Solução apresentada para construir as pás em madeira maciça deverá ser testada quanto ao *momento de inércia mássico* que conferirá ao rotor, haja vista que este não deve atrasar em excesso, ou mesmo impossibilitar, a partida do motor. A redução do peso do rotor pode ser conseguida com madeiras mais leves, como o **pau-balsa**, por exemplo.

. O momento torsor na pá carrega particularmente a fixação do suporte da haste na pá. É recomendável atenção na concepção desse sistema, principalmente se adotado prisoneiros vazantes em madeiras leves, ou outro material de pequena resistência ao *esmagamento*. Nestes casos deve ser previsto um reforço com chapa de aço fina para distribuir melhor a pressão de esmagamento; e

. Ainda quanto ao uso de madeira nas pás, no item 3.2 já foram mencionadas sugestões para acabamento superficial e fixação das hastes nessas. Porém, dado a magnitude da força cortante e do momento fletor máximo na pá (tab. 11), as madeiras da região não suportariam as tensões de cisalhamento e flexão ocorrentes. Uma solução possível é aumentar o



número de hastes, inclusive reduzindo o efeito flambagem nessas peças. Deve ser atentado para não aumentar hastes em excesso, criando área frontal a ponto de elevar significativamente as perdas parasíticas internas.

## 7.2. Recomendações

As simplificações teóricas impostas à modelagem do capítulo 4 devem ser refinadas com ensaios de um protótipo de dimensões menores que as do exemplo das tab<sup>s</sup>. 10 e 11. A monitoração *in situ* do protótipo deve ser pensada sob a ótica da obtenção de dados com o mínimo de instrumentação possível, e simples a que possa ser construída com a tecnologia disponível na região. Permitindo assim, a obtenção de dados que respondam a questões específicas e aproximem melhor os resultados da metodologia de dimensionamento. São questões particularmente importantes:

. Dado que os vetores velocidade  $u$  e  $w$  são variáveis (item 4.2),  $Re_c$  não é constante numa volta do rotor, o que foi assumido na modelagem. Deve ser determinado até que ponto isto pode ser aceito na prática, uma vez que, pelos dados do apêndice A, não são grandes as variações de  $C_s$  e  $C_a$  do perfil NACA 0012, em larga faixa de  $Re_c$  para mesmos  $\delta$ . Na prática, pode-se inferir que a ordem de grandeza dessas variações são menores do que a das imperfeições construtivas esperadas para a máquina. Tendo-se que a estabilidade de  $u$  em torno de um valor médio passa pela questão do momento de inércia do rotor, discutido no quarto parágrafo acima, a análise teórica desta questão requer dados de rotação sob várias situações de carga, a serem levantados no monitoramento do protótipo. Com tais dados, pode-se ajustar funções  $\lambda(\theta)$  específicas para os carregamentos. No item 7.2 são apresentadas sugestões para monitoração do protótipo ;

. A questão das interferências entre pás, e da carenagem do eixo motriz nas pás de jusante, são facilitados pela natureza não confinada do rotor, e desde que suas dimensões permitam, por medições de velocidades em pontos interiores e exteriores (a montante e a jusante) do volume de controle do rotor. As tomadas devem ser feitas em planos horizontais transversais ao rotor e segundo alinhamentos secantes à circunferência da trajetória das pás (normais à direção da correnteza) como mostrado na fig. 39. Essas tomadas permitirão traçar campos planos de velocidade na região interferida pela carenagem e fora desta (há limitações, devido a interferências com as hastes - item 7.2) e ultimar a determinação de fatores de interferência, considerando as variações do perfil de velocidades vertical do curso d'água, obtidas como sugerido no item 7.2 ;

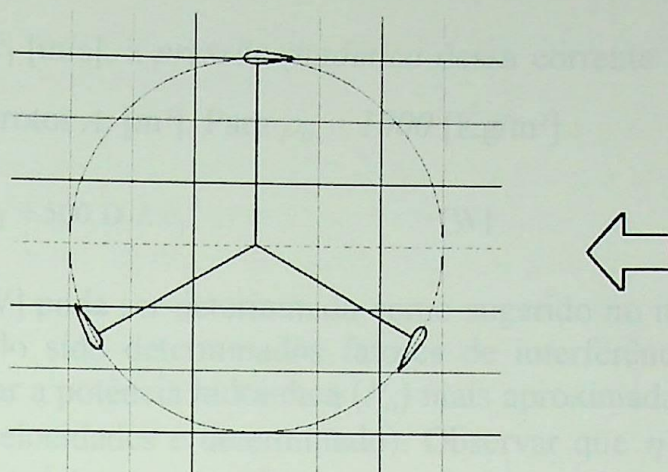


Fig. 39. Pontos de medição de velocidade em ensaios.

