

EDGAR PAZ PÉREZ

PROPOSTA DE UMA METODOLOGIA PARA PROJETO,
CONSTRUÇÃO E ADEQUAÇÃO DE TUBO DE SUÇÃO
NUMA TURBINA MICHELL-BANKI

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

Orientador: Prof. Dr. Luiz Roberto Carrocci
Co-orientador: Prof. Dr. Paulo Magalhães Filho

Guaratinguetá

2003

DADOS CURRICULARES

EDGAR PAZ PÉREZ

NASCIMENTO	06.09.1971-Chimbote-Perú
FILIAÇÃO	José Paz Larrain Juana Pérez Tábara
1990/1995	Curso de Graduação em Engenharia em Energia Universidad Nacional del Santa (Perú)
2001/em andamento	Mestrado em Engenharia Mecânica Universidade Estadual Paulista

Dedico esta Dissertação aos meus pais e aos meus irmãos, pela possibilidade da realização deste trabalho, emanada de minha família.

José Paz Larrain
Juana Pérez Tábara
Carlos Paz Pérez
Cintia Paz Pérez

AGRADECIMENTO

Aos meus pais, por seu amor e conselhos, acredito que foi o mais valioso que eles me deram.

Aos meus irmãos e familiares em geral, pelo carinho, apoio e compreensão.

Aos professores e amigos: Guillermo Quevedo Novoa e Luiz Roberto Carrocci, por ser os grandes mestres em minha vida.

A Alonso por brindar-me sua grande amizade e um exemplo de fortaleza espiritual.

Aos meus amigos da Universidad Nacional del Santa (Peru), por compartilhar comigo os mesmos ideais.

Aos meus amigos brasileiros: da moradia estudantil, da Pos-Graduação da FEG, e os de minha convivência, obrigado por me fazer sentir em casa.

Ao Robson e Rando, por sua valiosa ajuda na preparação do texto desta dissertação e pela sua grande amizade.

Ao professor Paulo Magalhães filho por sua colaboração na realização deste trabalho de mestrado.

Este trabalho contou com o apoio de:

CAPES-Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior.

FEG-UNESP Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá.

Não basta sonhar com um mundo melhor, temos que nos comprometer a melhorá-lo.

anônimo

PAZ, E. P. **Proposta de uma Metodologia para Projeto, Construção e Adequação de Tubo de Sucção numa Turbina Michell-Banki**. 2003. 173f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade estadual Paulista, Guaratinguetá.

RESUMO

A turbina Michell-Banki é basicamente uma máquina de ação, sendo que a característica mais importante das turbinas de ação é a não existência do tubo de sucção. A instalação do tubo de sucção numa turbina causa o aumento da queda disponível e como consequência, aumenta a potência gerada e a rotação da turbina.

No presente trabalho propõe-se a instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki, visando alcançar as melhorias já indicadas acima, lembrando que ao colocar o tubo de sucção aparece um grau de reação na máquina. Foi feita uma análise mecânica-hidráulica da turbina Michell-Banki proposta, com o objetivo de encontrar as equações que permitem calcular os diversos elementos da turbina. Desta maneira o trabalho apresenta uma metodologia para projeto de uma turbina Michell-Banki com tubo de sucção. Também são apresentadas as formas de traçar o rotor, o injetor e a pá diretriz. Finalmente o trabalho apresenta ainda as recomendações para a execução de projeto e construção da turbina.

PALAVRAS CHAVES: Turbinas Hidráulicas, Projeto de Máquinas, Máquinas de fluxo.

PAZ, E. P. **Proposal of a Methodology for Project, Construction and Adaptation of Tube of Suction in a Michell-Banki Turbine.** 2003. 173f. Dissertation (Master Science in Mechanical Engineering) - Engineering College of the Campus of Guaratinguetá, State University From São Paulo, Guaratinguetá.

SUMMARY

The turbine Michell-Banki is basically an action machine, and the important characteristic of the action turbines is the no existence of the suction tube. The installation of the suction tube in a turbine increases the available fall and as consequence, it increases the generated power. The rotation of the turbine is also increased by increasing the available fall.

In the present work it's proposed the installation of a suction tube in a Michell-Banki turbine, aiming to reach the improvements already indicated above, remembering that when placing the suction tube a reaction degree appears in the machine. It was done an mechanical and hydraulics analysis of the Michell-Banki turbine with the objective of finding the equations that allow to calculate the several elements of the turbine proposed, and thus presenting a methodology for project of a turbine. Finally I described the way of drawing the rotor, the injector and the guideline shovel, as well as it is also recommended the process that should be followed to build the turbine.

KEY WORDS: Hydraulic turbines, Project of Machines, flow Machines.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1	INTRODUÇÃO	25
1.1	ESTADO DA ARTE	25
1.2	HISTÓRICO	27
1.3	PROPOSTA	28
1.4	FINALIDADE DA PROPOSTA	28
1.5	OBJETIVOS DO TRABALHO	28
1.5.1	Objetivo geral	28
1.5.2	Objetivos específicos	29
1.6	DELIMITAÇÃO DO TRABALHO	29
1.7	ESTRUTURA DO TRABALHO	29
2	FUNDAMENTO TEÓRICO	31
2.1	CENTRAL HIDRELÉTRICA	31
2.2	CLASSIFICAÇÃO	31
2.3	MICROCENTRAIS	31
2.3.1	Vantagens das microcentrais	31
2.3.2	Componentes de uma microcentral	32
2.3.2.1	Captação e adução de água	33
2.3.2.2	Casa de máquinas	33
2.3.2.3	Linhas de transmissão	33
2.4	TURBINAS HIDRÁULICAS	33
2.4.1	Definição	33
2.4.2	Principais elementos	33
2.4.2.1	Distribuidor	34
2.4.2.2	Rotor da turbina	34

2.4.3	Triângulo de velocidades	35
2.4.4	Altura de Euler	36
2.4.5	Grau de reação	37
2.4.6	Classificação das turbinas Hidráulicas segundo o grau de reação	38
2.4.7	Turbina de ação	38
2.4.7.1	Elementos principais de uma turbina de ação	38
2.4.8	Turbina de Reação	39
2.4.8.1	Elementos de uma turbina de reação	39
2.4.8.2	Altura de sucção	41
2.4.8.3	Coefficiente de Thoma	43
2.4.9	Queda bruta	44
2.4.10	Queda disponível	44
2.4.11	Perdas, rendimentos e potências	46
2.4.11.1	Potência disponível	46
2.4.11.2	Perdas hidráulicas	46
2.4.11.3	Rendimento hidráulico	46
2.4.11.4	Perdas volumétricas	47
2.4.11.5	Rendimento Volumétrico	47
2.4.11.6	Potência motriz	47
2.4.11.7	Potência útil	48
2.4.11.8	Rendimento mecânico	48
2.4.11.9	Rendimento total da turbina	48
2.4.12	Vantagens das turbinas com tubo de sucção	49
2.4.13	Similaridade e rotação específica da turbina	49
2.4.14	Classificação das turbinas hidráulicas pela velocidade específica	51
2.5	TURBINAS MICHELL-BANKI	52
2.5.1	Descrição	52
2.5.2	Intervalos de operação	52
2.5.3	Características	52
2.5.4	Componentes principais	53
2.5.4.1	Peça de transição	54

2.5.4.2	Injetor	54
2.5.4.3	Rotor	54
2.5.4.4	Pá diretriz.....	54
2.5.4.5	Tampa	54
2.5.5	Comparação da turbina Michell-Banki com a turbina Francis	55
2.5.5.1	Comparação de rendimentos	55
2.5.5.2	Comparação econômica	57
3	ANÁLISE HIDRÁULICA DA TURBINA PROPOSTA.....	58
3.1	INTRODUÇÃO.....	58
3.2	TURBINA PROPOSTA.....	58
3.2.1	Tubo de sucção.....	58
3.2.2	Válvula de ar	59
3.3	ANÁLISE HIDRÁULICA DO ROTOR	60
3.3.1	Comportamento do fluxo através do rotor	60
3.3.2	Velocidade absoluta na entrada do rotor	62
3.3.3	Altura de Euler na turbina Michell-Banki	62
3.3.4	Ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor	63
3.3.5	Ângulo da pá “β_1” na entrada do rotor	66
3.3.6	Velocidade periférica na entrada do rotor U_1	67
3.3.7	Rotação “N” da turbina	68
3.3.8	Relação de diâmetros do rotor	68
3.3.9	Ângulo de admissão do rotor.....	75
3.3.10	Espessura do fluxo de água no rotor	80
3.3.11	Diâmetro máximo do eixo do rotor.....	81
3.3.12	Curvatura da pá	86
3.3.13	Espessura da pá	90
3.3.14	Numero de pás do rotor	90
3.3.15	Padronização do diâmetro do rotor.....	91
3.4	ANÁLISE HIDRÁULICA DO INJETOR.....	92
3.4.1	Largura do injetor	92
3.4.2	Medidas características do perfil do injetor	94

3.4.3	Curvatura do injetor	98
3.5	LARGURA DO ROTOR	100
3.6	RAZÃO DE ASPECTO	100
3.7	TUBO DE SUCÇÃO	100
3.7.1	Cálculo da altura de sucção máxima	100
3.7.2.	Dimensionamento do tubo de sucção	101
3.8	VÁLVULA DE AR	102
4	ANÁLISE MECÂNICA	105
4.1	INTRODUÇÃO	105
4.2	CÁLCULOS PRELIMINARES	105
4.2.1	Numero de pás que recebem o fluxo	105
4.2.2	Vazão que ingressa numa pá	106
4.2.3	Volume de uma pá	106
4.2.4	Volume total das pás do rotor	106
4.2.5	Massa de uma pá	106
4.2.6	Massa total das pás do rotor	107
4.2.7	Volume do rotor	107
4.2.8	Volume livre do rotor	107
4.2.9	Volume livre entre as pás	107
4.2.10	Massa de água entre duas pás	108
4.2.11	Massa total de água no rotor	108
4.2.12	Volume dos discos laterais	108
4.2.13	Massa total dos discos laterais	109
4.2.14	Massa total do rotor	109
4.2.15	Peso total do rotor	109
4.3	ANÁLISE DAS FORÇAS SOBRE A PÁ	109
4.3.1	Força hidráulica	109
4.3.2	Força centrífuga	111
4.3.3	Forças resultante sobre a pá	113
4.3.4	Força normal à pá	113
4.3.5	Momento de inércia da pá	114

4.3.6	Espessura da pá	116
4.4	ESPESSURA DOS DISCOS DO ROTOR	116
4.5	EIXO DO ROTOR	117
4.5.1	Momento fletor máximo sobre o eixo	118
4.5.2	Momento de torção máximo	119
4.5.3	Diâmetro mínimo do eixo	119
4.5.4	Verificação do diâmetro do eixo pela rotação crítica	119
4.6	SELEÇÃO DOS MANCAIS	121
4.7	ANÁLISE DO INJETOR	121
4.7.1	Eixo da pá diretriz	123
4.7.2	Espessura da pá diretriz	124
5	METODOLOGIA DO PROJETO	125
5.1	INTRODUÇÃO	125
5.2	DADOS INICIAIS	125
5.3	PARÂMETROS DO PROJETO	125
5.4	DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO	126
5.4.1	Seleção do diâmetro do rotor	126
5.4.2	Ângulo da velocidade absoluta	126
5.4.3	Velocidade Absoluta na entrada do rotor	126
5.4.4	Eficiência hidráulica	127
5.4.5	Rendimento total da turbina	127
5.4.6	Velocidade periférica na entrada do rotor	127
5.4.7	Ângulo da pá no ingresso do rotor	127
5.4.8	Velocidade relativa na entrada do rotor	128
5.4.9	Rotação da turbina	128
5.4.10	Potência da turbina	128
5.4.11	Velocidade específica	129
5.4.12	Seleção da reação da primeira passagem do fluxo pelas pás ρ_1	129
5.4.13	Diâmetro interno do rotor	130
5.4.14	Velocidade periférica interna da pá	130
5.4.15	Velocidade relativa interna da pá	130

5.4.16	Ângulo da velocidade absoluta na saída da pá	130
5.4.17	Ângulo de admissão do rotor	130
5.4.18	Espessura do jato	131
5.4.19	Diâmetro máximo do eixo do rotor	131
5.4.20	Dimensões e ângulos característicos da pá	131
5.4.21	Numero de pás do rotor	133
5.4.22	Espessura das pás	133
5.4.23	Largura do injetor	134
5.4.24	Medidas características do perfil do injetor	134
5.4.25	Curvatura do injetor	136
5.4.26	Largura do rotor	136
5.4.27	Razão de aspecto	137
5.4.28	Cálculo da altura de sucção máxima	137
5.4.29	Dimensionamento do tubo de sucção	138
5.5	DIMENSIONAMENTO MECÂNICO	138
5.5.1	Cálculos preliminares	138
5.5.1.1	Numero de pás que recebem o fluxo	138
5.5.1.2	Vazão que ingressa numa pá	139
5.5.1.3	Volume de uma pá	139
5.5.1.4	Volume total das pás do rotor	139
5.5.1.5	Massa de uma pá	139
5.5.1.6	Massa total das pás do rotor	140
5.5.1.7	Volume do rotor	140
5.5.1.8	Volume livre do rotor	140
5.5.1.9	Volume livre entre duas pás	140
5.5.1.10	Massa de água entre duas pás	141
5.5.1.11	Massa total de água no rotor	141
5.5.2	Força hidráulica	141
5.5.3	Força centrífuga	141
5.5.4	Forças resultante sobre a pá	142
5.5.5	Força normal	143

5.5.6	Momento de inércia da pá	143
5.5.7	Momento fletor máximo	143
5.5.8	Esforço máximo que atua sobre a pá.....	144
5.5.9	Verificação do esforço máximo	144
5.5.10	Verificação da flecha máxima	144
5.5.11	Espessura dos discos do rotor.....	145
5.5.12	Volume dos discos laterais	145
5.5.13	Massa total dos discos laterais.....	146
5.5.14	Massa total do rotor	146
5.5.15	Peso total do rotor	146
5.5.16	Força tangencial no rotor	146
5.5.17	Momentos fletores sobre o eixo do rotor	147
5.5.18	Momento de torção máximo.....	147
5.5.19	Diâmetro mínimo do eixo.....	147
5.5.20	Verificação do diâmetro do eixo para o diâmetro máximo	148
5.5.21	Momento de inércia do eixo.....	148
5.5.22	Flecha máxima do eixo do rotor.....	148
5.5.23	Rotação crítica da turbina	149
5.5.24	Rotação de disparo da turbina	149
5.5.25	Verificação do diâmetro do eixo pela Rotação crítica	149
5.5.26	Seleção dos mancais.....	149
5.5.27	Pressão sobre chapa do injetor.....	150
5.5.28	Força total sobre a chapa do injetor.....	150
5.5.29	Esforço máximo sobre o injetor	151
5.5.30	Verificação do esforço máximo do injetor	151
5.5.31	Eixo da pá diretriz.....	151
5.5.32	Espessura da pá diretriz	152
5.5.33	Válvula de ar	152
3	TRAÇADO E CONSTRUÇÃO.....	153
6.1	TRAÇADO.....	153
6.1.1	Traçado do rotor	153

6.1.2	Traçado do injetor	155
6.2	CONSTRUÇÃO	158
6.2.1	Construção do rotor	158
6.2.2	Construção do injetor	160
6.2.3	Construção da carcaça	162
6.2.4	Construção do tubo de sucção	166
6.2.5	Montagem da turbina	167
7	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	169
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	171

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Elementos de uma Microcentral Hidrelétrica.....	32
Figura 2.2 - Alguns tipos de rotores de turbinas hidráulicas.....	34
Figura 2.3 - Composição dos triângulos de velocidades no rotor da turbina.....	35
Figura 2.4 - Triângulos de velocidades	35
Figura 2.5 - Turbina Pelton	39
Figura 2.6 - Turbina Michell-Banki	39
Figura 2.7 - Turbina Francis.....	40
Figura 2.8 - Turbina Kaplan	41
Figura 2.9 - Tubo de sucção troncônico	42
Figura 2.10 - Tubo de sucção curvo	42
Figura 2.11 - Queda bruta numa instalação com turbina hidráulica	44
Figura 2.12 - Variação da pressão e da velocidade nas turbinas de ação e reação ..	50
Figura 2.13 - Velocidade específica das turbina	51
Figura 2.14 - Partes principais de uma turbina Michell-Banki convencional.....	53
Figura 2.15 - Comparação de rendimento de turbinas Michell-Banki e Francis ...	56
Figura 2.16 - Demanda e rendimento de uma instalação de uma zona rural	56
Figura 2.17 - Comparação de preços de turbinas Michell-Banki e Francis.....	57
Figura 3.1 - Elementos da turbina Michell-Banki proposta.....	59
Figura 3.2 - Trajetória do fluxo através do rotor.....	60
Figura 3.3 - Triângulos de velocidades	61
Figura 3.4 - Cruzamento de linhas no interior do rotor.....	61
Figura 3.5 - Rendimento hidráulico em função da relação U_1/C_1	65
Figura 3.6 - Dimensões características da entrada e saída do rotor	70
Figura 3.7 - Variação da relação de diâmetros do rotor em função de ρ_1	74
Figura 3.8 - Ângulos, velocidades e dimensões no interior do rotor	75
Figura 3.9 - Variação do angulo de admissão em função de ρ_1	79
Figura 3.10 - Variação do diâmetro máximo do eixo em função de ρ_1	84
Figura 3.11 - Perfil da pá formado de um arco de circunferência	86

Figura 3.12 - Medidas e ângulos caraterísticos para o dimensionamento da pá	86
Figura 3.13 - Triângulos formados pôr ângulos caraterísticos da pá	87
Figura 3.14 - Vista do rotor e o injetor	94
Figura 3.15 - Perfil do injetor com suas medidas caraterísticas	94
Figura 3.16 - Ângulo das linhas de fluxo ingressando no rotor	99
Figura 3.17 - Curvatura da saída do injetor	99
Figura 3.18 - Dimensões do tubo de sucção troncônico	101
Figura 3.19 - Válvula de ar	102
Figura 3.20 - Diagrama P-v Para regulação da válvula de ar	104
Figura 4.1 - Ângulos das velocidades relativas na entrada e na saída da pá	110
Figura 4.2 - Força centrífuga atuando sobre o a pá	111
Figura 4.3 - Força resultante que atua sobre a pá	114
Figura 4.4 - Esforços atuando sobre a pá	115
Figura 4.5 - Rotor Banki e mancais apoiando o eixo	117
Figura 4.6 - Diagrama de forças que atuam sobe o eixo	118
Figura 4.7 - Vista do injetor e da chapa que suporta a pressão da água	122
Figura 6.1 - Traçado do rotor	154
Figura 6.2 - Rotor completamente traçado	154
Figura 6.3 - Traçado do injetor e da pá diretriz	157
Figura 6.4 - Montagem da turbina	158
Figura 6.5 - Rotor da turbina	159
Figura 6.6 - Peças do injetor	160
Figura 6.7 - Peças da carcaça	163
Figura 6.8 - Prema gaxeta	165
Figura 6.9 - Peças do tubo de sucção	166

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Propriedades rurais eletrificadas, segundo as regiões brasileiras	26
Tabela 2.1 - Classificação das hidrelétricas de acordo com sua potência.....	31
Tabela 2.2 - Classificação das turbinas hidráulicas pela velocidade específica.....	51
Tabela 3.1 - Variação do ângulo α como função do ângulo β	67
Tabela 3.2 - Grau de reação da primeira passagem das pás	85
Tabela 3.3 - Espessuras comerciais de chapas de aço	90
Tabela 3.4 - Seleção do número de pás do rotor	91
Tabela 3.5 - Seleção do diâmetro externo do rotor	92
Tabela 3.6 - Relação das vazões entre as duas regiões do injetor	95
Tabela 3.7 - Razão de aspecto	100
Tabela 5.1 - Seleção do diâmetro externo do rotor	126
Tabela 5.2 - Variação do ângulo β_1 como função do ângulo α_1	128
Tabela 5.3 - Seleção do valor de ρ_1	129
Tabela 5.4 - Seleção do numero de pás do rotor	133
Tabela 5.5 - Caraterísticas de chapas de aço	134
Tabela 5.6 - Relação das vazões entre as duas regiões do injetor	135

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- ASTM - American Society for Testing and Materials.
- ASME - American Society of Mechanical Engineers.
- INE - Instituto Nacional de Energía.
- ITINTEC - Instituto Nacional de Normas Técnicas y Científicas.
- OLADE - Organización Latinoamericana de Desarrollo de Energía.
- SKAT - Swiss Center for Appropriate Technology.

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Distancia do disco lateral ao mancal	m
A_i	Área do injetor submetida a pressão de água	m^2
B_i	Largura do injetor	m
B_r	Largura do rotor	m
C	Capacidade de base dinâmica.	$[1]$
C_i	Velocidade absoluta no ponto i	m/s
C_{im}	Componente da velocidade absoluta na direção meridional no ponto i	m/s
C_{iu}	Componente da velocidade absolutas na direção periférica no ponto i	m/s
Cr	Coefficiente radial do rolamento	$[1]$
$d_{e_{max}}$	Diâmetro máximo do eixo do rotor	m
D_v	Diâmetro da válvula de ar	m
D_1	Diâmetro externo do rotor	m
D_2	Diâmetro interno do rotor	m
D_{pd}	Diâmetro da pá diretriz	m
e_d	Espessura dos discos laterais	m
e_i	Espessura da chapa do injetor	m
e_{pa}	Espessura da pá	m
e_{pd}	Espessura da pá diretriz	m
E	Modulo de elasticidade	MPa
F_c	Força centrífuga	N
F_{cx}	Força centrífuga no eixo X	N
F_{cy}	Força centrífuga no eixo Y	N
F_{hx}	Força hidráulica na direção do eixo X	N
F_{hy}	Força hidráulica na direção do eixo Y	N
F_i	Força de pressão de água sobre o injetor	N
F_r	Carga radial sobre o rolamento	N
F_{rn}	Força resultante normal a pá	N
F_{rt}	Força resultante sobre a pá	N
F_{rx}	Força sobre a pá na direção X	N

F_{ry}	Força sobre a pá na direção Y	<i>N</i>
F_t	Força tangencial sobre o eixo	<i>N</i>
g	Aceleração da gravidade	m/s^2
H	Queda disponível	<i>m</i>
H_{ba}	Altura barométrica	<i>mca</i>
H_D	Altura dinâmica do rotor	<i>m</i>
H_e	Altura de Euler	<i>m</i>
H_{max}	Queda máxima	<i>m</i>
H_p	Altura de pressão do rotor	<i>m</i>
H_s	Altura de sucção.	<i>m</i>
H_{va}	Pressão de vapor de água na temperatura local máxima	<i>mca</i>
I	Momento de inércia do eixo	m^4
I_{cg}	Momento de inércia da pá	m^4
K_m	Fator de momento fletor. K_t	<i>[1]</i>
K_{mo}	Constante da mola	<i>N/m</i>
K_t	Fator de momento de torção	<i>[1]</i>
k_l	Constante da velocidade absoluta	<i>[1]</i>
L_h	Horas de funcionamento do rolamento	<i>h</i>
L_s	Longitude do tubo de sucção	<i>m</i>
M_{ap}	Massa de água entre duas pás	<i>kg</i>
M_c	Massa sobre a qual atua a força centrífuga	<i>kg</i>
M_{max}	Momento fletor máximo	<i>N-m</i>
M_p	Massa de uma pá	<i>kg</i>
M_{pd}	Momento da pá diretriz (N-m)	<i>N-m</i>
M_{ta}	Massa total de água no rotor	<i>kg</i>
M_{td}	Massa total dos discos laterais	<i>kg</i>
M_{tp}	Massa total das pás do rotor	<i>kg</i>
M_{tr}	Massa total do rotor	<i>kg</i>
M_x	Momento fletor sobre o eixo na direção X	<i>N-m</i>
M_y	Momento fletor sobre o eixo na direção Y	<i>N-m</i>
N_{crit}	Rotação crítica da turbina	<i>rpm</i>