. Como particularização da questão das interferências, o protótipo deve ser experimentado com número de pás variando de *dois* até *cinco*, para conferência das conclusões do item 4.5.3. Vislumbra-se uma extensa via de pesquisas na determinação do coeficiente  $\sigma$  que separa as configurações de três e de cinco pás (questão da relação entre diâmetro, comprimento e corda das pás). Também, os dados serão úteis para averiguar a influência dos números *pares* e *ímpares* de pás nas flutuações da frequência de rotação ;

. A determinação experimental do rendimento total  $\eta$ , definido no item 4.5.2, como a razão entre a potência útil do motor ( $P_u$ ) e a hidráulica teórica do rotor ( $\overline{P}_h$ ), não é fácil, na medida em que isso exige classificar e separar as várias perdas de energia, que há desde o rotor até o eixo de saída, sendo mesmo desnecessário num primeiro estágio de desenvolvimento da turbina Darrieus na Amazônia. A monitoração da máquina, para tanto, requer um projeto de pesquisas específico, de ensaios a serem feitos preferencialmente em laboratório, muito aquém do escopo atual das pesquisas de campo práticas que se propõe para a região. De imediato, é mais conveniente obter com o protótipo rendimentos de conversão de potência da corrente livre ( $P_{cl}$ ) em potência útil, como seja

$$\eta_c = \frac{P_u}{P_{cl}} \quad (88)$$

procurando determinar como as dimensões do rotor e a velocidade do curso d'água influem na prática. A potência da corrente livre é um dado do curso d'água disponível, determinada como o produto entre a velocidade da

corrente livre  $c_1$  [m/s], a *pressão dinâmica* dessa corrente  $\frac{1}{2}\rho_a \cdot c_1^2$  [Pa] e a área frontal do rotor  $A_f$  [m<sup>2</sup>]. Para  $\rho_a = 1000$  [Kg/m<sup>3</sup>] :

$$P_{cl} = 500 \cdot D \cdot L \cdot c_1^3 \quad [\text{W}] \quad (89)$$

enquanto  $P_u$  [W] pode ser determinada como sugerido no item 7.2. Obtidas  $P_u$  e  $P_{cl}$  e tendo sido determinados fatores de interferência confiáveis, é possível calcular a potência hidráulica ( $P_h$ ) mais aproximada da real (devido ao campo de velocidades  $c$  determinado). Observar que  $\eta$  do item 4.5.2 é um *rendimento teórico e maior* do que o aqui proposto ;

. Dado que o rotor tem problemas de produção de torque com baixas relações de velocidade (item 4.2.1), devem ser pesquisados mecanismos auxiliares que permitam partidas e retomadas de velocidade mais fáceis (caso de variação de carga). Por indução imediata, uma dessas soluções passa necessariamente pela alteração do ângulo de ataque das pás, procurando mante-lo o maior possível. Pode ser também experimentado instalar no eixo motriz um rotor auxiliar de baixos  $\lambda_0$ , como o tipo *Savonius* por exemplo, o que imporá um *limite inferior* para a velocidade de rotação, como exigido para o modelo de  $\lambda(\theta)$  do item 4.2.1. Finalmente, pode ser experimentado o perfil NACA 0018, para testar os resultados de partida do rotor obtidos por Kirke e Lazaukas [16], para o meio eólico, indicados na fig. 19. A restrição básica para tanto, é a economicidade de qualquer solução para a região;

. No dimensionamento mecânico, as forças hidrodinâmicas foram tratadas pelo seu valor máximo. Porém, esta simplificação não permite avaliar efeitos dinâmicos de deformações nos vários componentes da estrutura da máquina. Investigações com modelos em túnel de vento, auxiliadas por sensores de deformações, do tipo *strain gages*, podem determinar valores de deformações estruturais necessários para modelagens teórico-experimentais;

. A solução do uso de poitas para o problema da amarração do conjunto flutuante no local de instalação, deve ser *refinada in loco*, para levar em consideração as variações de nível das águas entre os períodos enchente/vazante do local, o que obrigará a regulagem diária da tensão nos cabos de ancoragem. Os cabos não devem ter amarração definitiva à *balsa de flutuação*, permitindo esse tensionamento diário ;

. Um problema a considerar também, é a proteção do conjunto flutuante contra choques a detritos, comuns na Amazônia. A anteposição de

uma *tela de aço* ao rotor, de malha que não imponha perdas sensíveis de velocidade, é uma solução a testar ;

. Em primeira instância, o dimensionamento do motor Darrieus sob barramento (confinado) pode ser feita pela metodologia do cap. 6. Também neste caso, devem ser realizados ensaios de protótipos, para avaliação das condições reais de funcionamento. Interessam respostas às mesmas questões anteriores, porém, tendo-se como importante, possíveis fatores de escala secundários com os maiores números de Reynolds do escoamento. Um resultado importante a obter é o coeficiente de cavitação hidrocínético  $\beta(\Delta h)$ , introduzido no item 4.8. Um recurso de auxílio útil para tanto, é dotar a carcaça do rotor de *janelas* de acrílico que permitam visualizar a ocorrência de cavitação monitorada. A velocidade da corrente, na cavitação, pode ser medida por um *tubo de Prandtl* instalado no duto de adução ao rotor.

Uma concepção a experimentar é o posicionamento do eixo do motor *horizontalmente* (correnteza normal às pás). É possível inferir algumas vantagens decorrentes dessa solução (fig. 40):

. Permite ao rotor trabalhar na faixa de maiores velocidades do perfil do curso d'água, próxima da superfície ;

. Diminui a suscetibilidade da máquina às variações de nível do curso d'água, entre os períodos seca/cheia; e

. Possibilita a adoção da solução de Harwood para a transmissão de potência para um gerador horizontal, ou seja, a instalação da correia periféricamente ao rotor, com isso ganhando redução de peso e de tamanho no conjunto.

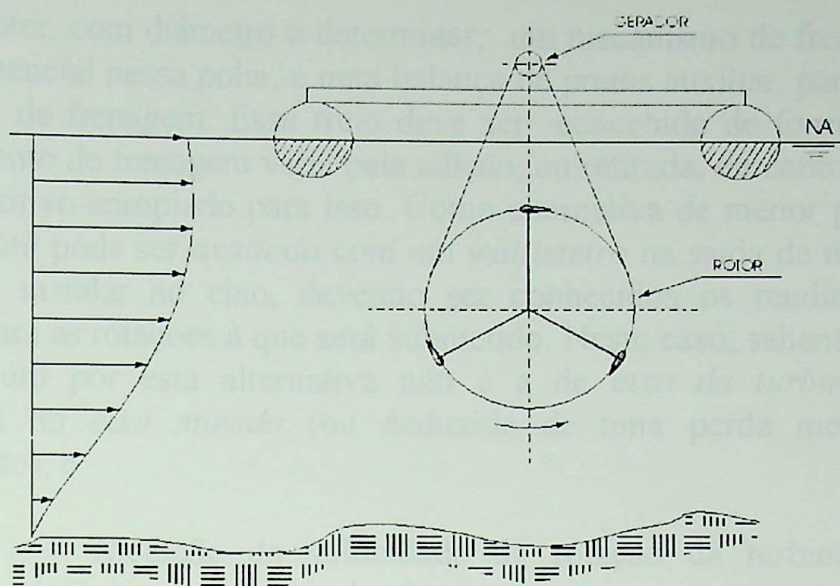


Fig. 40. Situação do rotor Darrieus a eixo horizontal.

### 7.3. Monitoração do Protótipo.

No item anterior, enfatizou-se a importância da simplicidade que deve orientar esta operação. Isto, porém, não pode perder de vista o rigor nas tomadas de dados, a não pecar por imprecisão, o que passa também pela necessidade de esmero na construção dos mecanismos auxiliares concebidos para a operação. Dessa forma, sugere-se para a monitoração do protótipo, sua instalação com os dispositivos acessórios :

1. Painéis removíveis a montante do rotor, para variação da velocidade do curso d'água. Devem ser maiores que o diâmetro do rotor e podem ser construídos e operados como *stop-logs*, a uma certa distância da máquina, tal que permitam a recomposição da configuração inicial da corrente antes de alcançá-lo. Essa distância pode ser determinada *in loco*, experimentalmente ;

2. *Micromolinete* para levantamento do perfil de velocidades a montante e jusante do rotor. No interior do rotor, o *micromolinete* pode ser instalado em pontos que não interfiram nas hastes. No caso: se próximo das pás, são livres as posições verticais acima e abaixo dos suportes (trechos em balanço  $l$ , da fig. 36); e se próximo da carenagem do eixo, em qualquer posição acima e abaixo das hastes. A única restrição para isso é de concepção da estrutura necessária para acessar o equipamento nessas posições, cuja complexidade depende do comprimento do rotor ;

3. Medição da potência útil do rotor ( $P_u$ ), dotando a turbina de um *freio de Prony*, constituído de : uma polia *lisa* de frenagem instalada no

eixo do rotor, com diâmetro a determinar; um mecanismo de frenagem por atrito tangencial nessa polia; e uma balança de pratos auxiliar, para medição do torque de frenagem. Esse freio deve ser concebido de forma a que o carregamento de frenagem varie pela adição, ou retirada, de contrapesos em um dispositivo apropriado para isso. Como alternativa de menor precisão, a potência útil pode ser *avaliada* com um *wattímetro* na saída de um gerador elétrico a instalar no eixo, devendo ser conhecidos os rendimentos do gerador para as rotações a que será submetido. Neste caso, saliente-se que a potência útil por esta alternativa não é a de *eixo da turbina*, mas a disponível no *eixo movido* (ou deduzido de uma perda mecânica na transmissão); e

4. Medição da velocidade de rotação da turbina por um *tacômetro* eletônico manual, podendo ser do tipo por contato com o eixo motriz, ou *ótico*. Para o caso do rotor sob baixa rotação, esta velocidade pode ser medida pela contagem de sons produzidos por minuto, por um *came* instalado no eixo ao *bater* num obstáculo fixo (tal processo, porém, é impreciso).

[6] \_\_\_\_\_, *Alameda, R. de - Gerador Axonial Por Um Rotor Sincrono Submerso*, *Acta Amazonica*, v.3, pp.639 - 648, Manaus, pp.639 - 648, p.12, Manaus, 1982.

[7] \_\_\_\_\_, *Projeto de Um Cata-Água Que Gere 1 KW de Eletricidade*, *Acta Amazonica*, v.3 - 4, pp.403 - 412, p.15, Manaus, 1980.

[8] \_\_\_\_\_, *Desenvolvimento de Um Cata-Água Adequado A Gerar Eletricidade Em Municípios da Região Amazônica*, (avulso), p.11, Manaus, 1983.