N_e	Rotação de disparo da turbina	<i>rpm</i>
N_q	Rotação específica em função da vazão	<i>rpm</i>
N_s	Rotação específica em função da potência	<i>rpm</i>
H_b	Queda bruta	<i>m</i>
P_a	Pressão máxima sobre o injetor	N/m^2
P_i	Pressão no ponto i	<i>N</i>
P_d	Potência disponível	<i>W</i>
P_m	Potência motriz	<i>W</i>
P_{max}	Potência máxima da turbina	<i>kW</i>
P_{tr}	Peso total do rotor	<i>N</i>
P_u	Potência útil	<i>W</i>
q	Esforço por unidade de comprimento sobre a pá	N/m
Q	Vazão nominal	m^3/s
Q_{max}	Vazão máxima que atravessa a turbina	m^3/s
Q_p	Vazão que ingressa numa pá	m^3/s
Q_r	Vazão que ingressa no rotor	m^3/s
R_m	Raio médio	<i>m</i>
R_{pa}	Raio da pá	<i>m</i>
R_Q	Relação das vazões do injetor	<i>m</i>
R_1	Raio externo do rotor	<i>m</i>
R_{10}	Raio do arco de saída do injetor	<i>m</i>
R_2	Raio interno do rotor	<i>m</i>
R_Ω	Raio do injetor	<i>mm</i>
S_i	Longitude da chapa do injetor	<i>m</i>
S_d	Esforço de projeto do material	N/m^2
t	Passo das pás do rotor	<i>m</i>
T_{max}	Momento de torção sobre o eixo	<i>N-m</i>
U_i	Velocidade periférica no ponto i	<i>m/s</i>
V_d	Volume dos discos do laterais	m^3
V_{lr}	Volume livre do rotor	m^3
V_{lpa}	Volume livre entre duas pás	m^3

V_p	Volume de uma pá	m^3
V_r	Volume do rotor	m^3
V_{tp}	Volume total das pás do rotor	m^3
W	Carga radial equivalente	m^3
W_i	Velocidade relativa no ponto i	m/s
W_r	Carga radial equivalente	m^3
X	Deslocamento da mola	m
y	Espessura do jato	m
Y_{max}	Flecha máxima	m
Z	Numero de pás do rotor.	$[1]$
Z_p	Numero de pás que recebem o fluxo	$[1]$
α_i	Ângulo da velocidade absoluta no ponto i	sex
β_i	Ângulo da velocidade relativa no ponto i	sex
δ	Ângulo de admissão do rotor	sex
γ	Peso específico da água	N/m^3
η_H	Rendimento hidráulico da turbina	$[1]$
η_m	Rendimento mecânico da turbina	$[1]$
η_T	Rendimento total da turbina	$[1]$
η_v	Rendimento volumétrico da turbina	$[1]$
θ	ângulo central da pá	sex
ρ	Massa específica da água	kg/m^3
ρ_a	Massa específica do aço	kg/m^3
ρ_r	Grau de reação da turbina	$[1]$
ρ_1	Grau de reação da primeira passagem do rotor	$[1]$
σ_{adm}	Esforço admissível	N/m^2
σ_{esc}	Tensão de escoamento	N/m^2
σ_i	Esforço máximo sobre o injetor	N/m^2
σ_{max}	Esforço máximo sobre a pá	N/m^2
σ_t	Coeficiente de cavitação de Thoma	$[1]$
ψ	Relação das velocidades relativas	$[1]$

ω	Velocidade angular do rotor	<i>rad/s</i>
ΔH_e	Perdas hidráulicas antes da entrada da turbina	<i>m</i>
ΔH_i	Perdas hidráulicas na turbina	<i>m</i>
ΔH_s	Perdas hidráulicas depois da saída da turbina	<i>m</i>
ΔH_{ts}	Perdas hidráulicas no tubo de sucção	<i>m</i>
ΔQ	Perdas de vazão na turbina	<i>m³/s</i>
Ω	Ângulo da espiral logarítmica	<i>rad</i>

CAPÍTULO 1 INTRODUÇÃO

1.1 ESTADO DA ARTE

O fornecimento de energia elétrica implica a melhoria da qualidade de vida, desde o ponto de vista social, melhor iluminação, melhores condições para a preservação de alimentos, maior acesso a informação e comunicação através da rádio, televisão e com isso maior integração entre os povos. Do ponto de vista econômico, a energia contribui também com o desenvolvimento da economia da região através do aumento e melhoria da qualidade da produção agrícola.

No entanto em muitos casos, é difícil a eletrificação nas zonas rurais dos países em vias de desenvolvimento, isto devido aos altos custos das redes de transmissão e distribuição de energia elétrica. A falta de eletrificação nessas regiões traz como consequência evidente, a diminuição na qualidade de vida e o atraso econômico da região. Isso por sua vez provoca a migração dos moradores destas regiões, para a zona urbana, gerando-se assim a superpopulação das cidades e os problemas sociais.

A zona rural Brasileira também enquadra-se nesta realidade, apesar de que o fornecimento de energia elétrica no campo ter aumentado nos últimos anos, a grande extensão do Brasil, faz com que a maioria das propriedades rurais do país ainda esteja sem energia elétrica. A Tabela 1.1 apresenta o panorama da zona rural brasileira. Da tabela pode-se apreciar que das 5.846.779 propriedades rurais do Brasil só 1.604.247 são atendidas com energia elétrica, e as regiões do norte e do nordeste do país são as que apresentam o menor percentual de eletrificação da zona rural.

A geração de energia elétrica mediante mini e micro centrais (PCHs) é uma alternativa viável diante desse grande problema. Não utiliza combustível; diminui os custos de produção e não contamina o ambiente; não são necessárias linhas de transmissão, somente de distribuição. Por ser de pequenas dimensões a usina não influi consideravelmente no ecossistema da região. As mini e micro usinas apresentam vida útil elevada, podendo atingir de 25 a 30 anos de funcionamento. Por isso, quando há rios próximos a localidades rurais e quando se tem uma queda d'água com uma vazão adequada, é recomendável a instalação de uma mini ou de uma micro central hidroelétrica, para o abastecimento de energia.

Tabela 1.1 - Propriedades rurais eletrificadas, segundo as regiões brasileiras

Região	Número de propriedades rurais	Número de propriedades rurais eletrificadas	% de eletrificação
Norte	596.976	10.416	1,83
Nordeste	2.817.909	313.628	11,13
Centro-Oeste	247.084	69.720	28,22
Sudeste	998.907	469.028	46,30
Sul	1.201.903	741.455	61,65
Brasil	5.846.779	1.604.247	27,35

Fonte: Pazzini (1997)

Um dos elementos principais das centrais hidroelétricas é a turbina hidráulica, a qual é uma máquina que aproveita a energia potencial de uma queda de água para transformá-la em energia cinética e esta, por sua vez, em trabalho mecânico de rotação. Dentro dos principais tipos de turbinas hidráulicas temos: turbinas Pelton, Francis, Kaplan, Bulbo e Michell-Banki (também chamada turbina Cross Flow) além de outras.

Um dos tipos de turbina que se adapta muito bem para a geração de energia elétrica em pequena escala, é a turbina Michell-Banki. Segundo Ossberguer (2002) podem ser utilizadas para quedas d'água desde 1 até 200 metros com grandes variações de vazão. Sua eficiência não diminui apreciavelmente com a variação da vazão; sua fabricação é muito simples, tendo um baixo custo de fabricação e manutenção.

Apesar das vantagens que apresenta, a turbina Michell-Banki é pouco conhecida e são muitos os estudos que podem realizar-se sobre ela. Esta turbina é basicamente uma turbina de ação.

Nas turbinas de ação há diminuição da velocidade desde a entrada até a saída do rotor, não havendo variação de pressão através dele, Por tanto neste tipo de turbina só se aproveita a variação de energia cinética no rotor. A turbina de ação não apresenta tubo de sucção.

Nas turbinas de reação há variação de velocidade e de pressão através do rotor, por tanto, neste tipo de turbinas se aproveita as variações de energia cinética e de pressão no rotor.

No presente trabalho propõe-se a instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki(turbina de ação) com a finalidade de convertê-la em uma turbina de reação e desta maneira obter as vantagem anteriormente mencionada.

No presente estudo será feita uma análise hidráulica e mecânica, e em segundo lugar pretende-se apresentar uma metodologia para facilitar o projeto de uma turbina de pequeno porte.

1.2 HISTÓRICO

A turbina Michell-Banki foi criada pelo engenheiro italiano Anthony George Maldon Michell e patenteada por ele em 1903. Michell vendeu a patente de seu invento a Ossberger, a qual é hoje a maior empresa fabricante deste tipo de turbina. O modelo clássico construído pela Ossberger atualmente é muito bem conhecido.

No início, a invenção passou quase despercebida, até que ela foi estudada pelo professor húngaro Donat Banki, sendo por isso conhecida com o nome de Michell-Banki.

A OLADE é uma instituição latino-americana que tem desenvolvido muitos estudos sobre as turbina Michell-Banki. Em 1980, Bazo, um dos técnicos desta instituição, propõe um novo tipo de injetor, composto de uma pá fixa e a outra móvel. A primeira funcionando como estator e a segunda com a função de regular a vazão. Com o objetivo de facilitar a construção propõe um perfil plano para as pás. Num outro trabalho Bazo (1983) modificou o injetor e o perfil das pás.

Um maior interesse pelo estudo da turbina de fluxo cruzado no Brasil, começou no início da década de oitenta, quando em outubro de 1983, o Ministério de Minas e Energia e a Eletrobrás, lançaram a proposta do “Programa Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas”, donde se faz referência as turbinas de fluxo cruzado(Michell-Banki).

No “Primeiro Encontro Nacional de Pequenas Centrais Hidrelétricas”, realizado nos dias 27 e 28 de agosto de 1985, faz-se menção sobre a necessidade de desenvolver e passar a fabricar as turbinas Michell-Banki.

Souza, Z (1985) publica na revista “O Mundo Elétrico” o artigo intitulado “Turbina para Mini e Micro Centrais Hidrelétricas”, onde se define a turbina de fluxo cruzado como uma turbina de ação e propõe o uso de tubos de sucção para locais de baixas e médias quedas, Neste caso recomenda-se a utilização de uma válvula de ar, para regular o nível da água no interior do tubo.

Em 1987, Geraldo Lúcio Tiago Filho, em sua dissertação de mestrado, apresenta o estudo do primeiro protótipo científico desta turbina no Brasil, assim como também apresenta uma padronização para facilitar sua construção.

Atualmente no Brasil existem duas empresas que constróem turbinas Michell-Banki: Betta Hidroturbinas Ltda, localizada no município de Franca - S.P., e R.M. Equipamentos Ltda localizada em Varginha - M.G.

Nos últimos anos as empresas Ossberger e Fuji, apresentaram catálogos de turbinas Michell-Banki com tubo de sucção, mas os estudos realizados a respeito não são conhecidos.

1.3 PROPOSTA

Instalar um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki, além de apresentar uma metodologia para projeto e construção dessa máquina.

1.4 FINALIDADE DA PROPOSTA

Incrementar a quantidade de energia aproveitada no rotor e em consequência a potência gerada pela turbina.

1.5 OBJETIVOS DO TRABALHO

1.5.1. **Objetivo geral:**

Apresentar uma metodologia para projetar, construir e instalar uma turbina Michell-Banki com tubo de sucção.

1.5.2 **Objetivos específicos:**

- Conhecer e compreender os fundamentos gerais das turbinas hidráulicas.
- Conhecer os fundamentos teóricos das turbinas Michell-Banki, assim como conhecer as técnicas de construção.
- Analisar a turbina Michell-Banki, considerando a instalação de um tubo de sucção.
- Apresentar uma metodologia para projetar uma turbina Michell-Banki com tubo de sucção.
- Apresentar algumas recomendações para sua construção utilização e manutenção.
- Projetar, construir e instalar uma turbina Michell-Banki, com tubo de sucção, seguindo a metodologia proposta e as técnicas recomendadas.
- Comparar os resultados práticos e teóricos.

1.6 DELIMITAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho tem como meta principal a utilização de turbinas Michell-Banki em zonas rurais donde se conta com poucos recursos econômicos e técnicos. Seguindo esta linha utilizaremos como unidade de análise o modelo de turbina proposto pela Organização Latino Americana de Desenvolvimento de Energia (OLADE). Este modelo é mais simples e de menor custo que os outros modelos como os propostos pelas empresas Ossberger e Cink.

1.7 ESTRUTURA DO TRABALHO

O estudo está dividido da seguinte maneira:

- **Capítulo 1:** Nesta etapa se realiza o planejamento e delimitação do problema de estudo, assim como também se apresentam os objetivos e a finalidade do trabalho.
- **Capítulo 2:** Neste capítulo será estudado os fundamentos gerais das turbinas hidráulicas. Em seguida se faz uma descrição das turbinas Michell-Banki convencionais.
- **Capítulo 3:** Nesta etapa se fará uma análise hidráulica da turbina proposta. Será analisada a influência da instalação de um tubo de sucção na turbina e conseqüentemente, como isso poder estudar a influencia no calculo dos principais elementos da turbina.
- **Capítulo 4:** Neste capítulo se faz uma análise mecânica da turbina proposta. Baseado nos estudos de esforços e momentos que atuam sobre os elementos da turbina. Trata-se de achar as dimensões que ainda não foram calculadas na análise hidráulica, como espessuras das pás, espessura dos discos, diâmetro de eixo, e demais elementos.
- **Capítulo 5:** Nesta fase se faz uma sistematização de uma metodologia para o projeto mecânico e hidráulico dos elementos que constituem a turbina Michell-Banki, com o tubo de sucção.
- **Capítulo 6:** Neste capítulo serão apresentadas as técnicas para o traçado do rotor e do injetor da turbina, assim como também se dão as recomendações para a construção da turbina.
- **Capítulo 7:** Serão apresentados as conclusões da metodologia do projeto e da construção da turbina.

CAPÍTULO 2 FUNDAMENTO TEÓRICO

2.1 CENTRAL HIDRELÉTRICA

Uma central hidrelétrica é todo um conjunto de instalações civis, elétricas e mecânicas destinadas ao aproveitamento da energia da queda de água de um rio, para transformá-la em energia elétrica.

2.2. CLASSIFICAÇÃO

Segundo a potência disponível os aproveitamentos hidrelétricos podem ser classificados como: Microcentrais, Minicentrais, Pequenas centrais, Médias centrais e Grandes centrais. Para cada um destes tipos, os intervalos de potência variam de país a país, sendo que no Brasil a classificação foi estabelecida como mostra a Tabela 2.1.

Tabela 2.1- Classificação das hidrelétricas de acordo com sua potência

Classificação	Potência (kW)
Microcentral	até 100
Minicentral	de 100 a 1.000
Pequenas centrais	de 1.000 a 30.000
Médias centrais	de 30.000 a 50.000
Grandes centrais	acima de 50.000

Fonte: Tiago (2000)

2.3. MICROCENTRAIS

2.3.1 Vantagens das microcentrais

Entre as classes de centrais anteriormente apresentadas, As microusinas ou microcentrais hidrelétricas são as mais adequadas para fornecer eletricidade no meio rural, constituindo-se desta maneira numa alternativa para o problema da falta de eletrificação no meio rural. Elas apresentam as seguintes vantagens:

- Baixos custos de implantação e manutenção e facilidade na operação.
- Podem ser instaladas em pequenos cursos de água.
- Causam pouco impacto ambiental.
- Apresentam vida útil elevada, podendo atingir 25 a 30 anos de funcionamento.

- No caso do Brasil, as linhas de eletrificação rural são normalmente monofásicas, enquanto as das microusinas podem ser trifásicas, estas últimas permitem o acionamento de motores trifásicos, os quais custam menos que os monofásicos e tem menor custo de manutenção.

2.3.2 Componentes de uma microcentral

Uma micro central é composta de três partes básicas: o sistema de captação e adução de água, a casa de máquinas e a linha de transmissão de energia. Essas três partes estão constituídas por sua vez por diferentes elementos, como mostra a Figura 2.1.

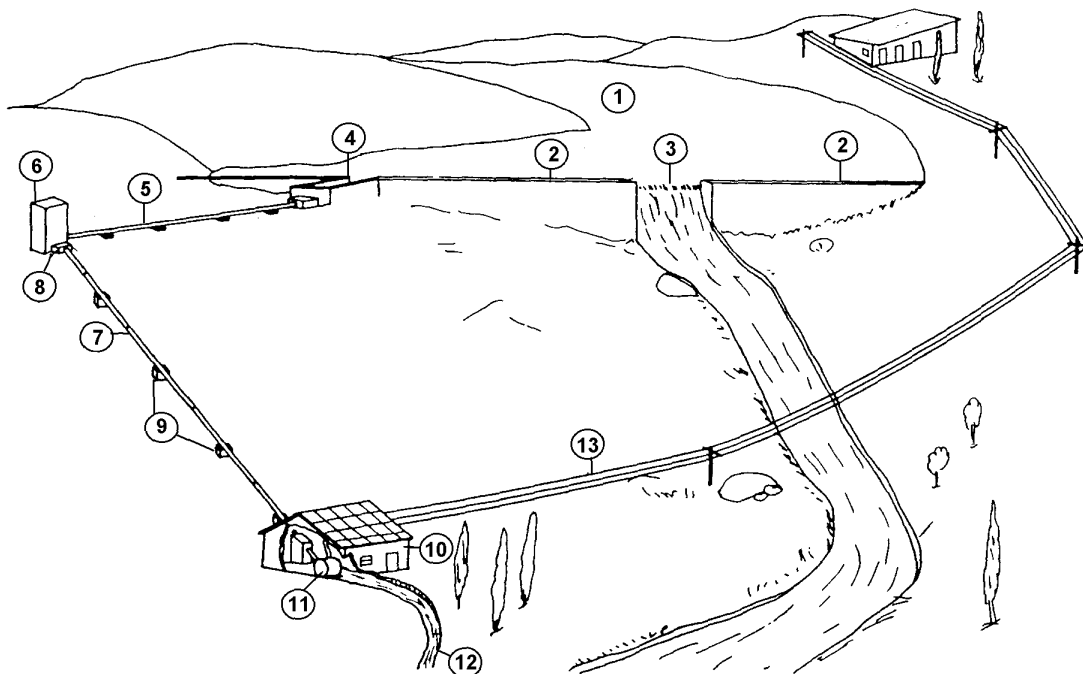


Figura 2.1- Elementos de uma Microcentral Hidrelétrica: 1 Reservatório ; 2 Barragem; 3 Vertedouro; 4 Tomada d'água; 5 Tubulação de adução; 6 Chaminé de equilíbrio; 7 Tubulação de pressão; 8 Bloco de ancoragem; 9 Bloco de apoio; 10 Casa de máquinas; 11 Turbina; 12 Canal de fuga; 13 Linhas de transmissão (TIAGO *et al.*, 2000)

2.3.2.1 Captação e adução de água

A captação e adução de água referem-se as obras civis que servem para desviar a água até a casa de máquinas onde se localiza a turbina. Estas obras são: a barragem, o vertedouro, a tomada de água, as tubulações de adução e de pressão, e a chaminé de equilíbrio.

2.3.2.2 Casa de máquinas

É uma edificação onde se encontram instalados a turbina, o gerador, o sistema de controle de tensão e de frequência, o volante de inércia e o painel de controle. É na casa de máquinas que ocorre a transformação de energia hidráulica da água em energia mecânica e finalmente em energia elétrica. A casa de máquinas deve ser construída em um local que facilite o retorno da água ao rio.

2.3.2.3 Linhas de transmissão

A linha de transmissão tem a função de conduzir a energia elétrica gerada pela microusina, até os pontos de consumo. Esta é uma linha normalmente aérea, formada por condutores elétricos de alumínio ou cobre, com postes de concreto armado ou de madeira de lei ou tratada.

2.4 TURBINAS HIDRÁULICAS

2.4.1 Definição

Uma turbina hidráulica é uma turbomáquina motora, em outras palavras, é uma máquina que absorve energia de um fluido (água) e restitui energia mecânica de rotação; nas centrais hidrelétricas a energia proporcionada pela turbina serve para acionar um gerador. A turbina e o gerador constituem os elementos principais de uma central hidrelétrica, sob o aspecto de tecnologia envolvida.

2.4.2 Principais elementos

Os elementos variam dependendo do tipo de turbina (ação ou reação), mas os principais elementos das turbinas são: distribuidor, rotor e tubo de sucção, sendo que este último só se encontra nas turbinas de reação, seu estudo será feito posteriormente na seção correspondente.

2.4.2.1 Distribuidor

Este elemento tem a função de dirigir o fluxo com um ângulo adequado até a entrada do rotor, de tal maneira que não se produza choque contra as pás do rotor. O distribuidor também tem a função de regular a rotação da turbina, isto se consegue aumentando ou diminuindo a vazão que passa por ele.

2.4.2.2 Rotor da turbina

É o elemento da turbina no qual ocorre a transformação de energia cinética da água em energia mecânica. Como em toda turbomáquina é o elemento principal e é devido a sua importância, que o estudo do rotor é fundamental nas análises das turbinas hidráulicas. Na Figura 2.2 apresentamos os principais tipos de rotores de turbinas hidráulicas.

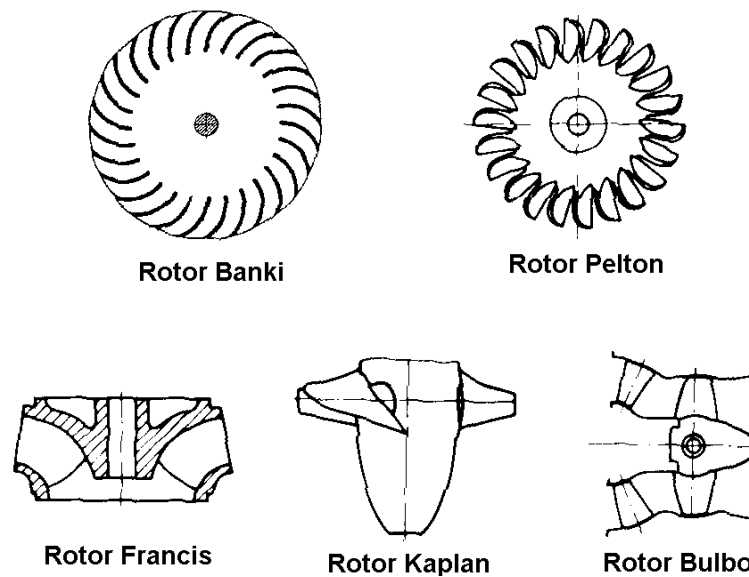


Figura 2.2 - Alguns tipos de rotores de turbinas hidráulicas (MACINTYRE, 1983)

2.4.3 Triângulos de velocidades

A água ingressa no rotor com uma velocidade absoluta C_1 , mas a entrada da pá gira por sua vez com uma velocidade periférica U_1 , havendo desta maneira uma composição de velocidades. Situação similar ocorre na saída da pá. Para analisar a composição de velocidades usam-se os triângulos de velocidades, tanto na entrada como na saída da pá (ver Figuras 2.3 e 2.4).

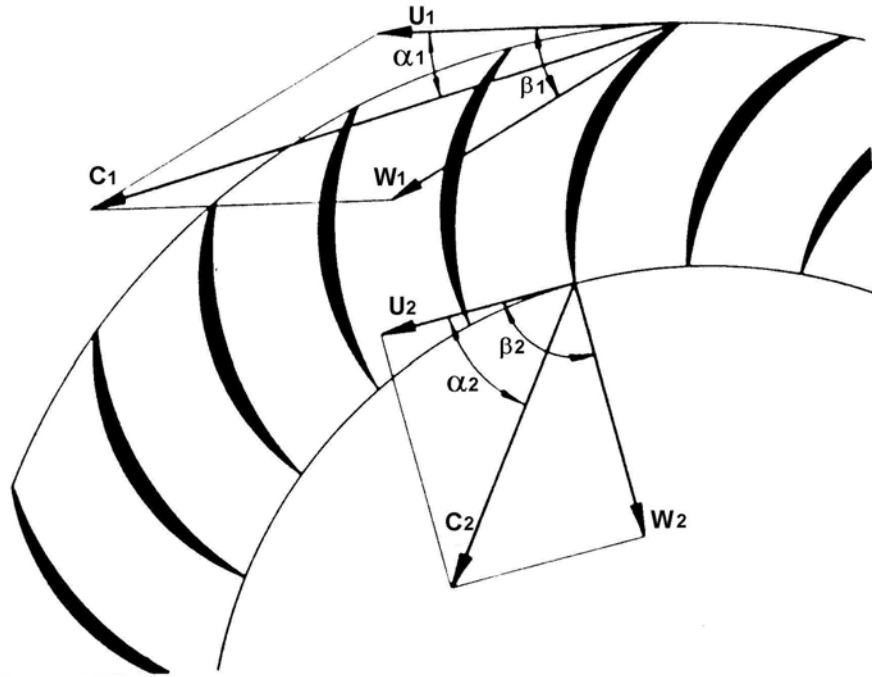


Figura 2.3 - Composição dos triângulos de velocidades no rotor da turbina (ARTER, A; MEIER, U., 1990)

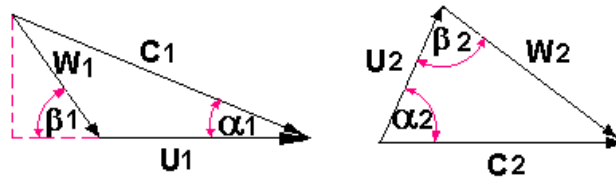


Figura 2.4 - Triângulos de velocidades

$$C_{1m} = C_1 \cdot \text{Sen} \alpha_1 = W_1 \cdot \text{Sen} \beta_1 \quad (2.1)$$

$$C_{2m} = C_2 \cdot \text{Sen} \alpha_2 = W_2 \cdot \text{Sen} \beta_2 \quad (2.2)$$

$$C_{1u} = C_1 \cdot \text{Cos} \alpha_1 \quad (2.3)$$

$$C_{2u} = C_2 \cdot \text{Cos} \alpha_2 \quad (2.4)$$

Onde:

- U_1, U_2 : Velocidades periféricas na entrada e na saída do rotor respectivamente.
 C_1, C_2 : Velocidades absolutas na entrada e na saída do rotor respectivamente.
 W_1, W_2 : Velocidades relativas na entrada e na saída do rotor respectivamente.
 C_{1m}, C_{2m} : Componentes das velocidades absolutas na direção meridional na entrada e na saída do rotor respectivamente.
 C_{1u}, C_{2u} : Componentes das velocidades absolutas na direção periférica na entrada e na saída do rotor respectivamente.
 α_1, α_2 : Ângulos das velocidades absolutas na entrada e na saída do rotor respectivamente.
 β_1, β_2 : Ângulos das velocidades relativas na entrada e na saída do rotor respectivamente.

2.4.4 Equação de Euler

Esta equação expressa o trabalho trocado pôr unidade de peso de fluido que ingressa no rotor. Na dedução dela se considera que o escoamento entre as pás é não viscoso e o rotor esta constituído de infinitas pás de espessura infinitesimal, as quais estão infinitamente próximas. Esta equação pode ser expressada de duas formas:

- Primeira expressão da equação de Euler

$$H_e = \frac{(U_1 C_1 \cos \alpha_1 - U_2 C_2 \cos \alpha_2)}{g} \quad (2.5)$$

Onde:

H_e : Altura de Euler (mca)

g : Aceleração da gravidade (m/s^2)

- Segunda expressão da equação de Euler

$$H_e = \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.6)$$

Sendo:

$$H_D = \frac{C_1^2 - C_2^2}{g} \quad (2.7)$$

$$H_p = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2g} - \frac{W_1^2 - W_2^2}{2g} \quad (2.8)$$

Onde:

H_D : Altura dinâmica do rotor (mca).

H_p : Altura de pressão do rotor (mca).

2.4.5 Grau de reação

O grau de reação estabelece se existe variação de pressão através do rotor da turbina. Este parâmetro é o quociente entre a altura de pressão do rotor e a altura total.

$$\rho_r = \frac{H_p}{H_e} \quad (2.9)$$

Onde:

ρ_r : Grau de reação.

H_p : Altura de pressão (mca).

H_e : Altura de Euler (mca).

2.4.6 Classificação das turbinas hidráulicas segundo o grau de reação

Atendendo o grau de reação, as turbinas podem ser classificadas em turbinas de ação e de reação.

2.4.7 Turbinas de ação

São aquelas em que o grau de reação é zero ($\rho_r = 0$). Isto quer dizer que neste tipo de turbinas não ocorrem variação de pressão através do rotor. As turbinas de ação

não apresentam tubo de sucção. Entre estas turbinas temos: as turbinas Pelton, Michell-Banki e Turgo.

2.4.7.1 Elementos principais de uma turbina de ação

Os elementos principais de uma turbina de ação são: o rotor e o distribuidor (ver Figuras 2.5 e 2.6).

A - Distribuidor

Neste elemento, a medida que o fluxo vai avançando a energia de pressão vai se convertendo em energia cinética. Nas turbinas de ação a pressão diminui até a pressão atmosférica, na saída do injetor.

B - Rotor

Nas turbinas de ação, a pressão é igual a pressão atmosférica, tanto na entrada como na saída do rotor, portanto neste tipo de turbina não se aproveita a energia de pressão, só se aproveita a energia cinética da água.

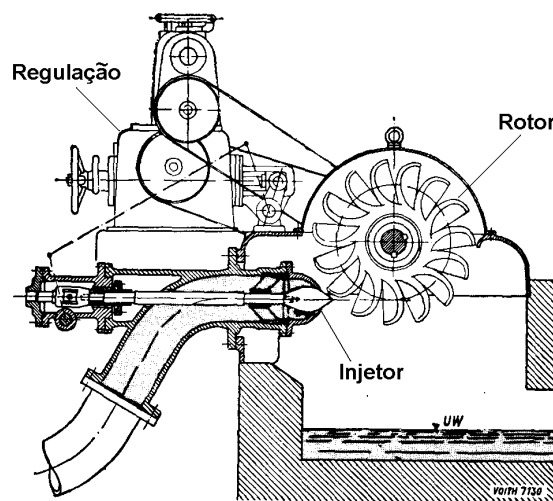


Figura 2.5 - Turbina Pelton (MACINTYRE, 1983)

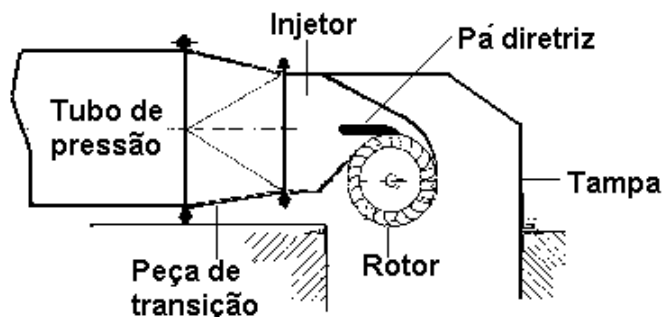


Figura 2.6 - Turbina Michell-Banki (TIAGO, 1987)

2.4.8 Turbinas de reação

Nestas turbinas o grau de reação é diferente de zero, Isto quer dizer que há variação de pressão através do rotor. As turbinas de reação em alguns casos apresentam tubo de sucção e em outros não. Entre estas turbinas temos: as turbinas Francis, Kaplan, Axiais, Helice, Deriaz, Bulbo entre outras.

2.4.8.1 Elementos de uma turbina de reação

Os principais elementos numa turbina de reação são: o distribuidor, o rotor e o tubo de sucção (ver Figuras 2.7 e 2.8).

A - Distribuidor

Neste elemento a energia de pressão da água se transforma em energia cinética, desta maneira, a pressão na saída do distribuidor diminui até um valor ligeiramente maior que a pressão atmosférica.

B - Rotor

Numa turbina de reação, a pressão na entrada do rotor é maior que zero, e menor que zero na saída. Esta diferença de pressões é aproveitada pelo rotor, portanto na turbina de reação, além de se aproveitar a energia cinética também se aproveita a energia de pressão.

C - Tubo de sucção

O tubo de sucção é característico das turbinas de reação. Este elemento produz uma sucção que gera a depressão no rotor. A pressão na entrada do tubo de sucção é menor que a pressão atmosférica.

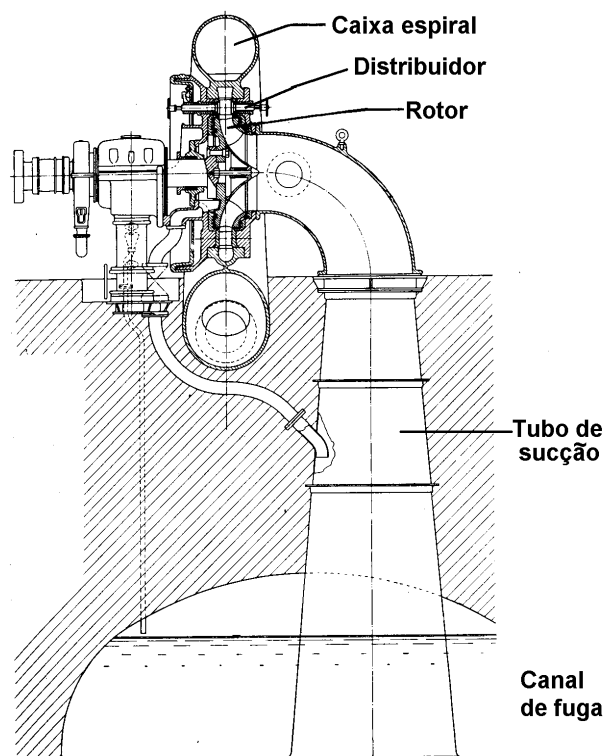


Figura 2.7 - Turbina Francis (MATAIX, 1970)

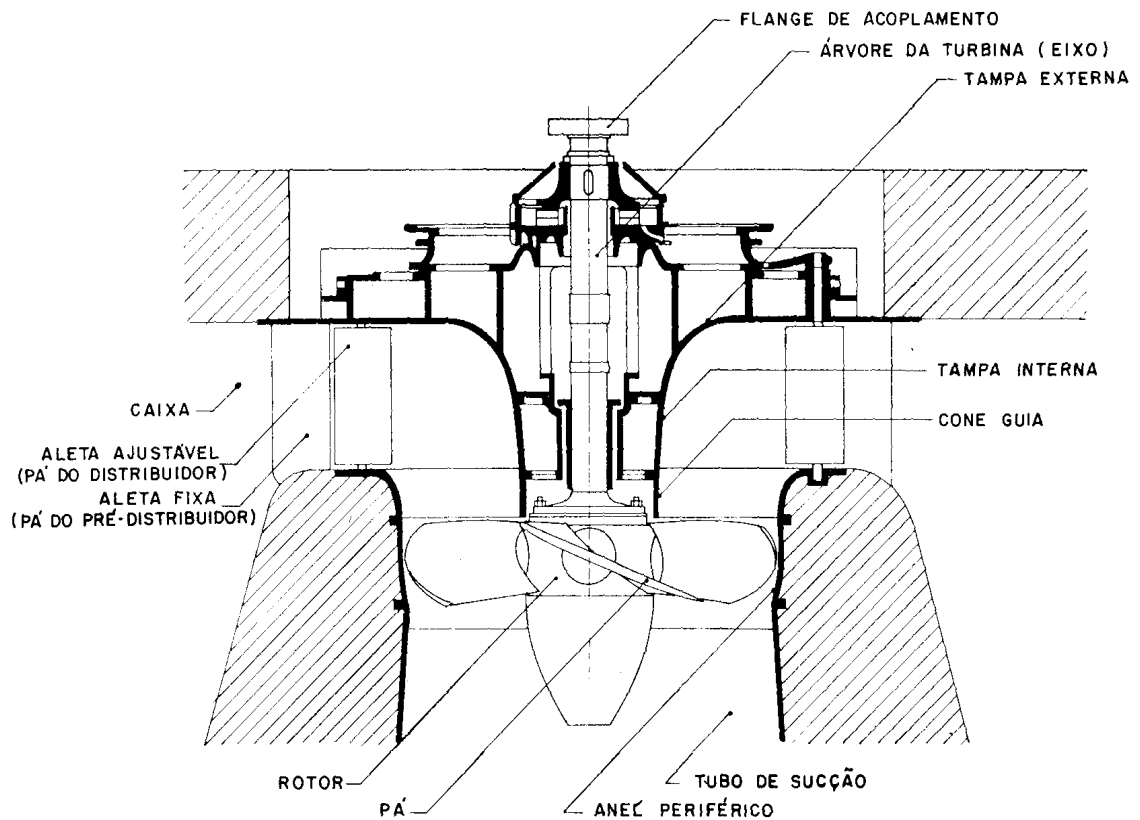


Figura 2.8 - Turbina Kaplan (MACINTYRE, 1983)

2.4.8.2 Altura de sucção

Denomina-se altura de sucção ou altura de aspiração de um tubo de sucção, ao desnível H_s entre a entrada do tubo e o nível da água no poço de escapamento (caso do tubo reto-troncônico), ou do canal de fuga (caso do tubo curvo) (ver Figuras 2.9 e 2.10).

O valor de H_s pode tomar valores positivos ou negativos. Se o valor é positivo significa que a entrada do tubo de sucção está acima do nível da água, e neste caso temos um tubo de sucção reto-troncônico (ver Figura 2.9). Se o valor de H_s é negativo a entrada do tubo de sucção está abaixo do nível da água e neste caso teremos um tubo de sucção curvo (ver Figura 2.10).

Aplicando a equação da conservação da energia entre a entrada e a saída do tubo de sucção se obtém a equação para calcular a altura de sucção, a qual se expressa como:

$$H_s = H_{ba} - \frac{P_5}{\gamma} - \frac{C_5^2 - C_6^2}{2.g} - \Delta H_{ts} \quad (2.10)$$

Onde:

H_s : Altura de sucção.

H_{ba} : Pressão barométrica local (mca).

C_5, C_6 : Velocidades na entrada e na saída do tubo de sucção (m/s)

γ : Peso específico da água (N/m^3)

ΔH_{ts} : Perdas hidráulicas no tubo de sucção (m)

P_5 : Pressão na entrada do tubo de sucção (mca).

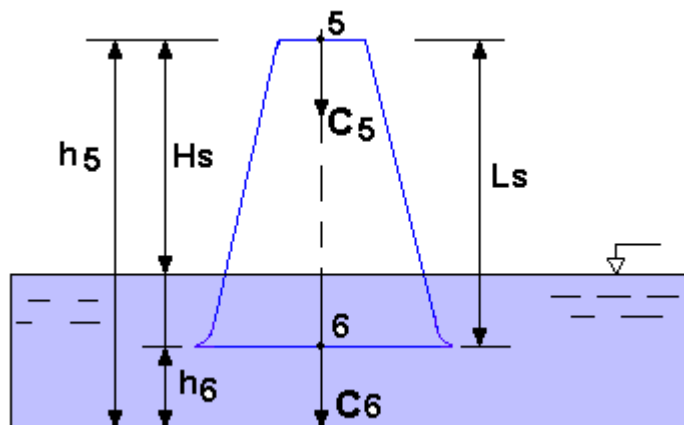


Figura 2.9 - Tubo de sucção troncônico

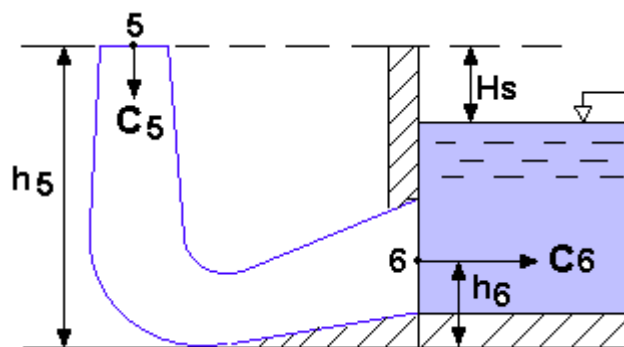


Figura 2.10 - Tubo de sucção curvo

Para que a pressão no tubo de sucção não alcance o valor da pressão de vaporização de água e desta maneira não ocorra o fenômeno de cavitação na turbina, é necessário que o valor de H_s não exceda um determinado limite. Dieter Thoma apresenta uma equação para calcular o valor limite de H_s , a qual é função das condições locais de pressão e temperatura e de um parâmetro chamado coeficiente de cavitação de Thoma.

$$H_s = H_{ba} - \sigma_t \cdot H - H_{va} \quad (2.11)$$

Sendo:

H_{ba} : Altura barométrica (mca).

σ_t : Coeficiente de cavitação de Thoma.

H : Queda disponível (m).

H_{va} : Pressão de vapor de água na temperatura local máxima (mca).

2.4.8.3 Coeficiente de Thoma

Segundo Macintyre (1983) este coeficiente depende do tipo de turbina e em consequência da rotação específica N_s . Este coeficiente é obtido experimentalmente, mas, podemos conseguir valores referenciais de σ_t mediante fórmulas e gráficos. Apresentamos a fórmula de Graeser, a qual se expressa como:

$$\sigma_t = 0,0000154(N_s)^{1,7} \quad (2.12)$$

N_s : Rotação específica (unidades do S.I.)

Da equação 2.12 pode-se observar que para rotações específicas altas (turbinas rápidas), o valor de H_s diminui, podendo alcançar valores negativos, este é o motivo pelo qual, o tubo de sucção é curvo nas turbinas Francis rápidas, e nas turbinas Kaplan.

2.4.9 Queda bruta

Conhecida também como queda topográfica, ou geodésica, de uma instalação de turbina, é a diferença de cotas entre os limites dos níveis de montante (na captação) e de jusante (poço ou canal de fuga), quando a vazão é igual a zero, isto é, com a turbina fora de operação.

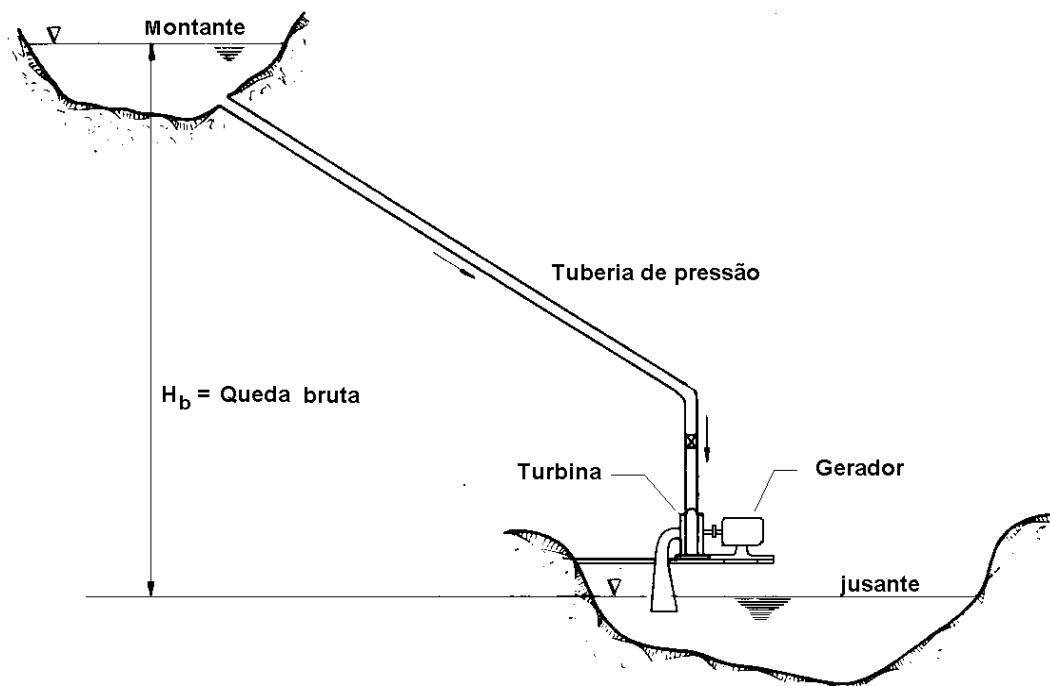


Figura 2.11 - Queda bruta numa instalação com turbina hidráulica (MATAIX, 1970)

2.4.10 Queda disponível

Nem toda a energia da queda bruta é aproveitada pela turbina. Uma parte é consumida pela ação do atrito hidrodinâmico ao longo da tubulação e devido ao efeito das peças e dispositivos intercalados na adução de água (perdas distribuídas e localizadas), de modo que sobra apenas uma parte da energia total para ser cedida à turbina e acioná-la. Essa energia hidráulica disponível para mover a turbina denomina-se queda disponível. Essa energia é entregue à turbina em forma de energia de pressão, geodésica e cinética. A queda disponível pode ser expressada de duas formas:

- Primeira expressão da queda disponível

A queda disponível pode ser calculada como a diferença entre a energia específica total na entrada "e" da turbina menos a energia específica total na saída "s".

$$H = \left(\frac{P_e}{\gamma} + \frac{V_e^2}{2g} + Z_e \right) - \left(\frac{P_s}{\gamma} + \frac{V_s^2}{2g} + Z_s \right) \quad (2.13)$$

Onde:

H : Queda disponível (m).

P_e, P_s : Pressão na entrada e na saída da turbina respetivamente (Pa).

V_e, V_s : Velocidade na entrada e na saída da turbina respetivamente (m/s).

Z_e, Z_s : Cotas da entrada e na saída da turbina respetivamente (m).

- Segunda expressão da queda disponível

A queda disponível também pode ser calculada como a queda bruta menos as perdas antes da seção de entrada da turbina, menos as perdas depois da seção de saída da mesma.

$$H = H_b - \Delta H_e - \Delta H_s \quad (2.14)$$

Onde:

H_b : Queda bruta (m).

ΔH_e : Perdas hidráulicas antes da entrada da turbina (m).

ΔH_s : Perdas hidráulicas depois da saída da turbina (m)

Nota: Deve se ressaltar que as seções de entrada e saída depende do tipo de turbina (se a turbina é de ação ou reação), e também do tipo de instalação da mesma.

2.4.11 Perdas, rendimentos e potências

2.4.11.1 Potência disponível

É a potência que é absorvida pela turbina, pode ser calculada como o produto do peso específico da água, pela a vazão e pela queda disponível.

$$P_d = \gamma \cdot Q \cdot H \quad (2.15)$$

Onde:

P_d : Potência disponível (W)

Q : Vazão nominal (m³/s)

Desta potência, parte é dissipada como perdas hidráulicas, outras como perdas de vazão e um terceiro tipo de perdas chamadas de perdas mecânicas.

2.4.11.2. Perdas hidráulicas

Parte da queda disponível "H" é perdida como energia hidráulica " ΔH_i ", devido a atritos, turbilhonamentos, vórtices e irregularidades no escoamento, em consequência o rotor só recebe a queda " H_e ", que é chamada queda motriz ou altura de Euler.

$$H_e = H - \Delta H_i \quad (2.16)$$

Onde:

ΔH_i : Perdas hidráulicas na turbina (m)

2.4.11.3 Rendimento hidráulico

Este rendimento considera as perdas hidráulicas, e é definido como a razão entre a altura de Euler e a queda disponível.

$$\eta_H = \frac{H_e}{H} \quad (2.17)$$

Onde:

η_H : Rendimento hidráulico da turbina.

2.4.11.4 Perdas volumétricas

São as perdas de vazão " ΔQ " que se produzem na turbina. Parte da vazão " Q " que ingressa na turbina é perdida no interstício entre o rotor e o injetor, desta maneira só ingressa no rotor a vazão Q_r , a qual pode-se calcular como:

$$Q_r = Q - \Delta Q \quad (2.18)$$

Onde:

Q_r : vazão que ingressa no rotor (m^3/s).

ΔQ : Perdas de vazão na turbina (m^3/s).

2.4.11.5 Rendimento volumétrico

Este rendimento é calculado pela razão entre a vazão que ingressa no rotor pela vazão que ingressa na turbina.

$$\eta_v = \frac{Q_r}{Q} \quad (2.19)$$

Onde:

η_v : Rendimento volumétrico da turbina

2.4.11.6 Potência motriz

É a potência que o fluido cede ao rotor da turbina.

$$P_m = \gamma \cdot Q_r \cdot H_e \quad (2.20)$$

Onde:

P_m : Potência motriz (W)

2.4.11.7 Potência útil

Nem toda a potência motriz P_m é aproveitada. Parte dela perde-se por atrito devido ao contato entre as peças mecânicas, como por exemplo mancais, anéis de vedação, de modo que só é aproveitada finalmente uma parcela de potência " P_u ", a qual é chamada de potência útil.

$$P_u = P_m - \Delta P_m \quad (2.21)$$

Onde:

P_u :Potência útil (W).