[9] Miller, D. *Commercialization Of The Inland Hydro Energy System*, (KHECS) *Tulane* (avulso), pp.1 - 10, Nova Iorque, EUA, 1986.

[10] Kinetics hydro system planned for New York City's East River, *Tidal*, *IEEE*, *Power Engineering*, pp.99, n.2, 1983.

[11] East River Tides In River Electric Generation, *New York Times*, n.114, Nova Iorque, EUA, 1983.

## 8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.

- [1] Sinopse Preliminar do Censo Demográfico. Fundação Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística - IBGE. p 25. v 1. Rio de Janeiro. 1992.
- [2] Boletim Estatístico - 1993. Companhia Energética do Amazonas-CEAM. p 43. Manaus. 1993.
- [3] Nogueira, F.M. et al., Utilização de Pequenas Centrais Hidrelétricas na Amazônia. p 8. Belém. 1993.
- [4] Park, Jack. The Wind Power Book. p 255. Chesire Books. Palo Alto, EUA. 1981.
- [5] Harwood, J. H. Comparação de Três Rotores Feitos Localmente Com Eixos Em Diferentes Dimensões Extraíndo Energia Cinética Hidráulica dos Rios Amazônicos. Acta Amazonica. v 1. pp 167 - 177. n 10. Manaus. 1980.
- [6] \_\_\_\_\_, Almeida, R. de. Bomba Acionada Por Um Rotor Savonius Submerso. Acta Amazonica. v 3. pp 639 - 648. Manaus. pp 639 - 648. n 12. Manaus. 1982.
- [7] \_\_\_\_\_. Protótipo de Um Cata-Água Que Gera 1 KW de Eletricidade. Acta Amazonica. v. 3 - 4. pp 403 - 412. n 15. Manaus. 1980.
- [8] \_\_\_\_\_. Desenvolvimento de Um Cata-Água Adequado A Gerar Eletricidade Em Municípios da Região Amazônica. (avulso). p 11. Manaus. 1983.
- [9] Miller, D. Commercialization Of The kinetic hydro Energy System (KHECS) Turbine. (avulso). pp 1 - 10. Nova Iorque. EUA. 1986.
- [10] Kinetics hydro system planned for New York City's East River. Field notes. Power Engineering . pp 69. n 2. 1985.
- [11] East River Tides to Run Electrical Generator. New York Times. n 134. Nova Iorque. EUA. 1985.

- [12] No-dam hydro project set. Electric Light And Power. n 2. 1985
- [13] Le Gourières D. Energie Eolienne. 12<sup>a</sup>. ed. p 279. Éditions Eyrolles. Paris. França. 1982.
- [14] Silva Jr., A., Oliveira, R. N. F. de. Aproveitamento da Energia Hidrocinética em Baixíssimas Quedas. Monografia. Universidade de Brasília - UNB. p 113. Brasília. 1988.
- [15] Davis, B. V., Swan, D. H. Vertical axis turbine economic for rivers and estuaries. Modern Power Systems. pp 29 - 34. n 2. 1983.
- [16] Kirke, B. K., Lazaukas, L. Enhancing the Performance of Vertical Axis Wind Turbine Using a Simple Variable Pitch Control. Wind Engineering. v 15. n 4. Londres. 1991.
- [17] Miley, S. J. A Catalog of Low Reynolds Number Airfoil Data for Wind Turbine Application. Texas A & M University Press. EUA. 1982.
- [18] Glauert, H. The Elements of Airfoil And Airscrew Theory. Cambridge University Press. 2<sup>a</sup>. ed. p 232. Cambridge. Inglaterra. 1948.
- [19] Abbott, H., Von Doenhoff, A. E. Theory of Wing Sections. Dover Publications. 2<sup>a</sup>. ed. p 693. Nova Iorque. EUA. 1959.
- [20] Bran, R., Souza, Z. de. Máquinas de Fluxo. Ao Livro Técnico. p 261. Rio de Janeiro. 1969.
- [21] Fill, H. D. Informações Hidrológicas. In : Modelos Para Gerenciamento de Recursos Hídricos. Série ABRH. Nobel/ABRH. v 1. pp 95 - 210. São Paulo. 1987.
- [22] Netto, A., Alvarez, G. A. Manual de Hidráulica. Editora Edgard Blucher. 7<sup>a</sup>. ed. v 1. p 335. São Paulo. 1985.
- [23] Shigley, J. E. Mechanical Engineering Design. Mc Graw Hill Kogakusha. 2<sup>a</sup>. ed. p 753. Tóquio. Japão. 1972.

- [24] Faires, V. M. Elementos Orgânicos de Máquinas. Livros Técnicos e Científicos Editora. 2<sup>a</sup>. ed. v 2. p 657. Rio de Janeiro. 1978.
- [25] Melconian, S. Elementos de Máquinas. Livros Érica Editora. 10<sup>a</sup>. ed. p 274. São Paulo. 1994.
- [26] Mataix, C. Turbomaquinas Hidraulicas. Ediciones ICAI. p 1371. Madrid. Espanha. 1975.
- [27] Nara, H. R. Mecánica Vetorial Para Ingenieros. Limusa Wiley. v 1. p 479. México DF. 1973.
- [28] Fox, Robert W., Mc Donald, Alan T. Introdução à Mecânica dos Fluidos. Editora Guanabara. 3<sup>a</sup>. ed. p 632. Rio de Janeiro. 1988.