2.4.11.8 Rendimento mecânico

Este rendimento é o cociente entre a potência útil e a potência motriz da turbina.

$$\eta_m = \frac{P_u}{P_m} \quad (2.22)$$

Onde:

η_m : Rendimento mecânico da turbina

2.4.11.9 Rendimento total da turbina

É o cociente entre a potência útil e a potência disponível da turbina. O rendimento total da turbina também pode ser definido como o produto dos rendimentos hidráulico, volumétrico e mecânico.

$$\eta_T = \frac{P_u}{P_d} \quad (2.23)$$

$$\eta_T = \eta_H \cdot \eta_v \cdot \eta_m \quad (2.24)$$

Onde:

η_T : Rendimento total da turbina

2.4.12 Vantagens das turbinas com tubo de sucção

Com a finalidade de explicar melhor a vantagem de instalar um tubo de sucção numa turbina hidráulica apresentamos será mostrada na Figura 2.12, a distribuição de energia cinética e potencial em duas turbinas; a primeira, uma turbina de ação e a segunda, uma turbina de reação com tubo de sucção.

Da figura 2.12 (a) pode apreciar-se que numa turbina de ação, as pressões na entrada e na saída do rotor são iguais à pressão atmosférica, em consequência não há variação de energia de pressão no rotor. Da mesma figura pode apreciar-se que diminui a velocidade da água ao atravessar o rotor, esta diminuição da energia cinética da água é aproveitada pelo rotor da turbina.

Na turbina de reação da figura 2.12 (b), o tubo de sucção realiza uma aspiração produzindo um vácuo na saída do rotor, como a pressão na entrada dele é maior que a pressão atmosférica, se produz uma queda de pressão através do rotor; na mesma figura se pode observar que há uma queda da velocidade da água no rotor, então na turbina de reação além de aproveitar-se a energia cinética cedida pela água, também se aproveita a variação de energia de pressão.

Podemos dizer então, que a vantagem de instalar um tubo de sucção numa turbina que inicialmente não tinha este elemento, é o incremento da energia aproveitada, este incremento corresponde à energia de pressão.

2.4.13 Similaridade e rotação específica da turbina

Todas as turbinas geometricamente similares, que operam em campos de velocidades próximos, têm a mesma rotação específica. Este número é muito importante, porque serve para determinar o tipo de turbina a empregar em um determinado aproveitamento hidráulico, além do que, é importante para fazer os cálculos do tubo de sucção, no caso de turbinas de reação. Este parâmetro pode ser calculado em função da vazão ou em função da potência como se apresenta a seguir.

- Em função da vazão:

$$Nq = N \frac{Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (2.25)$$

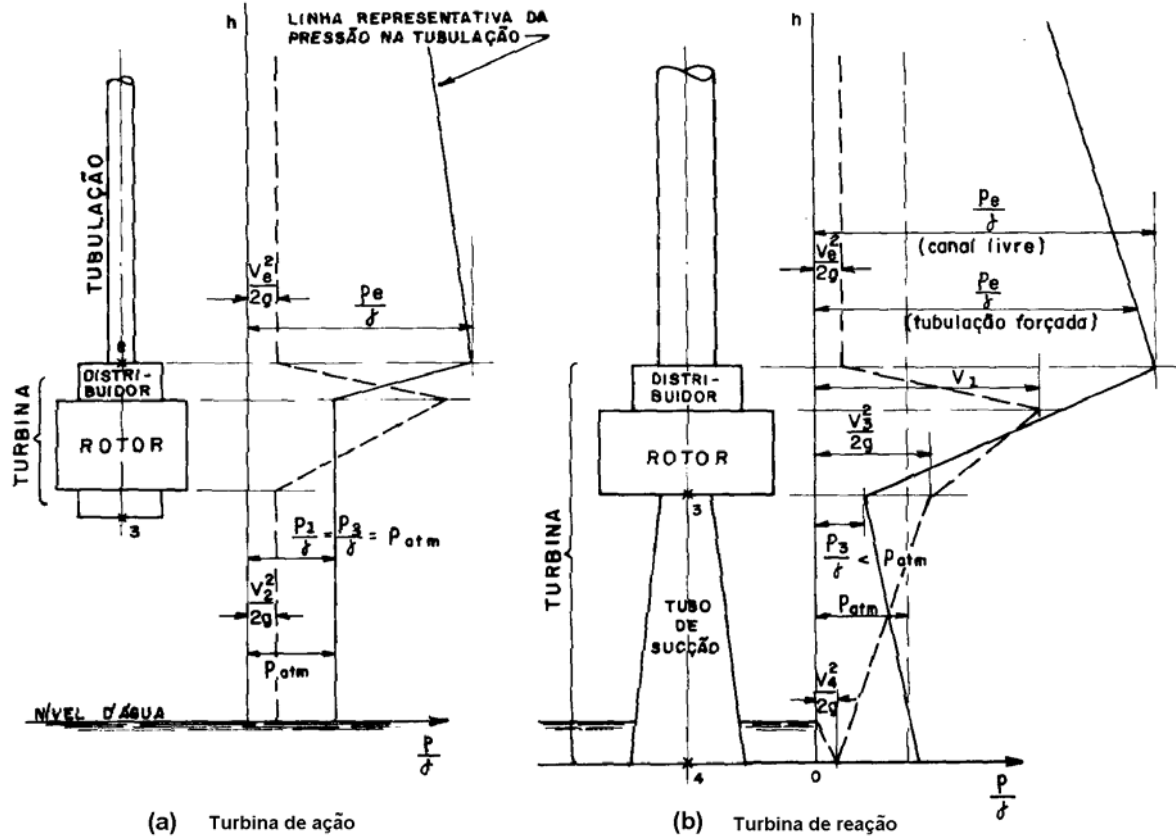


Figura 2.12 - Variação da pressão e da velocidade nas turbinas de ação e reação (MACINTYRE, 1983)

Onde:

N_q : Rotação específica.

N : Rotação (rpm).

Q : Vazão (m^3/s).

H : Queda disponível (m).

- Em função da potência:

$$N_s = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (2.26)$$

Onde:

N_s : Rotação específica.

N : Rotação (rpm).

P : Potência (CV)

H : Queda disponível (m).

2.4.14 Classificação das turbinas hidráulicas segundo a velocidade específica

As turbinas hidráulicas podem ser classificadas segundo o valor da rotação específica, como se apresenta na Figura 2.13 e na Tabela 2.2.

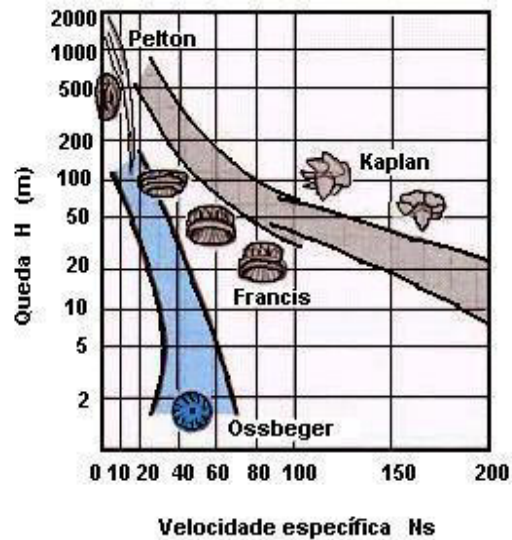


Figura 2.13- Velocidade específica das turbinas (OSSBERGER, 2003)

Tabela 2.2 Classificação das turbinas hidráulicas segundo a velocidade específica

Turbinas	N_q	N_s
Pelton		
1 jato	9	15 - 28
2 jatos	4 - 13	22 - 42
3 ou mas jatos	5 - 22	27 - 73
Michell-Banki	18 - 60	60 - 200
Francis		
Lenta	18 - 35	80 - 150
Normal	35 - 68	150 - 250
Rápida	68 - 135	250 - 450
Axiais	105 - 300	350 - 1000

Fonte: INE (1986)

Na Tabela 2.2 observa-se que o intervalo de aplicação das turbina Michell-Banki, está dentro dos intervalos das turbinas Francis Lenta e Normal, o que permite que ela tenha uma grande flexibilidade para trabalhar com quedas de água e vazões médias.

2.5. TURBINAS MICHELL-BANKI CONVENCIONAL

2.5.1 Descrição

A turbina Michell-Banki também conhecida como turbina de Fluxo Cruzado, (Cross-Flow), de Fluxo Transversal, Michell e Michell-Ossberger, é classificada como uma turbina de ação, de entrada radial, de admissão parcial e de fluxo transversal.

2.5.2 Intervalos de operação

A empresa Ossberger, o principal fabricante no mundo de turbinas Michell-Banki, apresenta as seguintes características para esta turbina:

Altura: H	$1\text{m} \leq H \leq 200\text{ m}$
Vazão: Q	$0,025\text{m}^3/\text{s} \leq Q \leq 13\text{m}^3/\text{s}$
Potência: P	$1\text{ kW} \leq P \leq 1500\text{ kW}$
Eficiência máxima: η_{max}	85 %
Velocidade de rotação: N	$50\text{ rpm} \leq N \leq 1000\text{ rpm}$
Velocidade específica: N_q	$18 \leq N_q \leq 60$

2.5.3 Características

- Tem um amplo intervalo de aplicação, estando compreendidas entre as turbinas Pelton de triplo injetor e as turbina Francis Rápidas.
- Podem operar em amplos intervalos de vazão fora do ponto ótimo, tendo uma variação suave de sua eficiência, o qual é uma vantagem frente a outras turbinas como a Francis.

- Quando ela é de pequeno porte sua construção é simples e podem ser feitos em pequenas oficinas realizando as seguintes operações de usinagem: cortar, torner e soldar chapas metálicas.
- Devido a sua simplicidade de construção e funcionamento, para baixas quedas é a turbina que apresenta os menores custos iniciais assim como de operação e manutenção.
- São turbinas que se adaptam muito bem para ser usadas no meio rural e em usinas Hidroelétricas de pequeno porte.
- Não está sujeito ao efeito de cavitação, consequentemente esta livre dos efeitos que dela advém.

2.5.4 Componentes principais

As partes principais de uma turbina Michell são apresentadas na Figura 2.14.

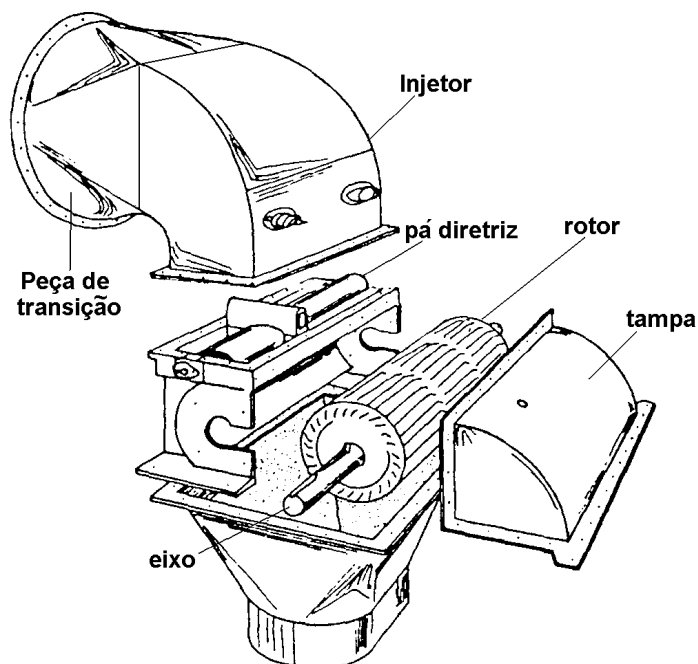


Figura 2.14 - Partes principais de uma turbina Michell-Banki convencional (MINISTERIO das MINAS e ENERGIA, 1985)

2.5.4.1 Peça de transição

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

2.5.4.2 Injetor

A sua função é converter a energia disponível em energia cinética. Assim mesmo ele deve transportar a água para o rotor de tal maneira que não ocorra choques na entrada do rotor, para isto, o injetor deve ter na saída a forma de uma espiral logarítmica.

2.5.4.3 Rotor

É o elemento onde a água cede a energia que será aproveitada para mover a turbina. Neste tipo de turbina a água transfere duas vezes sua energia às pás do rotor. Na primeira passagem cede aproximadamente 82 % desta e na segunda passagem o 18% restante.

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

2.5.4.4 Pá diretriz

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

2.5.4.5 Tampa

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

2.5.5. Comparação da turbina Michell-Banki com a turbina Francis

Na Tabela 2.2 de classificação de turbinas hidráulicas, observa-se que o campo de aplicação das turbinas Michell-Banki se sobrepõem ao campo de aplicação das turbinas Francis lentas e normais. Isto quer dizer que ambas turbinas podem ser usadas nos mesmos aproveitamentos hidráulicos, sendo natural comparar a turbina Michell-Banki com a turbina Francis.

2.5.5.1 Comparação de rendimentos

O rendimento máximo das turbinas Francis é maior que o das turbinas Michell-Banki. Em contrapartida o rendimento destas não varia em forma apreciável ao operar com cargas reduzidas.

Estudos de demanda de energia elétrica típicos de zonas rurais (sistemas isolados), mostram que as primeiras etapas de operação das usinas hidrelétricas, o fator de carga é baixo e perto de 35%, além de que nestas zonas a demanda diária varia de 35 até 55% de seu valor nominal, sendo que o pico ocorre somente durante algumas horas no dia (ver Figura 2.16).

Tudo isto traz como consequência que, em aplicações em zonas rurais, o rendimento médio das turbinas Michell-Banki seja maior que o rendimento médio das turbinas Francis.

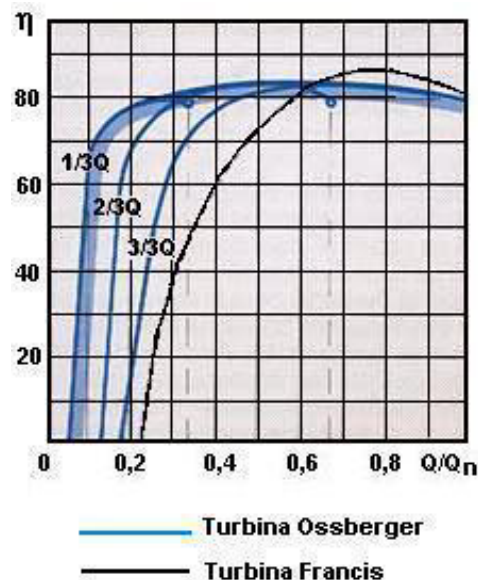


Figura 2.15 - Comparação de rendimento de turbinas Michell-Banki e Francis.
(OSSBERGER, 2003)

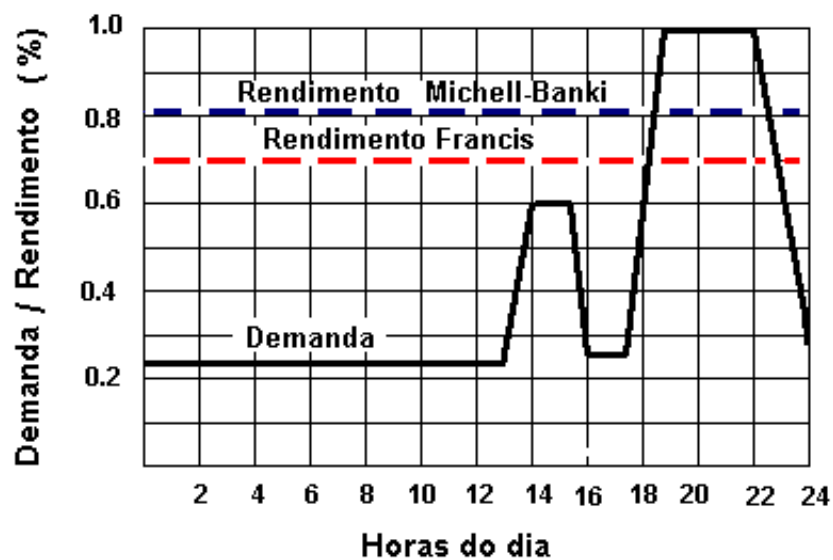


Figura 2.16 - Demanda e rendimento de uma instalação de uma zona rural
(INE, 1986)

2.5.5.2 Comparação econômica

Da Figura 2.17 podemos apreciar que para alturas do aproveitamento hidráulico menores de 40 metros ou vazões menores de $3\text{m}^3/\text{s}$, os custos das turbinas Michell-Banki sempre são menores que os custos das turbinas Francis, isto traz como consequência que em micro e minicentrals hidrelétricas seja mais econômico a instalação de uma turbina Michell-Banki, que a instalação de uma turbina Francis.

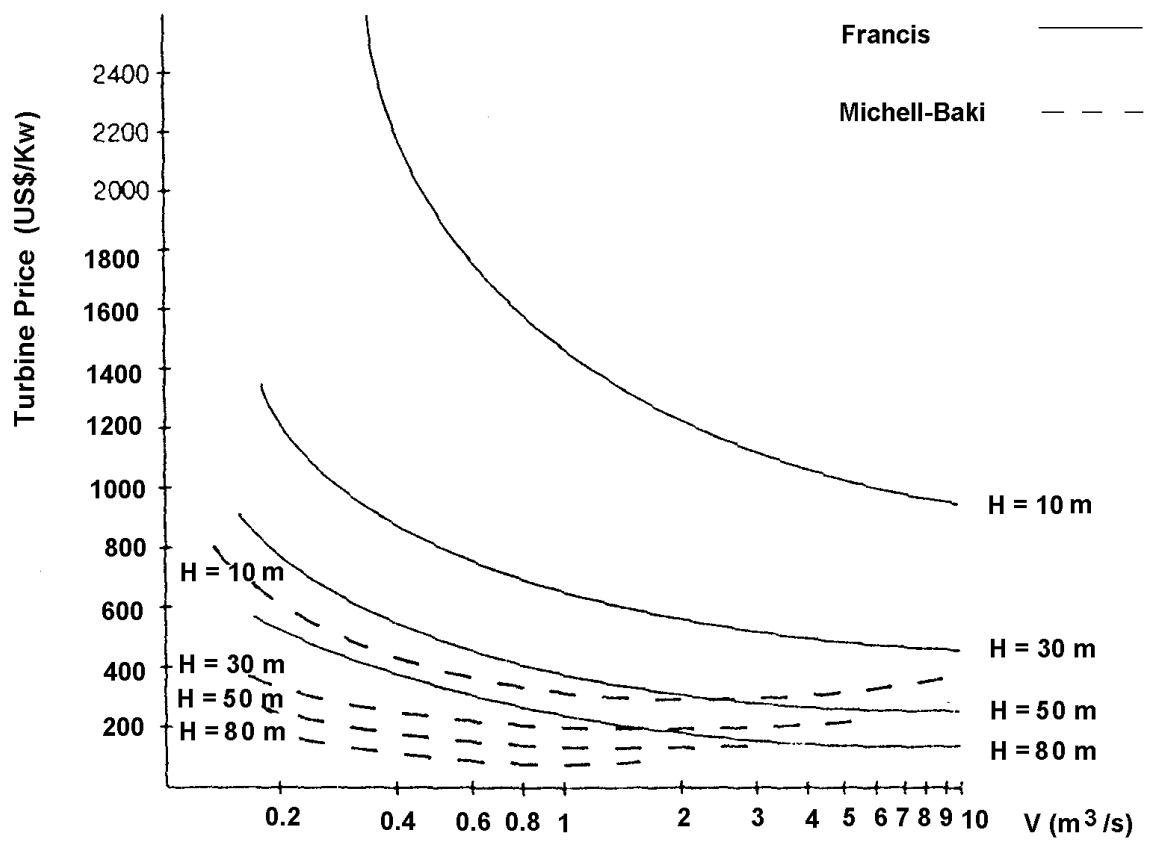


Figura 2.17 - Comparação de preços de turbinas Michell-Banki e Francis
(NAKARMI *et al.*, 1993)

CAPÍTULO 3 ANÁLISE HIDRÁULICA DA TURBINA PROPOSTA

3.1 INTRODUÇÃO

A turbina Michell-Banki convencional é uma máquina de ação, e não possui tubo de sucção. Neste trabalho se propõe a instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki, com a finalidade de aumentar sua queda disponível e, por consequência aumentar a potência e a rotação.

Baseados nos fundamentos de cálculo das turbinas hidráulicas, este capítulo trata de achar as equações que permitam calcular as principais magnitudes da turbina Michell-Banki proposta (com tubo de sucção), como velocidades, número de rotações e potências, assim como as medidas de seus principais elementos mecânicos.

Numa turbina de reação o tubo de sucção provoca uma depressão no rotor, enquanto que os outros elementos, como o injetor, pá diretriz e peça de transição não sofrem influencia por esta modificação.

Portanto, pelo anteriormente exposto, podemos dizer que um dos pontos centrais deste trabalho é o estudo da influência que o tubo de sucção exerce sobre o rotor.

3.2 TURBINA PROPOSTA

A turbina proposta se apresenta na Figura 3.1, é basicamente uma turbina Michell-Banki convencional (ver Figura 2.14), na qual serão instalados dois elementos adicionais: o tubo de sucção e a válvula de ar.

3.2.1 Tubo de sucção

Como foi mencionado anteriormente, a função do tubo de sucção é gerar uma pressão negativa na saída do rotor, com isto pode-se ter uma variação de pressão entre a entrada e a saída do rotor, a qual é aproveitada para incrementar a potência da turbina.

Da Figura 3.1 pode-se ver que o tubo de sucção instalado na turbina proposta, terá a forma de um tronco de cone posteriormente se demonstrará que este tipo de tubo de sucção é o adequado a ser usado numa turbina Michell-Banki.

3.2.2 Válvula de ar

A válvula de ar é o elemento da turbina que permite o ingresso de ar dentro da turbina para que não se produza afogamento do rotor.

Conforme trabalha a turbina, aumenta o nível da água dentro do tubo de sucção, podendo alcançar o rotor da turbina e ocasionar a parada deste eventualmente. Para evitar este problema, se instala uma válvula que permita o ingresso de ar dentro da turbina e desta maneira regular o nível da água dentro do tubo de sucção. Ela é colocada próximo à saída do rotor, na caixa superior da carcaça.

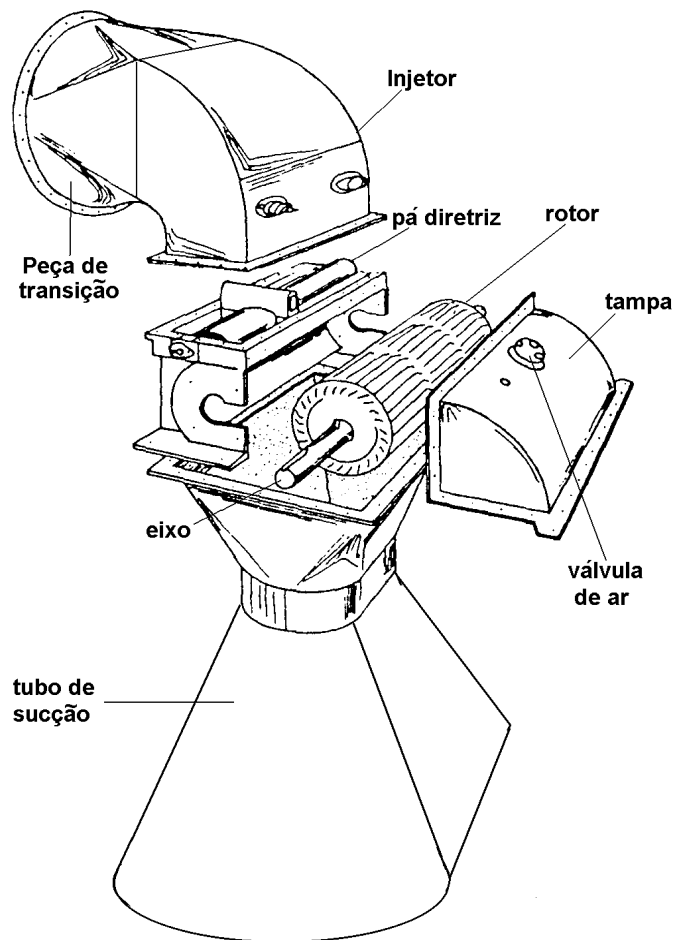


Figura 3.1 - Elementos da turbina Michell-Banki proposta

3.3 ANÁLISE HIDRÁULICA DO ROTOR

3.3.1 Comportamento do fluxo através do rotor

Tomando como referência a Figura 3.2 nota-se que a água atravessa duas vezes o rotor das turbinas Michell-Banki, através das pás moveis. Esta característica é única em turbinas, marcando uma notável diferença com respeito a outros tipos de máquinas.