## Apêndice A

### Dados Aerodinâmicos e Geométricos dos Perfis NACA 0012 e 0018

#### 1. PERFIL NACA 0012.

*Tab. A1. Coeficientes Aerodinâmicos - NACA 0012[17].*

$\delta^\circ$	$C_x(1)$	$C_n(1)$	$C_x/C_n$	$C_x(2)$	$C_n(2)$	$C_x/C_n$	$C_x(3)$	$C_n(3)$	$C_m(3)$	$C_x/C_n$
0	0,03	0,0132	2,273	0,02	0,0100	2,000	0,01	0,0104	0,01	0,961
1	0,13	0,0143	9,091	0,12	0,0098	12,245	0,11	0,0107	0,01	10,280
2	0,23	0,0152	15,132	0,22	0,0098	22,449	0,21	0,0111	0,00	18,919
3	0,32	0,0150	21,333	0,31	0,0100	31,000	0,31	0,0116	0,00	26,724
4	0,41	0,0134	30,597	0,39	0,0105	37,143	0,40	0,0123	0,00	32,520
5	0,49	0,0121	40,496	0,47	0,0113	41,593	0,50	0,0130	-0,01	38,461
6	0,56	0,0127	44,094	0,55	0,0124	44,355	0,60	0,0138	-0,01	43,478
7	0,63	0,0177	35,593	0,63	0,0138	45,652	0,70	0,0148	-0,01	47,297
8	0,70	0,0258	27,132	0,70	0,0157	44,586	0,80	0,0160	-0,01	50,000
9	0,75	0,0328	22,866	0,76	0,0182	41,758	0,89	0,0177	-0,02	50,282
10	0,79	0,0365	21,644	0,81	0,0215	37,674	0,98	0,0206	-0,02	47,573
11	0,82	-	-	0,84	-	-	1,06	0,0266	-0,03	39,849

NOTA : (1) -  $R_e=1,7 \cdot 10^5$  ; (2) -  $R_e=3,3 \cdot 10^5$  ; (3) -  $R_e=6,5 \cdot 10^5$

*Tab. A1. Continuação.*

$\delta^\circ$	$C_x(4)$	$C_n(4)$	$C_m(4)$	$C_x/C_n$	$C_x(5)$	$C_n(5)$	$C_m(5)$	$C_x/C_n$
0	0,02	0,0095	0,01	2,105	0,02	0,0102	0,01	1,961
1	0,12	0,0099	0,00	12,121	0,12	0,0103	0,01	11,650
2	0,22	0,0105	0,00	20,952	0,23	0,0104	0,01	22,115
3	0,33	0,0109	0,00	30,275	0,33	0,0107	0,01	30,841
4	0,43	0,0115	0,00	37,391	0,43	0,0110	0,00	39,091
5	0,53	0,0122	0,00	43,443	0,53	0,0114	0,00	46,491
6	0,63	0,0130	0,00	48,461	0,63	0,0119	0,00	52,941
7	0,73	0,0139	0,00	52,518	0,73	0,0125	0,00	58,400
8	0,82	0,0150	0,00	54,667	0,83	0,0133	0,00	62,406
9	0,92	0,0162	0,00	56,790	0,93	0,0143	0,00	65,035
10	1,00	0,0178	0,00	56,179	1,03	0,0158	0,00	65,189
11	1,09	0,0197	0,00	55,329	1,13	0,0177	0,00	63,842
12	1,16	0,0220	0,00	52,727	1,23	0,0204	0,00	60,294
13	1,23	0,0245	-0,01	50,204	1,33	0,0241	0,00	55,187
14	1,30	0,0277	-0,02	46,931	1,43	0,0295	0,00	48,475
15	1,36	0,0333	-0,01	40,841	1,51	0,0403	0,00	37,469

NOTA : (4)  $R_e=1,3 \cdot 10^6$  ; (5)  $R_e=2,4 \cdot 10^6$

Tab. A2. Coeficientes Dimensionais - NACA 0012 [26].

$x_c(\%)$	1,25	2,50	5,00	7,50	10,00	15,00	20,00	25,00
$y_c(\%)$	1,874	2,615	3,555	4,200	4,685	5,345	5,738	5,941

Tab. A2. Continuação.

$x_c(\%)$	30,00	40,00	50,00	60,00	70,00	80,00	90,00	100,0
$y_c(\%)$	6,000	5,803	5,294	4,564	3,664	2,623	1,448	0,126

Nesta tabela,  $x_c(\%)$  e  $y_c(\%)$  são as *abscissas* e as *ordenadas* do perfil, em porcentos da corda, ilustrados na fig. A1.