A água ingressa na primeira passagem do rotor com uma velocidade absoluta C_1 e uma velocidade relativa W_1 , para que não exista choque do fluxo contra a pá, o ângulo deve ser igual ao ângulo da velocidade relativa β_1 . A água sai da primeira passagem das pás com velocidades absoluta C_2 e relativa W_2 .

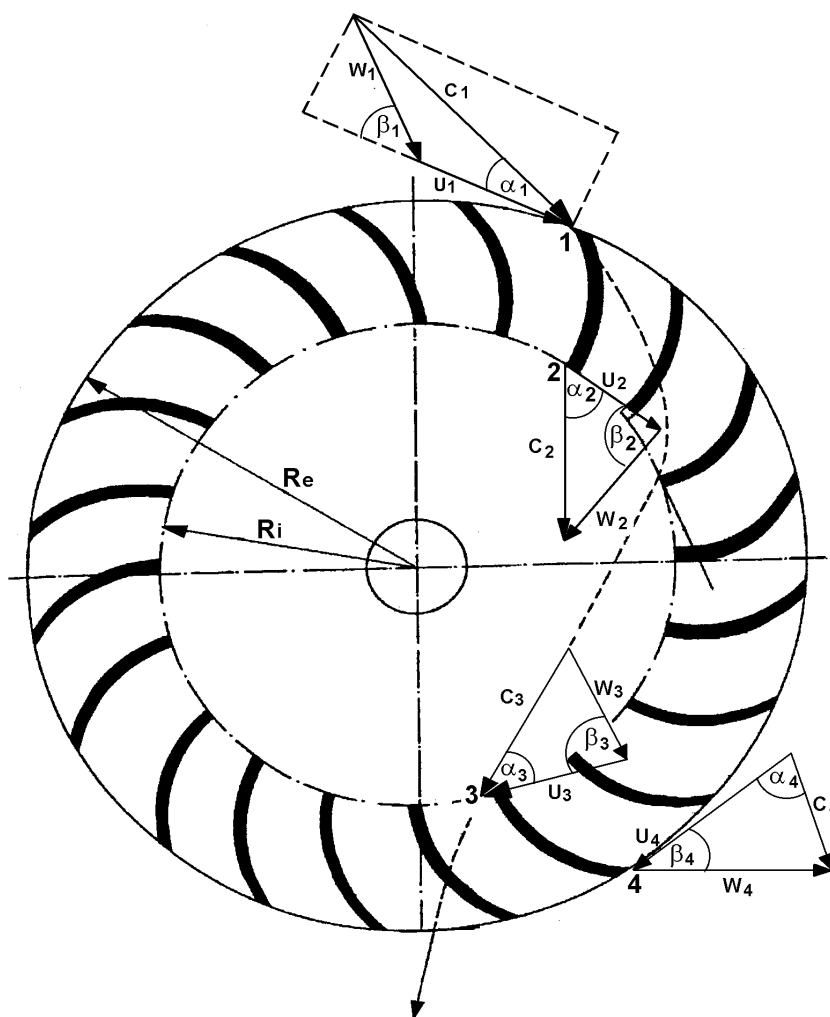


Figura 3.2 - Trajetória do fluxo através do rotor (GONÇALVES, 2000)

Na parte interna do rotor (parte sem pás moveis), ocorre um cruzamento das linhas de fluxo (ver Figura 3.4), este cruzamento de linhas produz perdas. Este é o motivo pelo qual, a energia cedida pela água na primeira passagem das pás moveis é maior que na segunda. Nas turbinas Michell-Banki convencionais, na primeira passagem, a água transfere 82 % de sua energia e na segunda 18 %. A água prossegue sua trajetória até atingir a segunda passagem das pás no ponto 3. Posteriormente, a água sai da segunda passagem, no ponto 4, conforme é mostrado na Figura 3.2, lembrando que $\beta_1 = \beta_4$; $\beta_2 = \beta_3$; $\alpha_2 = \alpha_3$.

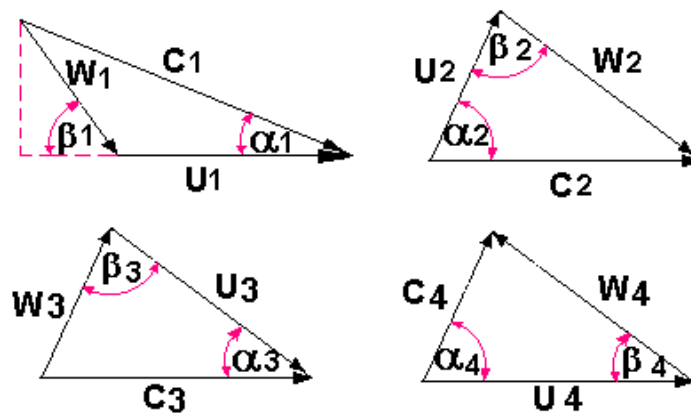


Figura 3.3 - Triângulos de velocidades

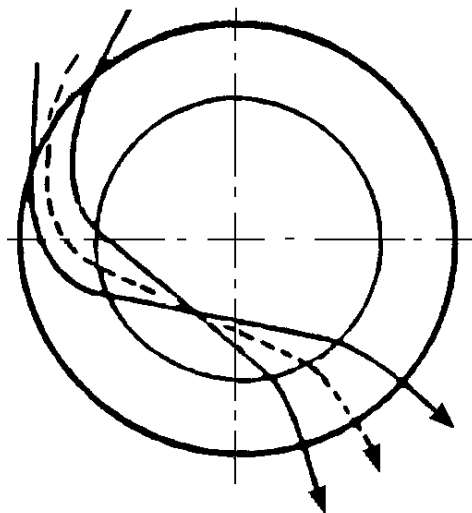


Figura 3.4 - Cruzamento de linhas no interior do rotor (ARTER, A; MEIER, U., 1990)

3.3.2 Velocidade absoluta na entrada do rotor

Em qualquer turbina hidráulica, a velocidade absoluta na entrada do rotor pode ser calculada com a equação 3.1, onde a constante da velocidade k_1 leva em conta as perdas produzidas no injetor, mais as perdas produzidas na interface, entre a saída do injetor e a entrada do rotor. No caso de turbinas Michell-Banki convencionais, o valor de k_1 está compreendido geralmente entre 0,97 e 0,98 BAZO (1983). Neste trabalho adotaremos um valor mais moderado, de 0,95 proposto pelo INE (1986).

$$C_1 = k_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (3.1)$$

Onde:

C_1 : Velocidade absoluta na entrada do rotor (m/s).

k_1 : Constante da velocidade absoluta

g : Aceleração da gravidade (m/s^2).

H : Queda disponível (m)

3.3.3 Altura de Euler na turbina Michell-Banki

Devido ao fluxo realizar duas passagens pelas pás, na turbina Michell-Banki, e considerando, que as velocidades periféricas na entrada e na saída do rotor são as mesmas, a altura de Euler dada pela equação 2.5 fica ligeiramente modificada, e se expressa como na equação 3.2

$$H_e = \left(\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_4 \cdot \cos \alpha_4}{g} \right) U_1 \quad (3.2)$$

Onde:

C_1, C_4 : Velocidade absoluta na entrada e na saída do rotor (m/s).

α_1, α_4 : Ângulo da velocidade absoluta na entrada e na saída do rotor.

U_1 : Velocidade periférica exterior do rotor. (m/s).

3.3.4 Ângulo da velocidade absoluta na entrada do rotor " α_1 "

Este ângulo se calcula para o caso de que a eficiência hidráulica da turbina tenha o valor máximo possível. A eficiência hidráulica pode ser calculada pela equação 2.17.

$$\eta_H = \frac{H_e}{H}$$

A altura de Euler pode ser calculada pela equação 3.2.

$$H_e = \left(\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - C_4 \cdot \cos \alpha_4}{g} \right) U_1$$

Do triângulo de velocidades na saída do rotor (ver Figura 3.3), pode-se deduzir que:

$$C_4 \cdot \cos \alpha_4 = U_4 - W_4 \cdot \cos \beta_4 \quad (3.3)$$

mas $U_4 = U_1$, então:

$$C_4 \cdot \cos \alpha_4 = U_1 - W_4 \cdot \cos \beta_4 \quad (3.4)$$

Utilizando o coeficiente empírico adimensional ψ , que relaciona as velocidades relativas e cujo valor está em torno de 0,98, obtemos a seguinte equação.

$$W_4 = \psi \cdot W_1 \quad (3.5)$$

Substituindo a equação 3.5 na equação 3.4 temos:

$$C_4 \cdot \cos \alpha_4 = U_1 - \psi \cdot W_1 \cdot \cos \beta_4 \quad (3.6)$$

Do triângulo de velocidades na entrada do rotor (ver Figura 3.3) sabe-se que:

$$W_1 \cdot \cos \beta_1 + U_1 = C_1 \cdot \cos \alpha_1 \quad (3.7)$$

$$W_1 = \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1}{\cos \beta_1} \quad (3.8)$$

Substituindo a equação 3.8 na equação 3.6 e esta a sua vez na equação 3.2:

$$H_e = \left[C_1 \cdot \cos \alpha_1 - \left(U_1 - \psi \left(\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1}{\cos \beta_1} \right) \cos \beta_4 \right) \right] \frac{U_1}{g} \quad (3.9)$$

$$H_e = (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1) \left(1 + \psi \frac{\cos \beta_4}{\cos \beta_1} \right) \frac{U_1}{g} \quad (3.10)$$

Sendo $\beta_1 = \beta_4$, temos:

$$H_e = (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1) (1 + \psi) \frac{U_1}{g} \quad (3.11)$$

A queda disponível pode ser deduzida pela equação 3.1 como:

$$H = \frac{C_1^2}{2 \cdot g \cdot k_1} \quad (3.12)$$

Aplicando as equações 3.11 e 3.12 na equação 3.3:

$$\eta_H = \frac{H_e}{H} = \frac{2 \cdot k_1^2 \cdot U_1 (C_1 \cdot \cos \alpha_1 - U_1) (1 + \psi)}{C_1^2} \quad (3.13)$$

$$\eta_H = 2 \cdot k_1^2 \cdot \left(\frac{U_1}{C_1} \cdot \cos \alpha_1 - \left(\frac{U_1}{C_1} \right)^2 \right) (1 + \psi) \quad (3.14)$$

Para mostrar a variação do rendimento hidráulico utilizando a equação 3.14, pode-se construir um gráfico em função da relação de velocidades U_1/C_1 e do ângulo α_1 .

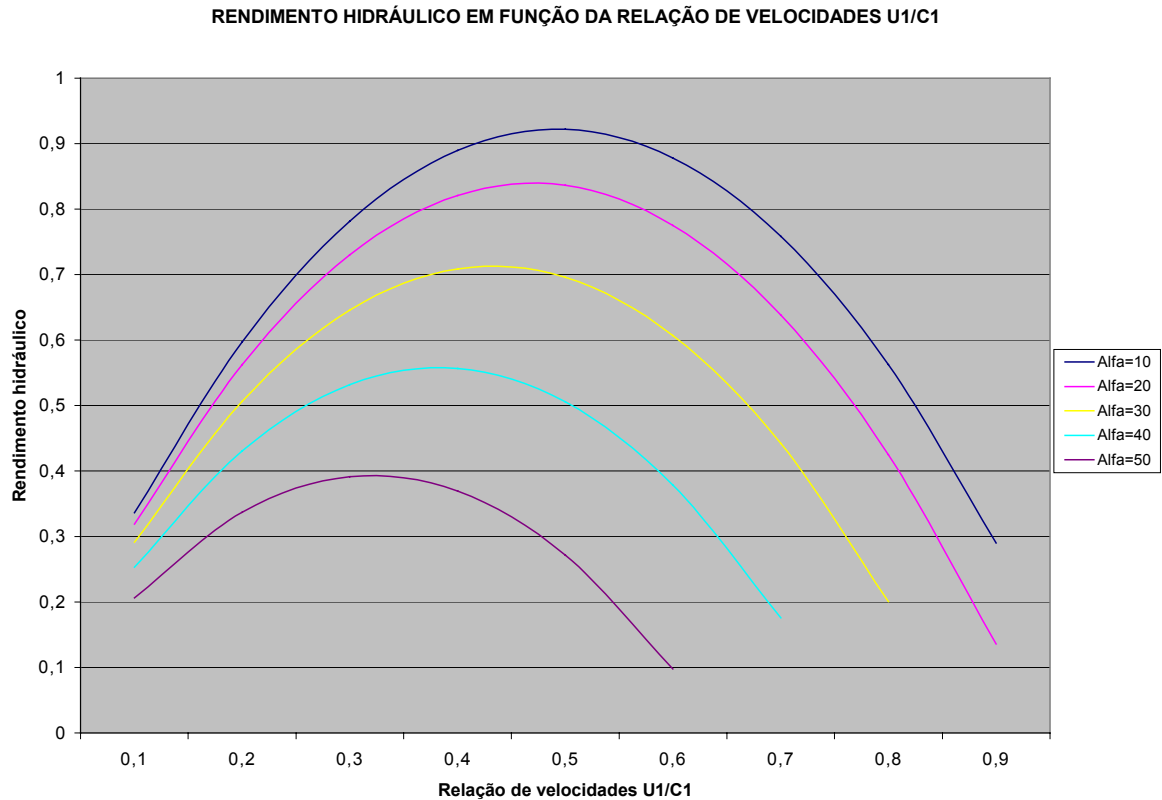


Figura 3.5 - Rendimento hidráulico em função da relação U_1/C_1 e do ângulo α_1 .

Da Figura. 3.5 podemos apreciar duas coisas importantes:

- O rendimento hidráulico aumenta a medida que diminui o ângulo da velocidade absoluta α_1 .
- Para cada valor de α_1 , existe um valor U_1/C_1 , para o qual o rendimento hidráulico é máximo.

O valor máximo do rendimento hidráulico se calcula como:

$$\frac{\partial(\eta_H)}{\partial(U_1/C_1)} = 0$$

Aplicando esta teoria na equação 3.14 se obtém:

$$\frac{U_1}{C_1} = \frac{\cos \alpha_1}{2} \quad (3.15)$$

Substituindo a equação 3.1 na equação 3.16:

$$\eta_H = \frac{1}{2} k_1^2 (\cos^2 \alpha_1) (1 + \psi) \quad (3.16)$$

Para que o rendimento hidráulico η_H , seja máximo, α_1 deve ser o menor possível, como se vê na Figura 3.5, mas não é fácil obter valores muito pequenos de α_1 , na prática os rotores das turbinas Michell-Banki se projetam para valores de α_1 de 14° a 18°, sendo que os mais usados são 15° e 16°, obtendo-se bons rendimentos (ARTER, A.; MEIER, U. 1990).

3.3.5 Ângulo da pá “ β_1 ” na entrada do rotor

Da equação 3.7 se obtém que:

$$W_1 \cos \beta_1 = C_1 \cos \alpha_1 - U_1 \quad (3.17)$$

Do triângulo de velocidades mostrado na Figura 3.3 sabe-se que:

$$W_1 \sin \beta_1 = C_1 \sin \alpha_1 \quad (3.18)$$

Dividindo as equações 3.19 e 3.20, tem-se:

$$\text{Ctg } \beta_1 = \frac{C_1 \cos \alpha_1}{C_1 \sin \alpha_1} - \frac{U_1}{C_1 \sin \alpha_1} \quad (3.19)$$

e, aplicando U_1/C_1 da equação 3.15 na equação 3.19 temos:

$$\text{Ctg}\beta_1 = \text{Ctg}\alpha_1 - \frac{\text{Cos}\alpha_1}{2.\text{Sen}\alpha_1} \quad (3.20)$$

$$\text{Ctg}\beta_1 = \text{Ctg}\alpha_1 - \frac{\text{Ctg}\alpha_1}{2} \quad (3.21)$$

$$\text{Ctg}\beta_1 = \frac{\text{Ctg}\alpha_1}{2} \quad (3.22)$$

$$\text{Tg}\beta_1 = 2.\text{Tg}\alpha_1 \quad (3.23)$$

Tomando α_1 entre os valores que estão compreendidos na faixa de aplicação e utilizando a equação 3.23, pode-se achar o intervalo de variação do ângulo β_1 , como é mostrado na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Variação do ângulo α como função do ângulo β .

$\alpha_1 (^\circ)$	$\beta_1 (^\circ)$
14	26,5
15	28,0
16	30,0
17	31,5
18	33,0

3.3.6 Velocidade periférica na entrada do rotor U_1

Isolando a variável U_1 da equação 3.15 se obtém:

$$U_1 = \frac{C_1.\text{Cos}\alpha_1}{2} \quad (3.24)$$

3.3.7 Rotação “N” da turbina

$$N = \frac{60.U_1}{\pi.D_1} \quad (3.25)$$

Substituindo a equação 3.24 na equação 3.25:

$$N = \frac{60}{\pi.D_1} \left(\frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} \right) \quad (3.26)$$

Substituindo a equação 3.1 na equação 3.26:

$$N = \frac{60}{\pi.D_1} \left(\frac{k_1 \cdot \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \cdot \cos \alpha_1}{2} \right) \quad (3.27)$$

$$N = \frac{42,28.k_1 \cdot \cos \alpha_1 \sqrt{H}}{D_1} \quad (3.28)$$

3.3.8 Relação de diâmetros do rotor

A equação que se usa para calcular a relação de diâmetros numa turbina Michell-Banki convencional, é deduzida considerando-a como uma turbina de ação pura, considerando portanto a altura de pressão no rotor ser igual a zero. Ao instalar um tubo de sucção aparece um grau de reação, em outras palavras a altura de pressão no rotor será diferente de zero. Esta diferença é substancial e nos leva a modificar a dedução da equação que expressa a relação acima mencionada.

A altura de pressão na primeira passagem do rotor H_{p1} , pode ser expressa utilizando a equação (2.8).

$$H_{p1} = \frac{U_1^2 - U_2^2}{2 \cdot g} + \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot g}$$

Sendo a altura de pressão H_{p1} uma parcela da altura de pressão total do rotor H_p , podemos escrever:

$$H_{p1} = K_{r1} \cdot H_p \quad (3.29)$$

Da equação 2.9 é possível isolar H_p .

$$H_p = \rho_r \cdot H_e \quad (3.30)$$

Por sua vez, da equação 2.17 pode-se isolar H_e :

$$H_e = \eta_H \cdot H \quad (3.31)$$

Substituindo as equações 3.30, 3.31 e 3.32 na equação 2.8, temos:

$$\frac{U_1^2 - U_2^2}{2 \cdot g} - \frac{W_1^2 - W_2^2}{2 \cdot g} = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot H \quad (3.32)$$

$$(U_1^2 - U_2^2) - (W_1^2 - W_2^2) = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.33)$$

Sabemos que as velocidades periféricas são proporcionais a seus respectivos raios.

$$\frac{U_2}{U_1} = \frac{R_2}{R_1} \quad (3.34)$$

$$U_2 = \left(\frac{R_2}{R_1} \right) U_1 \quad (3.35)$$

Sabe-se que o passo “t” da pá é proporcional ao raio, então:

$$\frac{t_1}{t_2} = \frac{R_1}{R_2} \quad (3.36)$$

Da Figura 3.6 pode ser visto que:

$$t_1 = S_1 / \text{Sen}\beta_1 \quad (3.37)$$

$$t_2 = S_2 \quad (3.38)$$

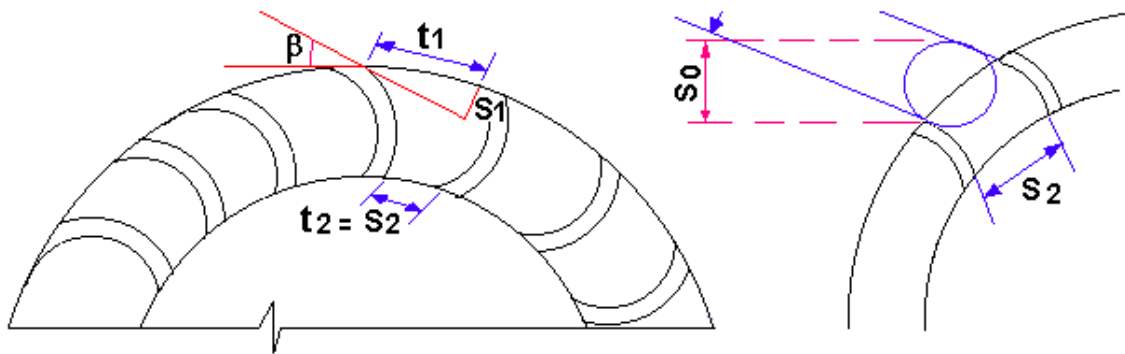


Figura 3.6 - Dimensões características da entrada e saída do rotor

Substituindo as equações 3.37 e 3.38 na equação 3.37:

$$\frac{S_1}{S_2 \cdot \text{Sen}\beta_1} = \frac{R_1}{R_2} \quad (3.39)$$

$$\frac{S_1}{S_2} = \frac{R_1}{R_2} \text{Sen}\beta_1 \quad (3.40)$$

Da equação da continuidade temos que:

$$W_2 \cdot S_2 \cdot B_r = W_1 \cdot S_1 \cdot B_r \quad (3.41)$$

$$\frac{W_2}{W_1} = \frac{S_1}{S_2} \quad (3.42)$$

Substituindo 3.40 em 3.42 e isolando W_2 se obtém-se:

$$W_2 = \left(\frac{R_1}{R_2} \right) W_1 \cdot \text{Sen} \beta_1 \quad (3.43)$$

Substituindo as equações 3.35 e 3.43 na equação 3.33

$$U_1^2 - U_1^2 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 - \left(W_1^2 - W_1^2 \cdot \text{Sen}^2 \beta_1 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right) = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.44)$$

$$\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right) U_1^2 - \left(1 - \text{Sen}^2 \beta_1 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right) W_1^2 = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.45)$$

$$\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right) - \left(1 - \text{Sen}^2 \beta_1 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right) \frac{W_1^2}{U_1^2} = \frac{\eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot 2 \cdot g \cdot H}{U_1^2} \quad (3.46)$$

mas,

$$U_1 = \frac{1}{2} C_1 \cdot \text{Cos} \alpha_1 \Rightarrow U_1^2 = \frac{1}{4} C_1^2 \cdot \text{Cos}^2 \alpha_1 \quad (3.47)$$

$$C_1 = K_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \Rightarrow 2 \cdot g \cdot H = C_1^2 / K_1^2 \quad (3.48)$$

Substituindo as equações 3.47 e 3.48 na equação 3.46:

$$\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 \right) - \left(1 - \text{Sen}^2 \beta_1 \left(\frac{R_1}{R_2} \right)^2 \right) \left(\frac{W_1}{U_1} \right)^2 = \frac{\eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot C_1^2 / K_1^2}{\frac{1}{4} C_1^2 \cdot \text{Cos}^2 \alpha_1} \quad (3.49)$$

$$\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right) - \left(1 - \text{Sen}^2\beta_1 \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2\right) \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 = \frac{4.\eta_H.\rho_r.K_{r1}.}{K_1^2.\text{Cos}^2\alpha_1} \quad (3.50)$$

mas:

$$\frac{W_1}{U_1} = \frac{1}{\text{Cos}\beta_1} \Rightarrow \left(\frac{W_1}{U_1}\right)^2 = \frac{1}{\text{Cos}^2\beta_1} \quad (3.51)$$

Então a equação 3.50 fica:

$$\left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2\right) - \left(1 - \text{Sen}^2\beta_1 \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2\right) \frac{1}{\text{Cos}^2\beta_1} = \frac{4.\eta_H.\rho_r.K_{r1}.}{K_1^2.\text{Cos}^2\alpha_1} \quad (3.52)$$

Fazendo as seguintes substituições:

$$\rho_1 = \rho_r.K_{r1} \quad (3.53)$$

$$X = \left(\frac{R_2}{R_1}\right)^2 \quad (3.54)$$

$$A = \frac{4.\eta_H.\rho_1}{K_1^2.\text{Cos}^2\alpha_1} \quad (3.55)$$

onde ρ_1 será chamado grau de reação da primeira passagem no rotor e fazendo as substituições na equação 3.52 obtemos:

$$1 - X - \left(\text{Sec}^2\beta_1 - \text{Tg}^2\beta_1 \frac{1}{X}\right) = A \quad (3.56)$$

$$X - X^2 - X.\text{Sec}^2\beta_1 - \text{Tg}^2\beta_1 = A \quad (3.57)$$

$$X^2 + X.(A + \text{Sec}^2\beta_1 - 1) + \text{Tg}^2\beta_1 = 0 \quad (3.58)$$

Mas,

$$\text{Sec}^2\beta_1 - 1 = \text{Tg}^2\beta_1 \quad (3.59)$$

então:

$$X^2 + X.(A + \text{Tg}^2\beta_1) + \text{Tg}^2\beta_1 = 0 \quad (3.60)$$

Resolvendo a equação quadrática 3.60 obtemos o valor de X :

$$X = \frac{-(A + \text{Tg}^2\beta_1) \pm \sqrt{(A + \text{Tg}^2\beta_1)^2 - 4\text{Tg}^2\beta_1}}{2} \quad (3.61)$$

Aplicando a equação 3.55 na equação 3.61 :

$$X = \frac{-\left(\frac{4.\eta_H.\rho_1}{K_I^2.\text{Cos}^2\alpha_1} + \text{Tg}^2\beta_1\right) \pm \sqrt{\left(\frac{4.\eta_H.\rho_1}{K_I^2.\text{Cos}^2\alpha_1} + \text{Tg}^2\beta_1\right)^2 - 4\text{Tg}^2\beta_1}}{2} \quad (3.62)$$

Aplicando X da equação 3.62 na equação 3.54 e isolando R_2/R_1 tem-se:

$$\frac{D_2}{D_1} = \frac{R_2}{R_1} = \sqrt{\frac{-\left(\frac{4.\eta_H.\rho_1}{K_I^2.\text{Cos}^2\alpha_1} + \text{Tg}^2\beta_1\right) \pm \sqrt{\left(\frac{4.\eta_H.\rho_1}{K_I^2.\text{Cos}^2\alpha_1} + \text{Tg}^2\beta_1\right)^2 - 4\text{Tg}^2\beta_1}}{2}} \quad (3.63)$$

Substituindo o rendimento hidráulico da equação 3.16 na equação 3.63 obtém-se:

$$\frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\frac{-\left(2(1 + \psi)\rho_1 + \text{Tg}^2\beta_1\right) \pm \sqrt{\left(2(1 + \psi)\rho_1 + \text{Tg}^2\beta_1\right)^2 - 4\text{Tg}^2\beta_1}}{2}} \quad (3.64)$$

Da equação 3.64 podemos observar que a relação de diâmetros é função do ângulo da pá β_1 , e também de ρ_1 , que denominaremos como coeficiente de reação na primeira passagem das pás, fazendo variar estes parâmetros podemos estimar qual é o comportamento da relação dos diâmetros, o qual se apresenta na Figura 3.7.