O bordo de ataque é conformado segundo uma circunferência, posicionada onde *tangenciar* a linha determinada pelas *coordenadas* do perfil, dadas na tabela acima. O raio do bordo de ataque é proporcional à ordenada máxima do perfil [19] (fig. A1):

$$r_{B.A} = 1,1019 \cdot y_{c_{\max}}(\%)$$

. *Momento de inércia.*

Considerando-se a fig. A1, o momento de inércia *de área* do perfil é determinado pelo *teorema dos eixos paralelos* [27]. Para tanto, o perfil é aproximado por *retângulos* e *triângulos* aproveitando-se as abscissas da tabela anterior como medidas das *bases* comuns. Então, sendo  $k$  a ordem das figuras,

$$I_c = \sum_{k=1}^{16} I_{c_k} + 2 \cdot \sum_{k=1}^{16} A_k \cdot \bar{y}_{c_k}^2$$

$$k = 1, 2, \dots$$

onde  $I_{c_k}$  é o momento de inércia de cada triângulo, em relação às suas bases, que no caso é a corda do perfil, e de cada retângulo, em relação aos seus *baricentros*, também a corda;  $A_k$  é a área de cada triângulo; e  $\bar{y}_{c_k}$ , a ordenada do *centro geométrico* de cada triângulo. Para cada uma destas figuras geométricas, os termos acima valem:

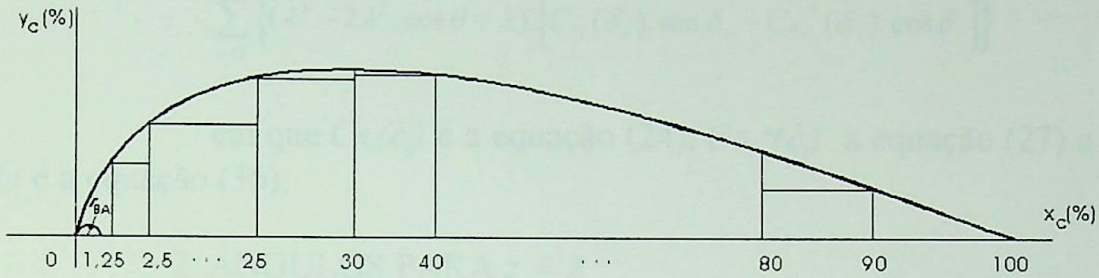
$$I_{c_{\square}} = \frac{4}{3} (\pm x_k \mp x_{k-1}) \cdot y_k^3$$

$$I_{c_{\Delta}} = \frac{1}{12} (x_k - x_{k-1}) \cdot (\pm y_k \mp y_{k-1})^3$$

$$A_{\Delta} = \frac{1}{2}(x_k - x_{k-1}) \cdot (\pm y_k \mp y_{k-1})$$

$$y_{\Delta}^2 = \left[ y_k + \frac{1}{3}(\pm y_k \mp y_{k-1}) \right]^2 = \frac{1}{9}(\pm 4 \cdot y_k \mp y_{k-1})^2$$

observando que os sinais na ordem  $\pm$  são considerados até a ordenada máxima do perfil, enquanto na ordem  $\mp$ , daí em diante.



A1. Divisão do perfil NACA 0012.

2. PERFIL NACA 0018.

Tab. A3. Coeficientes Aerodinâmicos - NACA 0018 [17].

$\delta^c$	$C_{\xi}(1)$	$C_{\alpha}(1)$	$C_m(1)$	$C_{\xi}C_{\alpha}$	$C_{\xi}(2)$	$C_{\alpha}(2)$	$C_m(2)$	$C_{\xi}C_{\alpha}$	$C_{\xi}(3)$	$C_{\alpha}(3)$	$C_m(3)$	$C_{\xi}C_{\alpha}$
0	-0,01	0,0115	0,00	-0,86	0,01	0,0105	-0,01	0,95	0,01	0,0105	0,00	0,95
1	0,10	0,0115	-0,01	8,69	0,11	0,0110	0,00	10,00	0,12	0,0108	-0,01	11,11
2	0,21	0,0119	-0,01	17,65	0,20	0,0115	0,00	19,39	0,23	0,0111	-0,01	20,72
3	0,31	0,0125	-0,01	24,80	0,30	0,0121	0,00	24,79	0,33	0,0115	-0,01	28,70
4	0,41	0,0133	-0,01	30,83	0,40	0,0127	0,00	31,50	0,43	0,0119	-0,01	36,13
5	0,50	0,0141	-0,01	35,46	0,49	0,0133	-0,01	36,84	0,52	0,0124	-0,01	41,93
6	0,59	0,0151	-0,01	39,07	0,58	0,0141	-0,01	41,13	0,61	0,0130	-0,01	46,92
7	0,67	0,0161	-0,01	41,61	0,68	0,0149	-0,01	45,64	0,71	0,0136	-0,01	52,20
8	0,75	0,0174	-0,20	43,10	0,77	0,0159	-0,01	48,43	0,80	0,0144	-0,01	55,55
9	0,84	0,0188	-0,20	44,68	0,86	0,0171	-0,01	50,29	0,89	0,0153	-0,01	58,17
10	0,93	0,0204	-0,20	45,59	0,95	0,0185	-0,02	51,35	0,97	0,0164	-0,02	59,15
11	1,01	0,0224	-0,01	45,09	1,04	0,0202	-0,02	51,48	1,06	0,0179	-0,02	59,22
12	1,10	0,0246	-0,20	43,54	1,13	0,0221	-0,02	51,13	1,15	0,0198	-0,02	58,08
13	1,18	0,0271	-0,20	43,54	1,22	0,0240	-0,03	50,83	1,24	0,0224	-0,01	55,36
14	1,26	0,0334	-0,20	37,72	1,31	0,0279	-0,03	46,95	1,32	0,0263	-0,02	50,19
15	1,33	-	0,00	-	1,39	0,0358	-0,02	38,83	1,40	0,0319	-0,04	43,89
16	1,35	-	-0,04	-	1,43	0,0420	-0,03	34,05	1,43	0,0395	-0,01	36,20
17	1,27	-	-0,11	-	1,33	-	-0,05	-	1,33	-	-0,04	-
18	1,25	-	-0,12	-	1,30	-	-0,07	-	1,29	-	-	-
19	1,22	-	-0,10	-	1,26	-	-	-	1,25	-	-	-