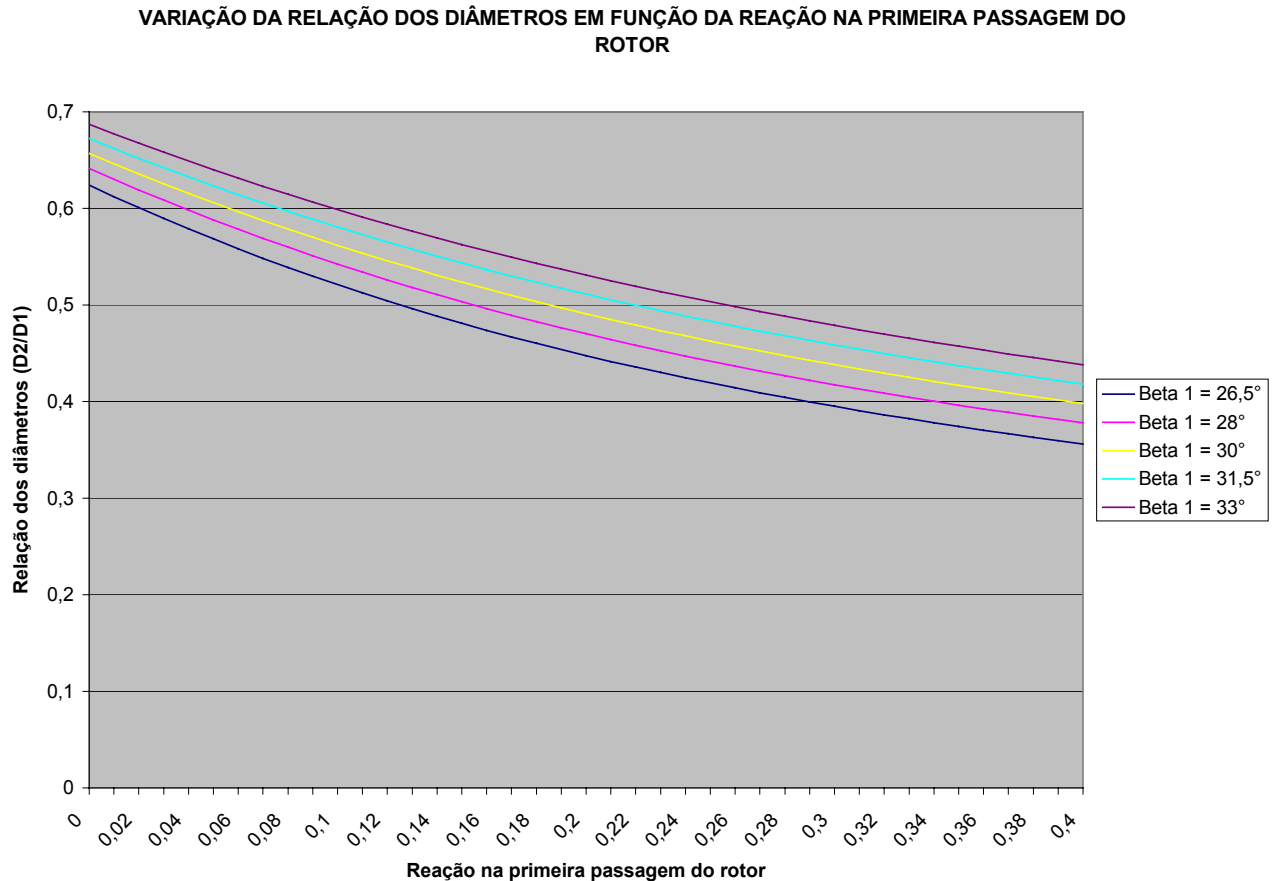


Figura 3.7 - Variação da relação de diâmetros do rotor em função da reação ρ_1

Nesta figura pode-se ver que ao aumentar a reação na primeira passagem do rotor, a relação dos diâmetros D_2/D_1 é diminuída, em consequência o diâmetro interno do rotor D_2 será menor, já que o diâmetro externo D_1 se mantém constante.

Não é desejável que o diâmetro interno do rotor diminua muito porque poderia chegar a valores pequenos que dificultaria a passagem do fluxo no interior do rotor. Além de que um diâmetro D_2 menor, acarretaria maior área dos discos laterais. Do exposto, se deduz que o mais apropriado seria ter pequenos valores da reação na primeira passagem, mas não devemos esquecer que ao ter menos grau de reação a

variação de pressão aproveitada pelo rotor é menor. Podemos concluir então, que precisamos de mais elementos de análises para delimitar com precisão o valor de ρ_1 . Estes elementos serão analisados posteriormente neste capítulo.

Da Figura 3.7 também pode-se apreciar que ao aumentar β_1 , mantendo constante a reação na primeira passagem, aumentará a relação dos diâmetros D_2/D_1 , consequentemente o diâmetro interno D_2 . Em contrapartida valores altos do ângulo β_1 se apresentam quando α_1 é alto e o rendimento hidráulico é baixo.

3.3.9 Ângulo de admissão do rotor

Usaremos como base de estudo a figura 3.8.

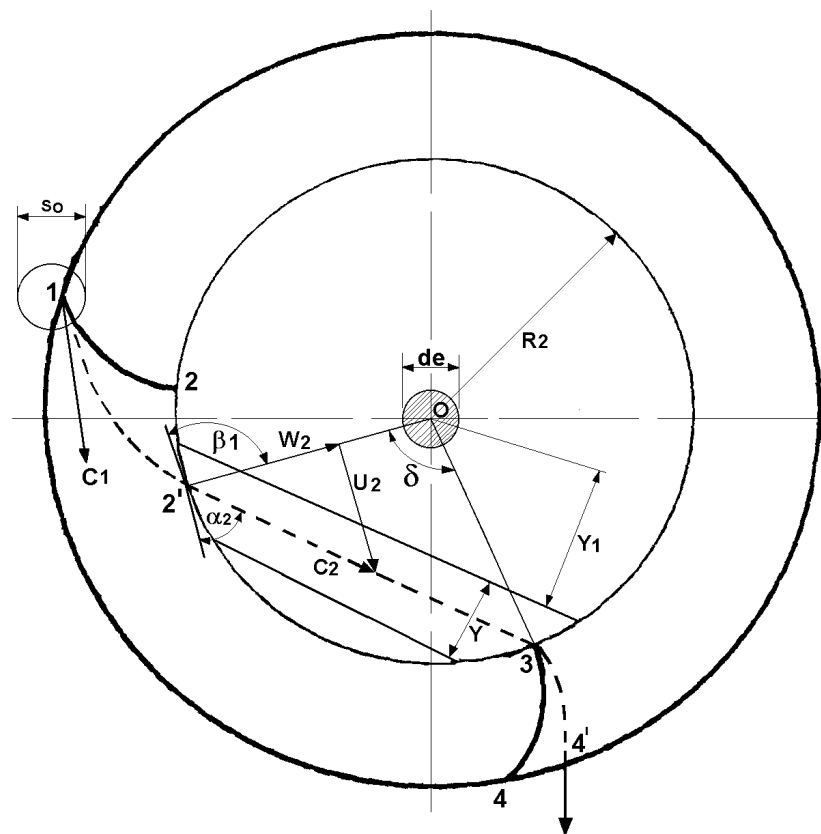


Figura 3.8 - Ângulos, velocidades e dimensões no interior do rotor (ARTER, A; MEIER, U., 1990)

Reordenando a equação 3.33 temos:

$$(U_1^2 - U_2^2) + (W_2^2 - W_1^2) = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{rl} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.65)$$

As velocidades periféricas são proporcionais aos raios, escrevendo:

$$U_2 = \left(\frac{R_2}{R_1} \right) U_1 \Rightarrow U_2^2 = \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 U_1^2 \quad (3.66)$$

Da equação 3.51 se obtém:

$$\frac{W_1^2}{U_1^2} = \frac{1}{\cos^2 \beta_1} \quad (3.67)$$

Substituindo as equações 3.66 e 3.67 na equação 3.65:

$$U_1^2 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 U_1^2 + W_2^2 - \frac{U_1^2}{\cos^2 \beta_1} = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{rl} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.68)$$

$$U_1^2 \left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 - \frac{1}{\cos^2 \beta_1} \right) + W_2^2 = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{rl} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.69)$$

$$U_1^2 \left(1 - \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 - \sec^2 \beta_1 \right) + W_2^2 = \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{rl} \cdot 2 \cdot g \cdot H \quad (3.70)$$

Na equação 3.15 é possível isolar C_1 :

$$C_1 = \frac{2U_1}{\cos \alpha_1} \quad (3.71)$$

Substituindo as equações 3.48 e 3.71 na equação 3.70:

$$-U_1^2 \left(\left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 + \text{Tg}^2 \beta_1 \right) + W_2^2 = \frac{\eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1} \cdot 4 \cdot U_1^2}{K_1^2 \cdot \text{Cos}^2 \alpha_1} \quad (3.72)$$

$$W_2 = U_1 \sqrt{\frac{4 \cdot \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1}}{K_1^2 \cdot \text{Cos}^2 \alpha_1} + \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 + \text{Tg}^2 \beta_1} \quad (3.73)$$

Do triângulo de velocidades na saída da primeira passagem obtemos:

$$\text{Tg} \alpha_2 = \frac{W_2}{U_2} \quad (3.74)$$

substituindo as equações 3.35 e 3.73 na equação 3.74

$$\text{Tg} \alpha_2 = \frac{U_1 \sqrt{\frac{4 \cdot \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1}}{K_1^2 \cdot \text{Cos}^2 \alpha_1} + \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 + \text{Tg}^2 \beta_1}}{U_1 \left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \quad (3.75)$$

$$\text{Tg} \alpha_2 = \frac{\sqrt{\frac{4 \cdot \eta_H \cdot \rho_r \cdot K_{r1}}{K_1^2 \cdot \text{Cos}^2 \alpha_1} + \left(\frac{R_2}{R_1} \right)^2 + \text{Tg}^2 \beta_1}}{\left(\frac{R_2}{R_1} \right)} \quad (3.76)$$

da equação 3.52 se sabe que

$$\rho_1 = \rho_r \cdot K_{r1}$$

Podemos ter a equação 3.76 do seguinte modo:

$$\alpha_2 = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{\sqrt{\frac{4.\eta_H.\rho_1}{K_I^2.\text{Cos}^2\alpha_1} + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2} + \text{Tg}^2\beta_1}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right] \quad (3.77)$$

substituindo η_H da equação 3.16 na equação 3.77 se obtém:

$$\alpha_2 = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{\sqrt{2(1+\psi)\rho_1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2} + \text{Tg}^2\beta_1}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right] \quad (3.78)$$

Da Figura 3.8 pode-se apreciar que δ é um ângulo interior do triângulo BOC e α_2 um ângulo exterior. Pela geometria se demonstra que:

$$\delta = 2.\alpha_2 \quad (3.79)$$

Substituindo a equação 3.78 na equação 3.79 se obtém:

$$\delta = 2.\text{Tg}^{-1} \left[\frac{\sqrt{2(1+\psi)\rho_1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2} + \text{Tg}^2\beta_1}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right] \quad (3.80)$$

Sendo que, da equação 3.64 D_2/D_1 se apresenta como:

$$\frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\frac{-\left(2(1+\psi)\rho_1 + \text{Tg}^2\beta_1\right) + \sqrt{\left(2(1+\psi)\rho_1 + \text{Tg}^2\beta_1\right)^2 - 4\text{Tg}^2\beta_1}}{2}}$$

Da equação 3.80 podemos observar que o ângulo de admissão δ é função do ângulos da pá β_1 , da reação na primeira passagem ρ_1 , e da relação dos diâmetros, mas sabemos da equação 3.64 que esta ultima, é função das duas primeiras, o que podemos dizer que o ângulo de admissão do rotor é função só de β_1 e ρ_1 . Fazendo variar ρ_1 e β_1 podemos apreciar o comportamento de δ , o qual é mostrado na Figura 3.9.

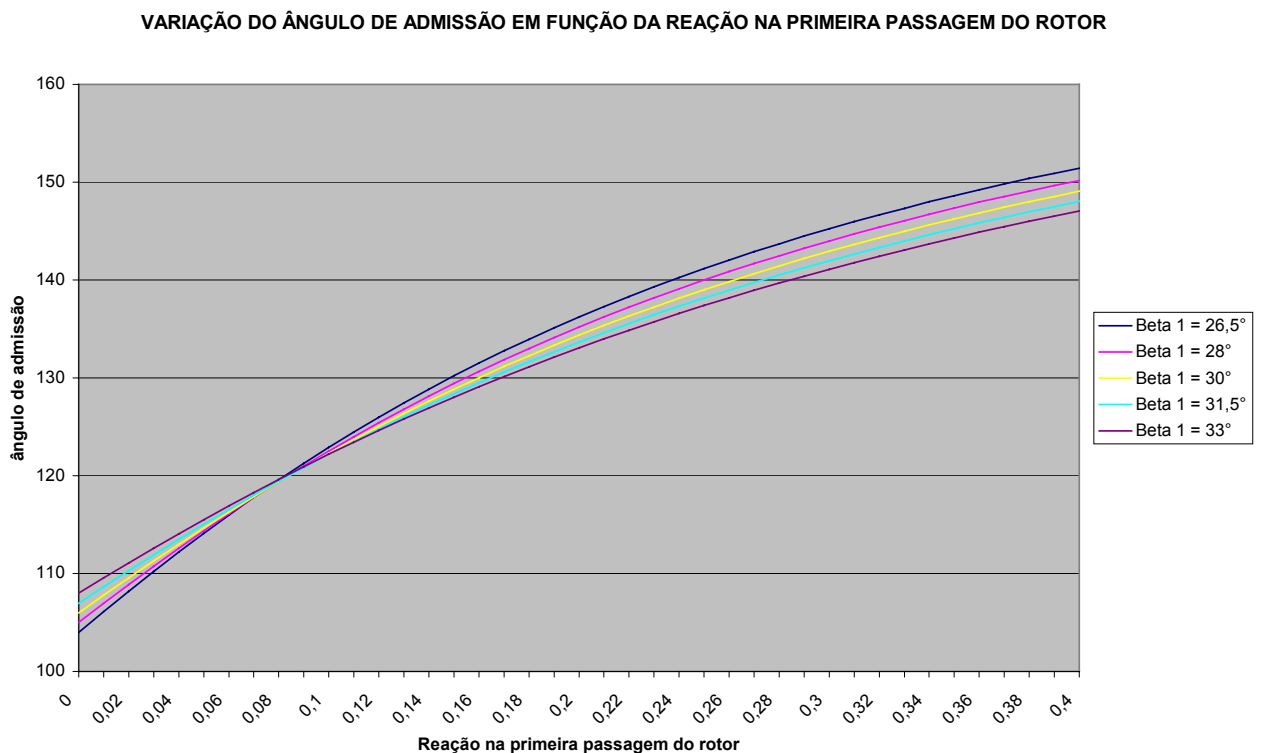


Figura 3.9 - Variação do angulo de admissão em função de ρ_1 e do angulo β_1 .

Na Figura 3.9 pode-se observar que:

- O valor do ângulo de admissão δ aumenta quando a reação da primeira passagem ρ_1 aumenta. Isto porque ao aumentar ρ_1 , diminui o diâmetro interno do rotor, conseqüentemente o valor do ângulo de admissão tem que aumentar para manter a área de fluxo constante.

- Já a influência do ângulo β_1 sobre o ângulo de admissão é um pouco diferente.

Sendo ρ_1 constante, se apresentam dois casos:

O ângulo δ aumenta quando β aumenta; para $0 \leq \rho_1 \leq 0,09$

O ângulo δ diminui quando β aumenta; para $\rho_1 > 0,09$

A explicação para este comportamento está na equação 3.82 onde se pode ver que δ depende realmente de três variáveis: ρ_1 , β_1 e da relação D_2/D_1 . Por sua vez, esta última depende das duas primeiras. Da Figura 3.7 se vê que a relação D_2/D_1 aumenta ao aumentar β_1 e ao diminuir ρ_1 . Isto nos leva a concluir que ρ_1 e β_1 não são duas variáveis independentes, mas que interagem entre si de maneira inversa. O efeito de contraposição das variáveis se mostra na Figura 3.9, onde as variações das curvas de β_1 diminuem a medida que ρ_1 aumenta.

3.3.10 Espessura do fluxo de água no rotor

Para determinar a espessura do fluxo de água que atravessa internamente pelo rotor, faremos referência à Figura 3.8. No ponto 1 justamente ao ingressar no rotor, o jato tem a medida característica S_0 , e ao passar pela primeira vez nas pás, o fluxo de água varia sua espessura, sendo que na parte interna do rotor tem o valor de Y .

Aplicando a equação da continuidade entre a entrada e a saída da primeira passagem das pás temos:

$$C_2 \cdot Y = C_1 \cdot S_0 \quad (3.81)$$

Utilizando a Figura 3.3, do triângulo de velocidades no ponto 2 sabemos que:

$$C_2 \cdot \cos \alpha_2 = U_2 \quad (3.82)$$

Pela da equação 3.35 sabemos que:

$$U_2 = \frac{D_2}{D_1} U_1$$

Então:

$$C_2 \cdot \cos \alpha_2 = \frac{D_2}{D_1} U_1 \quad (3.83)$$

Aplicando a equação 3.24 na equação 3.83 e isolando C_2

$$C_2 = \frac{D_2}{D_1} \frac{\cos \alpha_1 \cdot C_1}{2 \cdot \cos \alpha_2} \quad (3.84)$$

Introduzindo a equação 3.84 na equação 3.81

$$\frac{D_2}{D_1} \frac{\cos \alpha_1 C_1}{2 \cdot \cos \alpha_2} Y = C_1 \cdot S_0 \quad (3.85)$$

$$Y = \frac{2 \cdot \cos \alpha_2 S_0}{\cos \alpha_1 D_2 / D_1} \quad (3.86)$$

Sabendo que S_0 é proporcional a D_1 então podemos escrever:

$$S_0 = K_3 \cdot D_1 \quad (3.87)$$

Onde K_3 é um parâmetro que varia de 0,075 a 0,1.

$$Y = \frac{2 \cdot \cos \alpha_2 K_3 \cdot D_1}{\cos \alpha_1 \cdot D_2 / D_1} \quad (3.88)$$

3.3.11 Diâmetro máximo do eixo do rotor

Por questão de rigidez e de facilidade de construção, o rotor da turbina Michell-Banki é dotado de um eixo passante. Para que não existam perdas, o fluxo de água não deve chocar contra o eixo do rotor. Definimos então como diâmetro máximo do eixo ao valor que pode ter o diâmetro, de tal maneira que não se interponha à trajetória

do fluxo. Para satisfazer esta condição o raio do eixo deve ser menor que a distância entre a parte interna do jato e o centro do rotor. (ver Figura 3.8).

$$Y_1 \geq \frac{1}{2} de \quad (3.89)$$

Da Figura 3.8 também pode se ver que :

$$Y_1 + \frac{Y}{2} = \frac{D_2}{2} \text{Sen}(90 - \alpha_2) \quad (3.90)$$

$$Y_1 = \frac{D_2}{2} \text{Cos}\alpha_2 - \frac{Y}{2} \quad (3.91)$$

Da equação 3.91 na equação 3.89, temos:

$$\frac{D_2}{2} \text{Cos}\alpha_2 - \frac{Y}{2} \geq \frac{1}{2} de \quad (3.92)$$

$$D_2 \text{Cos}\alpha_2 - Y \geq de \quad (3.93)$$

O valor máximo do diâmetro do eixo ocorre quando a inequação 3.93 se converte numa igualdade.

$$D_2 \text{Cos}\alpha_2 - Y = de_{\max} \quad (3.94)$$

Com o valor de Y da equação 3.88, na equação 3.94 e isolando $de_{\max}$, temos :

$$de_{\max} = D_2 \text{Cos}\alpha_2 - \frac{2 \cdot \text{Cos}\alpha_2 K_3 \cdot D_1}{\text{Cos}\alpha_1 D_2 / D_1} \quad (3.95)$$

$$de_{\max} = \frac{D_2}{D_1} D_1 \cos \alpha_2 - \frac{2 \cos \alpha_2 K_3 \cdot D_1}{\cos \alpha_1 \cdot D_2 / D_1} \quad (3.96)$$

$$de_{\max} = \left(\frac{D_2}{D_1} - \frac{2 \cdot K_3 \cdot}{\cos \alpha_1 D_2 / D_1} \right) \cos \alpha_2 \cdot D_1 \quad (3.97)$$

$$\frac{de_{\max}}{D_1} = \left(\frac{D_2}{D_1} - \frac{2 \cdot K_3 \cdot}{\cos \alpha_1 D_2 / D_1} \right) \cos \alpha_2 \quad (3.98)$$

sendo que a variável α_1 pode ser isolada da equação 3.23 e expressa como:

$$\alpha_1 = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{\text{Tg} \beta_1}{2} \right] \quad (3.99)$$

D_2/D_1 e α_2 podem ser expressos pelas equações 3.64 e 3.78 respetivamente:

$$\frac{D_2}{D_1} = \sqrt{\frac{-\left(2(1+\psi)\rho_1 + \text{Tg}^2 \beta_1\right) + \sqrt{\left(2(1+\psi)\rho_1 + \text{Tg}^2 \beta_1\right)^2 - 4\text{Tg}^2 \beta_1}}{2}}$$

$$\alpha_2 = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{\sqrt{2(1+\psi)\rho_1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 + \text{Tg}^2 \beta_1}}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right]$$

A equação 3.98 mostra que a relação diâmetro específico máximo do eixo $de_{\max}/D_1$ depende da relação de diâmetros D_2/D_1 , e dos ângulos α_2 e α_1 , mas as equações 3.64; 3.78 e 3.99, mostram que estas três variáveis dependem do ângulo β_1 e do grau de reação na primeira passagem ρ_1 , portanto, pode-se estudar o comportamento de $de_{\max}/D_1$ fazendo variar β_1 e ρ_1 , como se vê na Figura 3.10.