## Apêndice B

### Conjuntos de Equações Para Determinação da Potência Azimutal

#### 1. EQUAÇÃO GERAL DO TERMO VARIÁVEL DA POTÊNCIA AZIMUTAL.

Para  $z$  pás sob a ordem  $i$ , variando de 1 até  $z$  :

$$\sum_{i=1}^z \left\{ (\lambda^3 - 2\lambda^2 \cdot \cos \theta + \lambda) \cdot [C_{s_i}(\delta_i) \cdot \text{sen } \delta_i - C_{a_i}^*(\delta_i) \cdot \cos \delta_i] \right\}$$

em que  $C_{s_i}(\delta_i)$  é a equação (24),  $C_{a_i}^*(\delta_i)$  a equação (27) e  $\lambda$  (6) é a equação (36).

#### 2. ÂNGULOS PARA $z = 2$ .

$$\theta_i = \theta_1 + 180^\circ \cdot i - 180^\circ$$

$$\delta_i = \left[ \text{arc tg} \left[ \frac{\text{sen}(\theta_1 + 180^\circ \cdot i - 180^\circ)}{\lambda(\theta_1) - \cos(\theta_1 + 180^\circ \cdot i - 180^\circ)} \right] \right]$$

#### 3. ÂNGULOS PARA $z = 3$ .

$$\theta_i = \theta_1 + 120^\circ \cdot i - 120^\circ$$

$$\delta_i = \left[ \text{arc tg} \left[ \frac{\text{sen}(\theta_1 + 120^\circ \cdot i - 120^\circ)}{\lambda(\theta_1) - \cos(\theta_1 + 120^\circ \cdot i - 120^\circ)} \right] \right]$$

#### 4. ÂNGULOS PARA $z = 4$ .

$$\theta_i = \theta_1 + 90^\circ \cdot i - 90^\circ$$

$$\delta_i = \left[ \text{arc tg} \left[ \frac{\text{sen}(\theta_1 + 90^\circ \cdot i - 90^\circ)}{\lambda(\theta_1) - \cos(\theta_1 + 90^\circ \cdot i - 90^\circ)} \right] \right]$$

5. ÂNGULOS PARA  $z = 5$ .

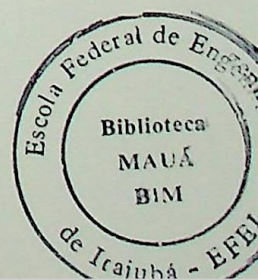
$$\theta_i = \theta_1 + 72^\circ \cdot i - 72^\circ$$

$$\delta_i = \left| \text{arc tg} \left[ \frac{\text{sen}(\theta_1 + 72^\circ \cdot i - 72^\circ)}{\lambda(\theta_1) - \text{cos}(\theta_1 + 72^\circ \cdot i - 72^\circ)} \right] \right|$$

Em todas estas equações,  $\theta_1$  é o azimute da 1ª pá, e  $\lambda(\theta_1)$  é a equação (36).