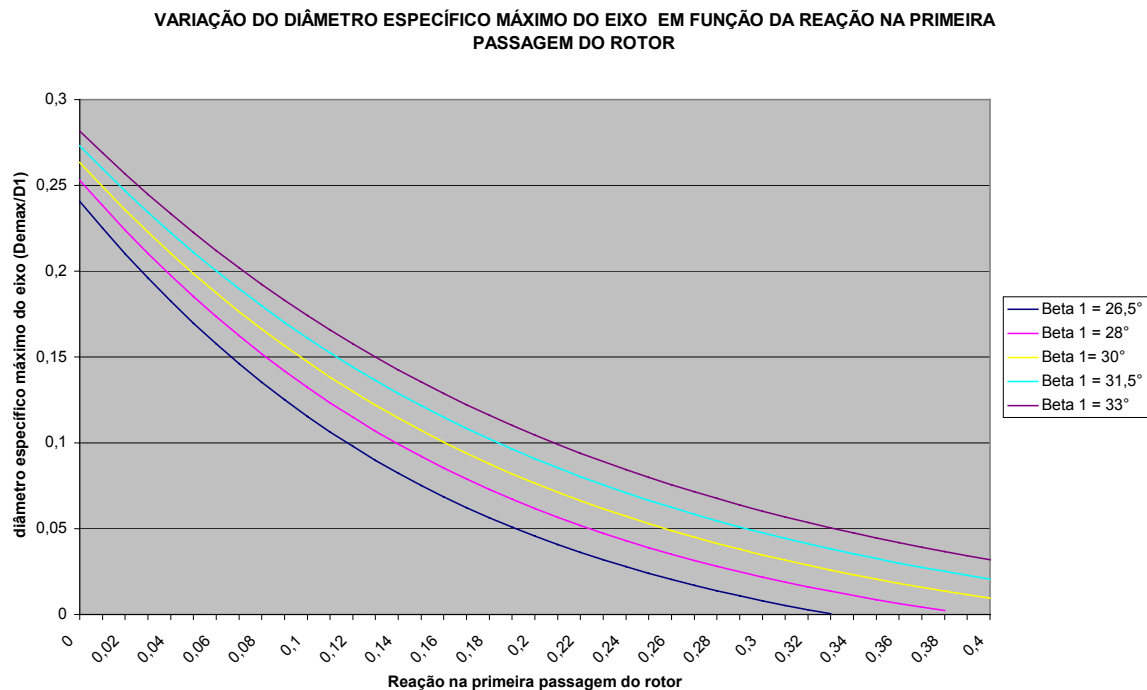


Figura 3.10 - Variação do diâmetro específico máximo do eixo como função da reação na primeira passagem das pás e do ângulo β_1 .

Desta Figura pode-se observar que:

- Para β_1 constante, o aumento da reação na primeira passagem ρ_1 , produz a diminuição rápida da relação D_{emax}/D_1 e em consequência do diâmetro máximo do eixo D_{emax} ¹. Isto explica o fato que, ao aumentar ρ_1 diminui o diâmetro interno do rotor e consequentemente o fluxo passa mais perto do eixo. Para que ele não choque com o eixo, o diâmetro máximo que o eixo possa ter, será menor.
- Se ρ_1 aumenta muito, D_{emax} pode diminuir até atingir um valor mínimo do diâmetro, diâmetro mínimo necessário para suportar de forma segura os esforços mecânicos.
- Como ρ_1 é inversamente proporcional ao diâmetro do eixo, ρ_1 será mínimo quando D_e for máximo, e será máximo na situação inversa. Portanto ρ_1 tem seus limites máximo e mínimo ($\rho_{1\text{min}} \leq \rho_1 \leq \rho_{1\text{max}}$).

¹ : o aumento de D_{emax}/D_1 significa o aumento de D_{emax} , já que para uma determinada turbina o diâmetro do rotor D_1 é único.

- Para ρ_1 constante, o aumento de β_1 produz o aumento do diâmetro máximo do eixo D_{emax} , então poderia se pensar que o melhor seria adotar o valores máximos de β_1 , mas deve se lembrar que um alto valor de β_1 , requer um α_1 alto e o rendimento hidráulico é baixo. Pelo exposto utilizaremos valores de α_1 entre 15° e 16° .

O parâmetro ρ_1 aparece nos cálculos de diferentes variáveis e dimensões, portanto é muito importante para as análises e projeto da turbina proposta.

Utilizando os resultados das análises da Figura 3.10, podemos adotar o seguinte procedimento para fazer um uso adequado de ρ_1 . Deve-se eleger um valor de ρ_1 ; conhecidos ρ_1 , β_1 e D_1 , pode-se obter o valor de D_{emax} , da Figura 3.10 ou da fórmula 3.102. Posteriormente, baseados na análise mecânica calcula-se D_{emin} ; deve-se verificar que $D_{\text{emax}} \geq D_{\text{emin}}$. Se esta condição não é satisfeita, tem-se que se assumir outro valor de ρ_1 . Para poder assumir inicialmente um valor razoável de ρ , se apresenta a Tabela 3.2, construída com auxílio da Figura 3.10, e com dados do diâmetro mínimo dos manuais da OLADE¹, ver Bazo (1983).

Tabela 3.2 – Grau de reação da primeira passagem das pás.

D1(m)	ρ_1				
	$\beta_1= 26,5$	$\beta_1= 28$	$\beta_1= 30$	$\beta_1= 31,5$	$\beta_1= 33$
0,1	0,052 - 0,077	0,065 - 0,092	0,078 - 0,107	0,08 - 0,122	0,105 - 0,140
0,2	0,077 - 0,14	0,092 - 0,165	0,107 - 0,187	0,122 - 0,213	0,140 - 0,240
0,3	0,097 - 0,128	0,114 - 0,149	0,141 - 0,174	0,162 - 0,194	0,183 - 0,219
0,4	0,128 - 0,140	0,149 - 0,165	0,174 - 0,187	0,194 - 0,213	0,219 - 0,240
0,5	0,140 - 0,155	0,165 - 0,180	0,187 - 0,205	0,213 - 0,232	0,240 - 0,262

1: Os dados de D_{emin} apresentados por BAZO (1983), são para turbinas Michell-Banki convencionais, mas estes não são muito diferentes dos valores de D_{emin} para a turbina proposta, já que este parâmetro depende dos esforços mecânicos, os quais não são muito influenciados pela instalação de um tubo de sucção.

3.3.12 Curvatura da pá

O perfil da pá se projeta considerando-a como um arco de circunferência, ver Figura 3.11. Nas Figuras 3.12 e 3.13 são mostrados os ângulos e as medidas características que servirão para projetar o perfil da pá.

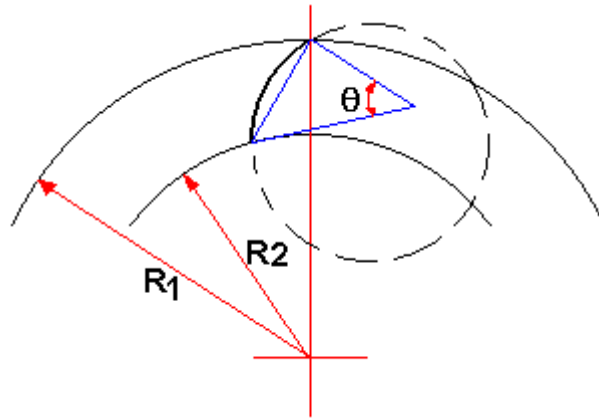


Figura 3.11 - Perfil da pá formado de um arco de circunferência

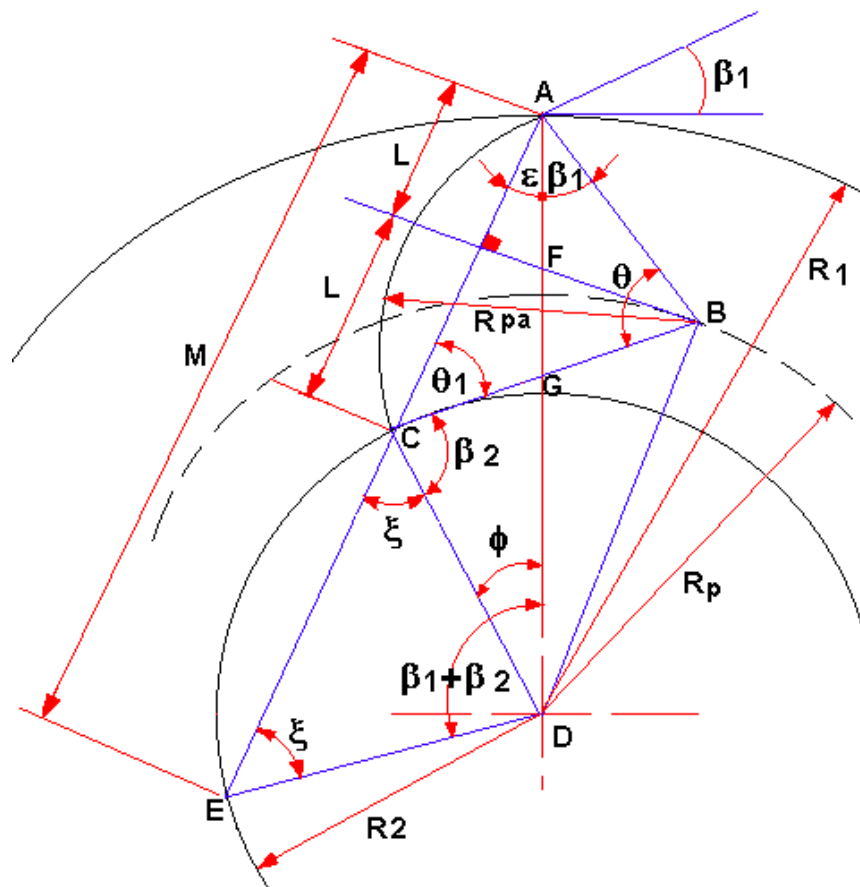


Figura 3.12 - Medidas e ângulos característicos para o dimensionamento da pá

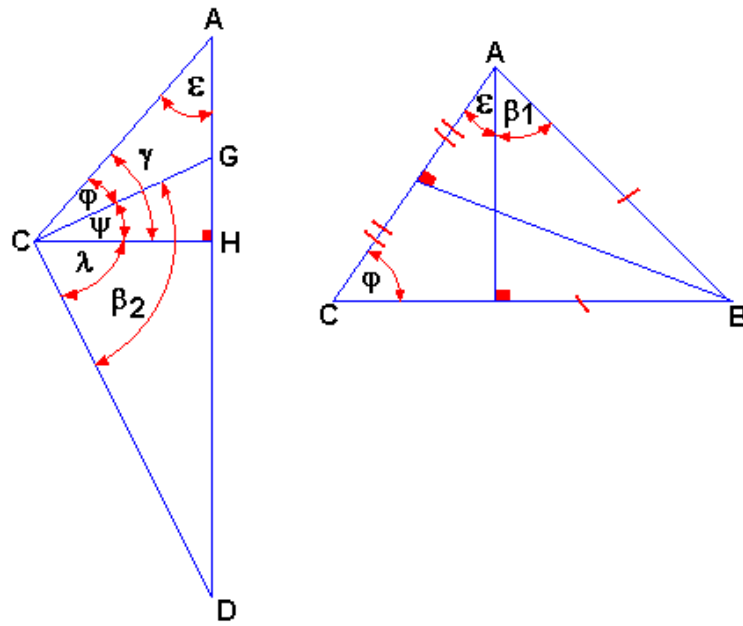


Figura 3.13 - Triângulos formados pôr ângulos caraterísticos da pá

Do triângulo ADE, aplicando a lei dos cosenos, podemos calcular M:

$$M = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2.R_1R_2.\cos(\beta_1 + \beta_2)} \quad (3.100)$$

Aplicando a lei dos senos no triângulo ADE podemos calcular ε :

$$\frac{M}{\text{Sen}(\beta_1 + \beta_2)} = \frac{R_2}{\text{Sen}\varepsilon} \quad (3.101)$$

$$\varepsilon = \text{Arc.Sen}\left[\frac{R_2.\text{Sen}(\beta_1 + \beta_2)}{M}\right] \quad (3.102)$$

Do triângulo ADE podemos calcular ξ :

$$\xi + (\beta_1 + \beta_2) + \varepsilon = 180 \quad (3.103)$$

$$\xi = 180 - (\beta_1 + \beta_2 + \varepsilon) \quad (3.104)$$

ϕ é calculado pela seguinte expressão :

$$\phi + \angle.EDC = \beta_1 + \beta_2 \quad (3.105)$$

Do triângulo CDE sabe-se que:

$$\angle.EDC = 180 - 2.\xi \quad (3.106)$$

então:

$$\phi + (180 - 2.\xi) = \beta_1 + \beta_2 \quad (3.107)$$

$$\phi = \beta_1 + \beta_2 - (180 - 2.\xi) \quad (3.108)$$

L pode ser calculado aplicando a lei dos senos no triângulo ACD:

$$\frac{2.L}{\text{Sen}\phi} = \frac{R_1}{\text{Sen}\angle ACD} \quad (3.109)$$

mas, $\angle ACD = 180 - \xi$ então:

$$L = \frac{R_1.\text{Sen}.\phi}{2.\text{Sen}.(180 - \xi)} \quad (3.110)$$

O ângulo central da pá θ , pode ser calculado através do triângulo ABF:

$$\frac{\theta}{2} + \varepsilon + \beta_1 = 90 \quad (3.111)$$

$$\theta = 180 - 2(\varepsilon + \beta_1) \quad (3.112)$$

O raio da pá R_{pa} , pode ser calculado do triângulo ABF:

$$\text{Cos}(\varepsilon + \beta_1) = \frac{L}{R_{pa}} \quad (3.113)$$

$$R_{pa} = \frac{L}{\text{Cos}(\varepsilon + \beta_1)} \quad (3.114)$$

O raio do passo pode ser encontrado pelo triângulo ABD aplicando a lei dos cossenos:

$$R_p = \sqrt{R_1^2 + R_{pa}^2 - 2.R_1 R_{pa} \cdot \text{Cos}\beta_1} \quad (3.115)$$

Pelo triângulo ACH pode-se determinar γ :

$$\gamma = 90 - \varepsilon \quad (3.116)$$

O ângulo φ pode ser calculado pelo triângulo ACB:

$$\varphi = \varepsilon + \beta_1 \quad (3.117)$$

ψ deve ser calculado pelo triângulo ACH:

$$\psi = \gamma - \varphi \quad (3.118)$$

Do triângulo CDG sabe-se que :

$$\lambda = \beta_2 - \psi \quad (3.119)$$

Como $\beta_2 = 90^\circ$ tem-se que:

$$\lambda = 90^\circ - \psi \quad (3.120)$$

3.3.13 Espessura da pá

Para o projeto da pá, deve-se primeiramente assumir um valor de sua espessura e logo se verifica este valor por meio da análise mecânica. Os valores assumidos serão os valores da espessura das chapas de aço comercialmente disponíveis.

Tabela 3.3 - Espessuras comerciais de chapas de aço

Designação da chapa	Espessura (mm)	Peso (N/m ²)	Designação da chapa	Espessura (mm)	Peso (N/m ²)
30	0,8	23,52	13	2,25	176,40
28	0,38	29,79	12	2,65	207,76
26	0,45	84,28	11	3,0	235,20
24	0,6	47,04	10	3,35	262,64
22	0,75	58,80	9	3,75	294,00
20	0,9	70,56	8	4,25	333,20
19	1,06	83,10	7	4,50	352,80
18	1,25	98,00	3/16	4,75	372,40
16	1,5	117,60	7/32	5,6	439,04
14	1,9	148,96	1/4	6,35	487,04

Fonte Angloamericana (2002)

3.3.14 Numero de pás do rotor

O número de pás é geralmente tomado de forma arbitrária entre 15 e 30 pás (Viana et al., 1993). O INE (1986) recomenda determinar o número de pás em função do diâmetro do rotor, como se apresenta na Tabela 3.4.

Tabela 3.4 - Seleção do número de pás do rotor

Diâmetro do rotor (m)	Número de pás “z”
0,1	20
0,2	22
0,3	24
0,4	26
0,5	28

Fonte: INE (1986)

3.3.15 Padronização do diâmetro do rotor

Da equação 3.28 temos:

$$N = \frac{42,28.k_1.Cos\alpha_1\sqrt{H}}{D}$$

Sabemos que: K_1 toma valores entre 0,97 e 0,98, e α_1 toma valores de 14 ° a 18°. Se usarmos estes valores na equação 3.28 , obteremos :

$$N = (39,0 - 40,2) \frac{\sqrt{H}}{D} \quad (3.121)$$

Se tomamos o valor médio para N_1 , não se cometerá nenhum erro considerável, então:

$$N = 39,6 \frac{\sqrt{H}}{D} \quad (3.122)$$

Da equação 2.30 pode-se isolar N e expressar como:

$$N = \frac{N_q.H^{3/4}}{Q^{1/2}} \quad (3.123)$$

Igualando as equações 3.122 e 3.123 temos:

$$\frac{Q}{\sqrt{H}} = \left(\frac{D_1 \cdot N_q}{39,6} \right)^2 = \text{Cte} \quad (3.124)$$

Da equação 3.124 deduz-se que para uma turbina com um determinado diâmetro, se a relação $Q/\sqrt{H}$ se mantém constante, o valor de N_q também é constante e em consequência a turbina trabalha em seu ponto ótimo de funcionamento.

Por outra parte, sabe-se que a turbina Michell-Banki pode operar com diferentes valores de Q e H , mantendo um bom rendimento sempre que a potência não seja menor que o 40% da potência nominal.

Com estas considerações pode-se construir uma tabela para seleccionar o diâmetro do rotor da turbina, fazendo variar a vazão Q e a queda H , de tal maneira que a relação $Q/\sqrt{H}$, se mantenha em intervalos adequados. Apresentamos uma tabela confeccionada pelo INE (1986), a qual foi modificada levando-se em consideração que ao instalar um tubo de sucção na turbina, poderia-se utilizar esta com quedas menores.

Tabela 3.5 - Seleção do diâmetro externo do rotor

Relação ($Q/\sqrt{H}$)	Diâmetro externo D_1 (m)	Relação de Potências P/P_n (%)
0,00447 -- 0,02236 *	0,1	40
0,02236 -- 0,04743	0,2	43
0,04743 -- 0,07906	0,3	75
0,07906 -- 0,11069	0,4	85,7
0,11069 -- 0,15811	0,5	82,35

Fonte INE (1986) * Intervalo ampliado.

3.4 ANÁLISE HIDRÁULICA DO INJETOR

3.4.1 Largura do injetor

Para encontrar a expressão pela qual se calcula a largura do injetor, deve-se partir da equação de conservação da massa entre a saída do injetor e a entrada do rotor. Como a

massa específica da água é constante, e se considerarmos que as perdas de vazão no interstício entre o injetor e o rotor são desprezíveis, podemos dizer que a vazão volumétrica Q que sai do injetor é igual à vazão volumétrica Q_r que ingressa no rotor.

$$Q_r = Q \quad (3.125)$$

$$A_1 \cdot C_{1m} = Q \quad (3.126)$$

Onde:

A_1 : Área por onde ingressa o fluxo no rotor

C_{1m} : Componente da velocidade absoluta na direção meridional na entrada do rotor.

Tomando a Figura 3.14 podemos achar A_1

$$A_1 = B_i \left(\pi D_1 - Z \cdot e_p \right) \frac{\delta}{360^\circ} \quad (3.127)$$

Da equação 2.1 sabemos que :

$$C_{1m} = C_1 \cdot \text{Sen} \alpha_1$$

Aplicando as equações 3.127 e 2.1 na equação 3.126

$$B_i \left(\pi D_1 - Z \cdot e_p \right) \frac{\delta}{360^\circ} C_1 \cdot \text{Sen} \alpha_1 = Q \quad (3.128)$$

$$B_i = \frac{360^\circ Q}{\left(\pi D_1 - Z \cdot e_p \right) \delta \cdot C_1 \cdot \text{Sen} \alpha_1} \quad (3.129)$$

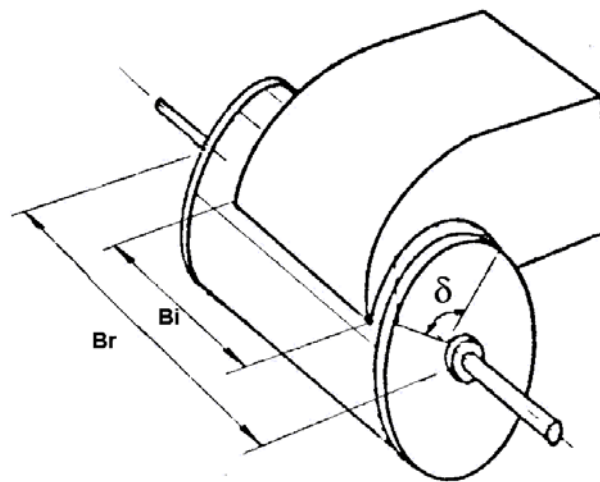


Figura 3.14 - Vista do rotor e o injetor (TIAGO, 1987).

3.4.2 Medidas caraterísticas do perfil do injetor

Para poder determinar a geometria do injetor faremos uso da Figura 3.15.

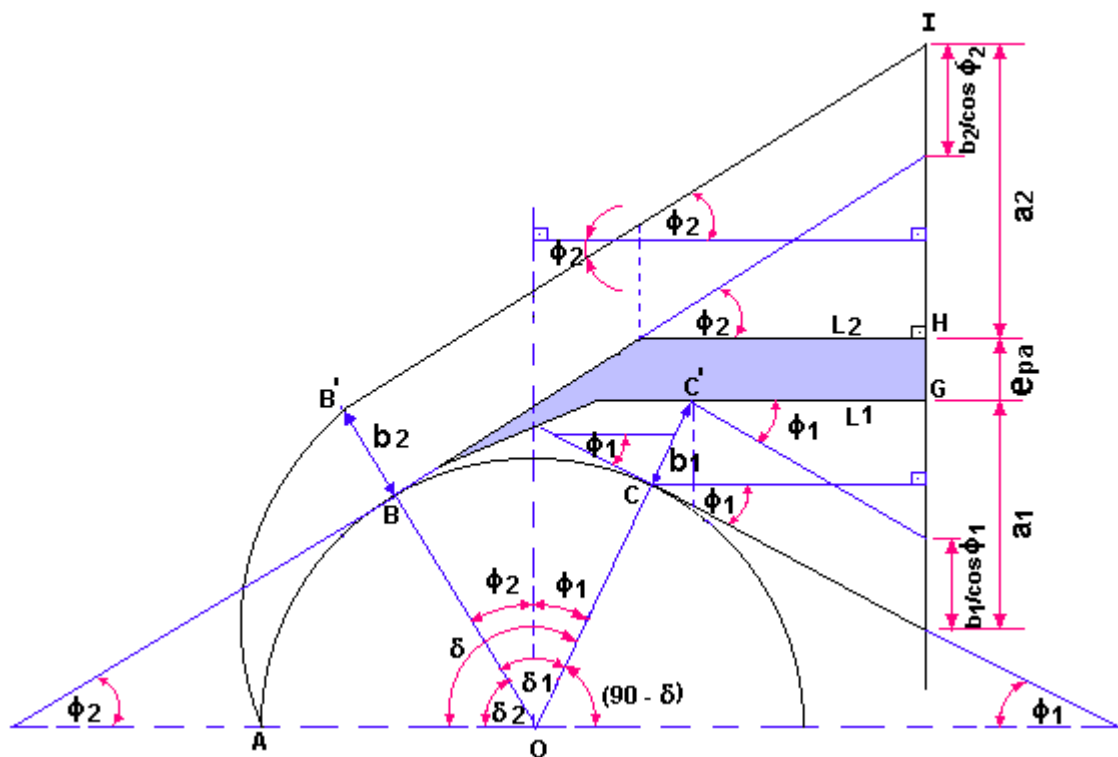


Figura 3.15 - Perfil do injetor com suas medidas caraterísticas.