Apêndice C

Programa Para Dimensionamento de Rotores Barreiros de Três Pás



## Apêndice C

Programa Para Dimensionamento de Rotores Darrieus de Três Pás

```

writeln;

program Darrieus;

uses
  crt;

var
  l1,d1, cordal,g, lbdz1,c, corda2, l2, andre, virginia, poxa : real;
  d2,n, radical; ph, cp, pu, rn, mmax, braco, mxmax, renata, paula, meu, rapaz : real;
  mymax,m,t, dg, beta, tau, at, ar, dr, a, cruz, aguiar, teu : real;
  cf1;cf2; trig1; trig2, fr, raiz, deixo, mf, q, sigma, af, tonga, seu, caramba : real;
  cl, wg, gama, ng, y, f, p, h, rg, sc, se, em, figliuolo, esp, mironga, nosso : real;
  et, ct, r, rll, cs, ch, i, np, x, epsilon, z, d, ricardo, cabulete, vosso : real;

begin
  writeln;
  writeln(`PROGRAMA DE CALCULO DE MOTOR DARRIEUS HIDROKINETICO - 3 PAS`);
  writeln;
  write(`Entre com a veloc. de projeto do curso dagua [m/s]: `);
  readln (cl);
  write(`Entre com o coefic. f- pela tab. de vel. media :);
  readln(f);
  write(`Entre com profundidade de instacao [m]: `);
  readln(p);
  write(`Entre com a submergencia minima do rotor [m]: `);
  readln(h);
  write(`Entre com a rel. do rotor comprimento/diametro (<=6): `);
  readln(rg);
  write(`Entre com o peso do gerador adotado [N]: `);
  readln(wg);
  write(`Entre com a massa especifica do mat. adotado para as pas [Kg/m3]: `);
  readln(gama);
  write(`Entre o diametro da polia motora [m]: `);
  readln(d);
  write(`Entre com a rotaçao do gerador adotado [rpm]; `);
  readln (ng);
  write(`Entre com uma cota mancal/polia motora [m]: `);
  readln(y);
  write(`Entre com o maior dentre 0,18.Srupt e 0,3.Sesc, do aco [MPa]: `);
  readln(sc);
  write(`Entre com a tensao de escoam. do aco (Sesc) [Mpa]: `);
  readln(se);
  writw(`Entre com os coefs.de majoracao dos momentos M e T : `);
  readln(em);
  readln(et);
  write(`entre com os coefs concentr.de tensao e red.por chaveta : `);
  readln(ct);
  readln(r);
  write(`Entre com a rel. balanco/comprim. da pa (<=0,207); `);
  readln(rll);
  write(`Entre com o coef. de seguranca entre 2 e 3,5 : `);

```

```

readln(cs);
l1:=f*p-h;
d1:=l1/rg;
corda1:=l1/7;
g:=0,0715*corda1/d1;
lbdz1:=3.43/(1+g);
c:=c1/(1+g);
corda2:=0,9876/c;
l2:=7*corda2;
d2:=d1*(corda2/corda1);
n:=3.43*c/(3.14159*d2);
radical:=corda2*l2*c*c;
ph:=315.25*c*radical;
cp:=8.83 *g/((1+g)*(1+g)*(1+g))
pu:=0.5*ph;
rn:=10156.25*radical;
mmax:=135.15*radical*corda2;
braco:=h+0.5*l2;
mxmax:=47.02*radical*braco;
mymax:=49.94*radical*braco;
f:=0.0012*wg+0.03*gama*l2*corda2*corda2+0.7;
dg:=d*n*60/ng;
beta:=4.14159-(dg/d);
cf1:=exp(0.25*beta);
cf2:=exp(0.5*beta);
trig1:=cf2+2*cf1*cos(beta)+1;
meu:=1000*pu*sqrt(trig1);
teu:=3141.59*d*n*cf1;
fr:=meu/teu;
m:fr*y;
t:=pu/(6.28318*n);
seu:=em*em*m*m;
nosso:=et*et*t*t;
vosso:=seu+nosso;
raiz:=sqrt(vosso);
ricardo:=ct*r*sc;
virginia:=ln(0.0000161*raiz);
andre:=ln(ricardo);
renata:=0.333333*(virginia-andre);
deixo:=exp(renata);
tonga:=corda2*corda2*corda2;
mironga:=l2*l2;
cabulete:=0.5*l2-2*r11;
mf:=2539.1*tonga*mironga*cabulete;;
q:=5078.1*corda2*l2*c*c;
sigma:=792.6*mf/(corda2*corda2*corda2);
tau:=13210*q/(corda2*corda2*corda2*corda2*corda2);
caramba:=d2*d2+0.149*l2*l2;
rapaz:=sqrt(caramba);
poxa:=rapaz/d2;

```

```

at:=cs*q*poxa/(se*1000000);
af:=3.23*cs*poxa/100000000;
clrscr;
writeln('Diametro do rotor [mm] : ',1000*d2:2:2);
writeln('Comprimento das pas [mm] : ',1000*12:2:2);
writeln('corda das pas [mm] : ',1000*corda2:2:2);
writeln('Espessura maxima do perfil NACA 0012 [mm] : ',120*corda2:2:2);
writeln('Velocidade de rotaçao do rotor [rpm] : ',60*n:2:2);
writeln('Potencia hidraulica [W] : ',ph:2:2);
writeln('Potencia util [W] : ',pu:2:2);
writeln('Fator de potencia do rotor (%) : ',100*cp:2:2);
writeln('Momento máximo de torsao da pa [N.m] : ',mmax:2:2);
writeln('Momento maximo na direcao x [N.m] : ',mxmax:2:2);
writeln('Momento maximo na direcao y [N.m] : ',mymax:2:2);
writeln('Diametro da polia movida [mm] : ',1000*dg:2:2);
writeln('Diametro do eixo motriz [mm] : ',1000*deixo:2:2);
writeln('Afastamento entre as hastes, no cubo do eixo motriz [mm] : ',200*_
    _12:2:2);
writeln('Comprimento dos balancos das pontas da pa [mm] : ',207*12:2:2);
if(af<at) then
    writeln('Area da secao transversal da haste [mm2] : ',1000000*at:2_
        _:2);
if(at<af) then
    writeln('Area da secao transversal da haste [mm2] : ',1000000*af:2_
        _:2);
writeln('Numero de tambores de 200[1] para os flutuadores : ',round(f):2);
writeln;

end.

```