Um parâmetro importante para o projeto do injetor é a relação das vazões entre as duas regiões do injetor, a qual chamaremos de R_Q . A Tabela 3.6 apresenta os valores de R_Q como função da velocidade específica.

$$R_Q = \frac{Q_2}{Q_1} \quad (3.130)$$

Tabela 3.6 - Relação das vazões entre as duas regiões do injetor .

D1 (m)	0,1				0,2				0,3				0,4			
Nq	10	22	35	46	10	22	35	46	10	22	35	46	10	22	35	46
RQ	1,32	1,43	1,47	1,48	1,34	1,45	1,49	1,5	1,3	1,42	1,46	1,47	1,32	1,43	1,47	1,48

Fonte: SALAMANCA, Tomas Lertzundy; (1986) adaptado.

A soma das vazões parciais de cada região do injetor deve ser igual a vazão total, então:

$$Q_1 + Q_2 = Q \quad (3.131)$$

Introduzindo a equação 3.130 na equação 3.131 temos:

$$Q_1 + Q_1 \cdot R_Q = Q \quad (3.132)$$

$$Q_1 = \frac{Q}{1 + R_Q} \quad (3.133)$$

Q_2 é obtido substituindo a equação 3.133 na equação 3.130:

$$Q_2 = \frac{Q \cdot R_Q}{1 + R_Q} \quad (3.134)$$

Devido ao fato de que o fluido é incompressível, a largura do injetor é constante, e a velocidade da água é constante em qualquer seção transversal do injetor, faz com que a relação 3.130 seja válida entre as dimensões correspondentes das duas regiões do injetor. Utilizando então a Figura 3.15, podemos escrever:

$$R_Q = \frac{\delta_2}{\delta_1} = \frac{a_2}{a_1} = \frac{b_2}{b_1} \quad (3.135)$$

A OLADE recomenda que as dimensões na entrada do injetor devem satisfazer a seguinte condição:

$$a_1 + a_2 = 0.75.D_1 \quad (3.136)$$

Substituindo a equação 3.135 na equação 3.136 vem:

$$a_1 + a_1.R_Q = 0.75.D_1 \quad (3.137)$$

$$a_1 = \frac{0.75.D_1}{1 + R_Q} \quad (3.138)$$

a_2 é obtido substituindo a equação 3.138 na equação 3.135.

$$a_2 = \frac{0.75.D_1.R_Q}{1 + R_Q} \quad (3.139)$$

Da Figura 3.15 se obtém que a soma dos ângulos δ_1 e δ_2 deve ser igual ao ângulo de admissão δ , então:

$$\delta_1 + \delta_2 = \delta \quad (3.140)$$

Com a equação 3.135 na equação 3.140 temos:

$$\delta_1 + R_Q \cdot \delta_1 = \delta \quad (3.141)$$

$$\delta_1 = \frac{\delta}{1 + R_Q} \quad (3.142)$$

δ_2 é obtido substituindo a equação 3.142 na equação 3.135.

$$\delta_2 = \frac{\delta \cdot R_Q}{1 + R_Q} \quad (3.143)$$

As dimensões b_1 e b_2 podem ser calculadas através da equação da conservação da massa em suas respectivas seções (ver Figura 3.15).

$$b_1 = \frac{Q_1}{B_i \cdot C_1} \quad (3.144)$$

$$b_2 = \frac{Q_2}{B_i \cdot C_1} \quad (3.145)$$

Utilizando a Figura 3.15 pode-se achar os ângulos ϕ_1 e ϕ_2 .

$$\delta_2 + \phi_2 = 90^\circ \quad (3.146)$$

$$\phi_2 = 90^\circ - \delta_2 \quad (3.147)$$

$$\phi_1 + \phi_2 = \delta_1 \quad (3.148)$$

$$\phi_1 = \delta_1 - \phi_2 \quad (3.149)$$

Com a Figura 3.15 também pode-se achar a dimensão L_1 :

$$\text{Tag}\phi_1 = \frac{a_1 - (b_1/\text{Cos}\phi_1)}{L_1} \quad (3.150)$$

$$L_1 = \frac{a_1 - (b_1/\text{Cos}\phi_1)}{\text{Tag}\phi_1} \quad (3.151)$$

$$L_1 = \frac{(a_1 \cdot \text{Cos}\phi_1 - b_1)}{\text{Sen}\phi_1} \quad (3.152)$$

Realizando o mesmo procedimento com L_2 temos:

$$L_2 = \frac{(a_2 \cdot \text{Cos}\phi_2 - b_2)}{\text{Sen}\phi_2} \quad (3.153)$$

3.4.3 Curvatura do injetor

Para que a turbina tenha a máxima eficiência hidráulica, a água tem que entrar no rotor com um ângulo α_1 (ver Figura 3.16). Como a água ingressa no rotor em aproximadamente um terço da periferia, a situação mais favorável se apresenta quando a água tem o ângulo α_1 em toda a superfície de ingresso. Isto implica que todas as linhas de corrente do injetor devem ter o mesmo ângulo α_1 na seção de entrada. A única curva que tem esta característica é a espiral logarítmica. Para que as linhas de fluxo tenham esta forma, logicamente, a curvatura do injetor tem que ser uma espiral logarítmica (ver Figura 3.17).

Portanto a equação da curvatura do injetor deve ser da forma:

$$R_\Omega = R_{10} \left(e^{\Omega \cdot \text{Tag}\alpha_1} \right) \quad (3.154)$$

Onde:

R_Ω : Raio do injetor (mm).

Ω : Ângulo da espiral logarítmica medido em sentido anti- horário (rad).

R_{10} : Raio do arco de saída do injetor¹ (mm).

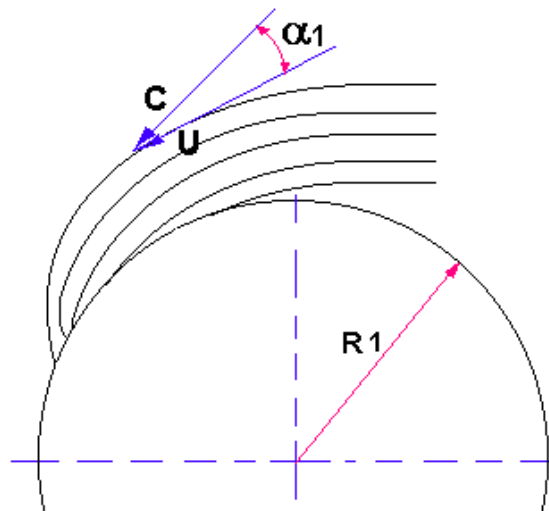


Figura 3.16 - Ângulo das linhas de fluxo ingressando no rotor.

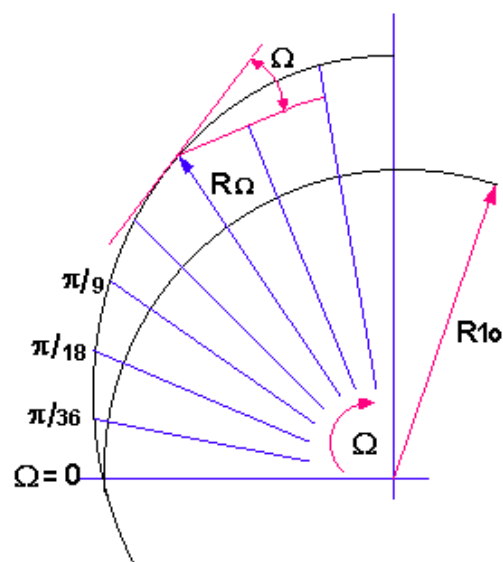


Figura 3.17 - Curvatura da saída do injetor.

¹ : R_{10} é maior que o raio externo do rotor $R1$ em 1 ou 2 mm.

3.5 LARGURA DO ROTOR

Para evitar as perdas de vazão entre o rotor e o injetor, a largura do rotor deve ser maior que a largura do injetor em 10 a 40%. Neste caso se utilizará 30%, valor adotado por INE (1986).

$$B_r = 1,3.B_i \quad (3.155)$$

3.6 RAZÃO DE ASPECTO

Este parâmetro é o cociente entre o comprimento do rotor e o diâmetro externo deste. Cada fabricante apresenta valores diferentes da razão de aspecto, neste caso apresentaremos os valores dos fabricantes mais importantes.

Tabela 3.7 - Razão de aspecto

FABRICANTE	$r = B_r/D_1$
Ossberguer	3 – 3,5
Fuji	0,5 – 3,5

Fonte: Tiago (1987)

3.7 TUBO DE SUCÇÃO

3.7.1 Cálculo da altura de sucção máxima

Para encontrar a altura de sucção recorreremos a valores práticos obtidos da bibliografia. Com a finalidade de comprovar estes valores recomendados, deve-se calcular a altura de sucção máxima H_s que o tubo de sucção pode ter. O valor de H_s pode ser encontrado pela equação 3.156.

$$H_s = H_{ba} - \sigma_t.H - H_{va} \quad (3.156)$$

Onde o coeficiente de cavitação de Thoma pode ser calculado pela a fórmula 3.157

$$\sigma_T = 0,0000154(N_s)^{1,7} \quad (3.157)$$

O valor da pressão de vapor de água H_{va} deve ser determinado com a temperatura máxima local e pode ser obtida facilmente das tabelas de termodinâmica.

3.7.2. Dimensionamento do tubo de sucção

Atualmente não existe equações para determinar por via teórica a geometria do tubo de sucção das turbinas de reação. Geralmente recorrem-se as indicações práticas, as quais permitem fazer um pré-dimensionamento deste elemento da turbina (Macintyre 1983). Já para as turbinas de grande potência devem ser feitos ensaios de modelos do tubo de sucção.

Macintyre (1983) apresenta as dimensões e parâmetros que são necessárias para o dimensionamento deste tipo de tubo de sucção.

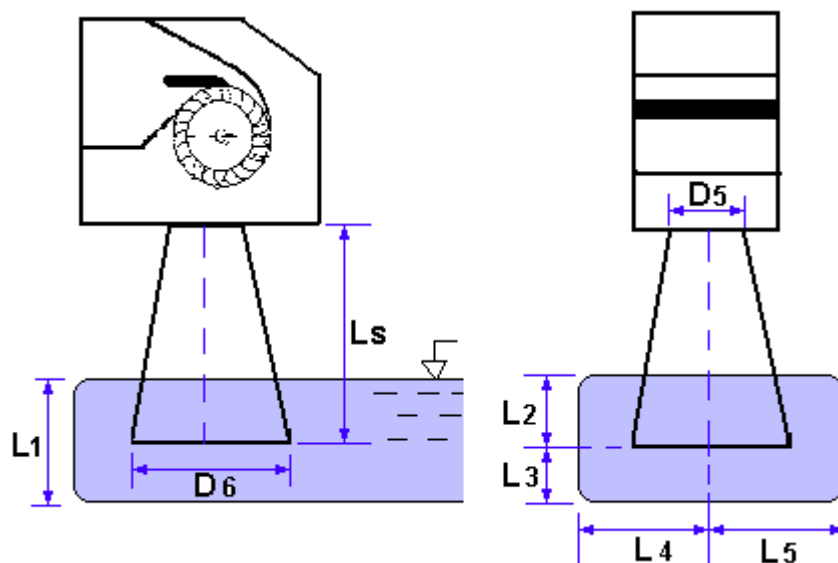


Figura 3.18 - Dimensões do tubo de sucção troncônico.

Onde:

$L_s = 4,5 D_5$	$L_1 = 2,25 D_5$	$L_2 = 1,1 D_5$
$L_3 = 1,15 D_5$	$L_4 = 2,5 D_5$	$L_5 = 2,5 D_5$
$D_6 = 2D_5$	$V_5 = 10 \text{ m/s}$	$V_6 = 2,3 \text{ m/s}$

3.8 VÁLVULA DE AR

Como foi explicado anteriormente, a válvula é o elemento da turbina que permite regular a quantidade de ar dentro da turbina para que não se produza afogamento do rotor. Para explicar o princípio de funcionamento nos auxiliaremos da figura 3.18. inicialmente quando a água esta em seu nível normal dentro do tubo de sucção, a válvula estará fechada e regulada de tal maneira que a força da mola é ligeiramente menor que a força devida a diferença de pressões entre a atmosférica e interna à turbina. Nesta situação a válvula se encontrará fechada, Figura 3.19 (a). Posteriormente aumenta o nível da água no tubo de sucção, consequentemente diminui o volume e aumenta a pressão de ar dentro da turbina. Ao aumentar a pressão interna, há um diminuição da força de diferença de pressões até se igualar com a força da mola, se o volume de ar na turbina continua diminuindo a força de diferença de pressões será menor que a força da mola provocando a abertura da válvula, como se se pode ver na Figura 3.19 (b).

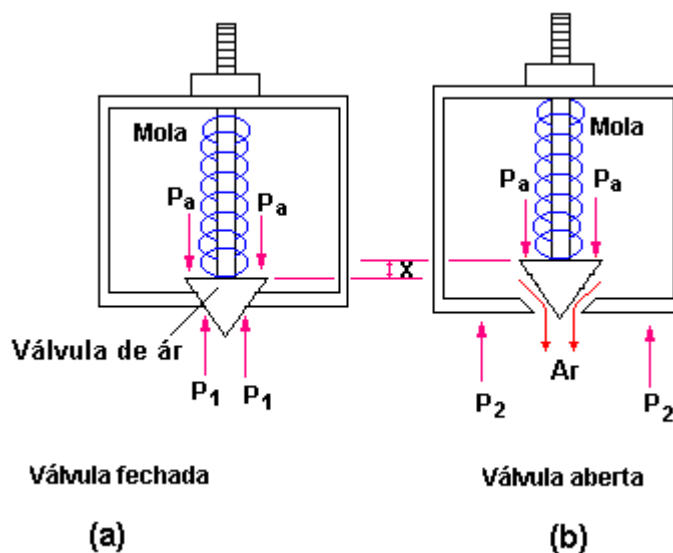


Figura 3.19 – Válvula de ar

Deve-se projetar a válvula para o instante em que esta inicia sua abertura, e isto ocorre quase no momento em que a diferença das forças devido as pressões é igual à força da mola, para tanto pode-se escrever:

$$F_p = F_m \quad (3.158)$$

$$A(P_a - P_2) = K_{mo} \cdot X \quad (3.159)$$

$$\frac{\pi \cdot D_v^2}{4} (P_a - P_2) = K_{mo} \cdot X \quad (3.160)$$

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot K_{mo} \cdot X}{\pi \cdot (P_a - P_2)}} \quad (3.161)$$

Onde:

D_v : Diâmetro da válvula (m).

K_{mo} : Constante da mola (N/m).

X : Deslocamento da mola (m).

P_a : Pressão atmosférica (Pa).

P_2 : Pressão no interior da turbina (Pa).

O valor de X é regulado pelo projetista, então o único valor que não é conhecido é P_2 , mas pode ser determinado experimentalmente, com a turbina operando sem a válvula de ar. quando o nível da água esta em sua posição inicial no tubo de sucção se mede o volume v_1 , a pressão na turbina P_1 e a temperatura T_1 , se espera que o nível de água no tubo de sucção aumente e se mede o volume v_2 e a pressão P_2 , se repete este mesmo procedimento varias vezes até obter vários pontos, com os quais se construirá uma curva P-v., Se realiza as medidas num outro dia com outra temperatura se obterá outra curva, como se mostra na Figura 3.20.

Com este gráfico se pode determinar o valor de P_2 . Conhecido o valor de v_1 quando a água esta em seu nível normal, e aplicando uma variação máxima do volume, de 10% por exemplo, se calcula v_2 . Conhecido v_2 e utilizando a gráfico P-v podemos determinar P_2 .

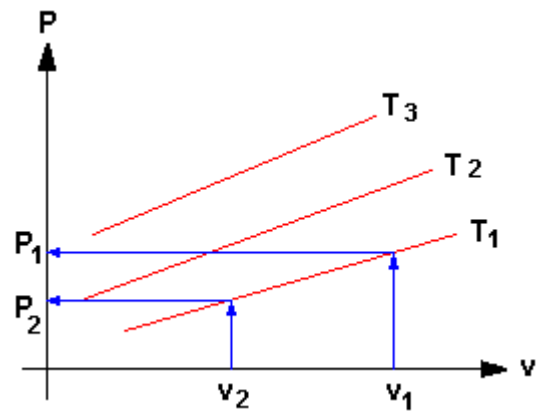


Figura 3.20 – Diagrama P-v Para regulagem da válvula de ar.

CAPÍTULO 4 ANÁLISE MECÂNICA

4.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo se faz uma análise dos esforços e momentos que atuam sobre os diversos elementos da turbina. A finalidade da análise mecânica é poder encontrar as equações que permitam calcular as dimensões dos elementos da turbina, que ainda não foram determinados na análise hidráulica, assim como também poder determinar quais são os materiais usados no projeto de cada elemento da turbina.

Na análise hidráulica o rotor da turbina é projetado para as condições nominais, isto é para as condições de vazão e altura nominal, com as quais o rendimento será máximo, pois para elas a entrada da água no rotor se dá sem choque e com saída meridiana da água. Já no dimensionamento mecânico a turbina é projetada para a potência máxima, isto é, para quando a turbina está operando com vazão e altura máxima, é nesta situação que acontecerão os esforços máximos.

4.2 CÁLCULOS PRELIMINARES

4.2.1 Numero de pás que recebem o fluxo

$$Z_p = \left(\frac{\delta}{360^\circ} \right) Z \quad (4.1)$$

Onde:

Z_p : Numero de pás que recebem o fluxo.

δ :Angulo de admissão do rotor ($^\circ$).

Z : Numero de pás do rotor.

4.2.2 Vazão que ingressa numa pá

$$Q_p = \frac{Q_{\max}}{Z_p} \quad (4.2)$$

Onde:

Q_p : Vazão que ingressa numa pá (m^3/s).

$Q_{\max}$: Vazão máxima que atravessa a turbina (m^3/s).

4.2.3 Volume de uma pá

$$V_p = \theta \cdot R_{pa} \cdot B_r \cdot e_{pa} \quad (4.3)$$

V_p : Volume de uma pá (m^3).

θ : Ângulo central da pá ($^\circ$).

R_{pa} : Raio da pá. (m).

B_r : Largura do rotor (m).

e_{pa} : Espessura da pá (m).

4.2.4 Volume total das pás do rotor

$$V_{tp} = Z \cdot V_p \quad (4.4)$$

Onde:

V_{tp} : Volume total das pás do rotor (m^3)

4.2.5 Massa de uma pá

$$M_p = \rho_a \cdot V_p \quad (4.5)$$

Onde:

M_p : Massa de uma pá (kg).

ρ_a : Massa específica do aço (kg/m³)

4.2.6 Massa total das pás do rotor

$$M_{tp} = Z.M_p \quad (4.6)$$

Onde:

M_{tp} : Massa total das pás do rotor (kg).

4.2.7 Volume do rotor

$$V_r = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)B_r}{4} \quad (4.7)$$

Onde:

V_r : Volume do rotor (m³).

D_1 : Diâmetro externo do rotor (m).

D_2 : Diâmetro interno do rotor (m)

4.2.8 Volume livre do rotor

$$V_{lr} = V_r - V_{tp} \quad (4.8)$$

Onde:

V_{lr} : Volume livre do rotor (m³).

4.2.9 Volume livre entre as pás

$$V_{lpa} = \frac{V_{lr}}{Z} \quad (4.9)$$

Onde:

V_{lpa} : Volume livre entre duas pás

4.2.10 Massa de água entre duas pás

$$M_{ap} = \rho \cdot V_{lpa} \quad (4.10)$$

Onde:

M_{ap} : Massa de água entre duas pás (kg)

ρ : Massa específica da água (kg/m³)

4.2.11 Massa total de água no rotor

Se consideramos que o numero de pás pôr onde ingressa o fluxo no rotor é igual ao numero de pás pôr onde sai do rotor, então a massa total de água no rotor pode se calcular como:

$$M_{ta} = 2 \cdot Z_p \cdot M_{ap} \quad (4.11)$$

Onde:

M_{ta} : Massa total de água no rotor (kg)

4.2.12 Volume dos discos laterais

$$V_d = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)e_d}{2} \quad (4.12)$$

V_d : Volume dos discos do laterais (m³).

e_d : Espessura dos discos laterais (m)

4.2.13 Massa total dos discos laterais

$$M_{td} = \rho_a \cdot V_d \quad (4.13)$$

M_{td} : Massa total dos discos laterais (kg).

4.2.14 Massa total do rotor

$$M_{tr} = M_{tp} + M_{td} \quad (4.14)$$

Onde:

M_{tr} : Massa total do rotor (kg).

4.2.15 Peso total do rotor

$$P_{tr} = g \cdot M_{tr} \quad (4.15)$$

P_{tr} : Peso total do rotor (N)

4.3 ANÁLISE DAS FORÇAS SOBRE A PÁ

As pás do rotor estão submetidas a duas forças: a força hidráulica devida à variação de quantidade de movimento entre a entrada e a saída das pás; e a força centrífuga devida ao giro do rotor. estas forças se somam vetorialmente para obter a força resultante sobre pá.

4.3.1 Força hidráulica

Na entrada do rotor o fluxo tem uma velocidade relativa W_1 e um ângulo β_1 , e na saída tem uma velocidade relativa W_2 e um ângulo β_2 , esta variação na magnitude e direção da velocidade relativa (variação da quantidade de movimento) dá origem a

uma força, denominada força hidráulica. Para obter a equação que expressa esta força que atua sobre a pá, faremos uso da figura 4.1, Nesta figura, dois sistemas de referencia paralelos podem ser vistos, o sistema X-Y localizado na entrada da pá e o sistema X'- Y' localizado na saída da pá. com estos sistemas se poderá fazer uma decomposição das velocidades relativas na direção dos eixos coordenados e pôr conseguinte se poderá achar as forças hidráulicas na direção destes eixos.

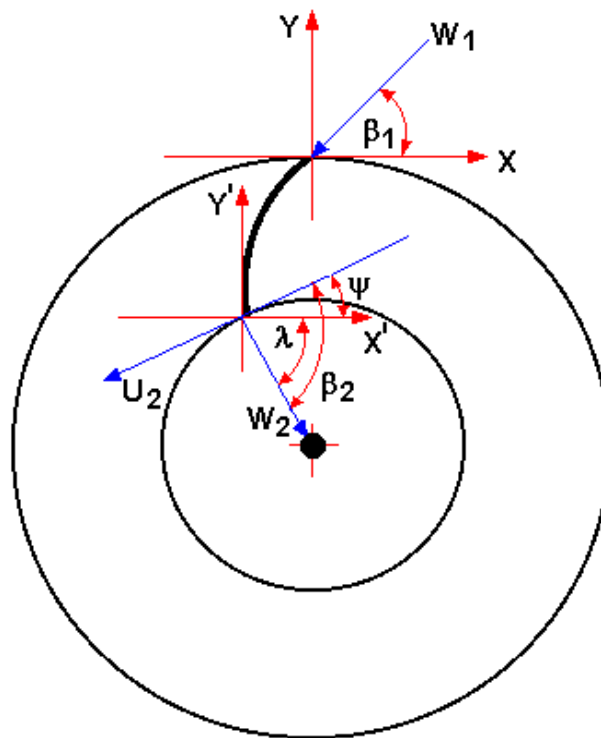


Figura 4.1- ângulos das velocidades relativas na entrada e na saída da pá

Utilizando a equação de conservação de quantidade de movimento e nos auxiliando da Figura 4.1, as componentes das forças atuando sobre o fluido podem ser apresentadas.

$$\Sigma F_x = \rho \cdot Q_p (-W_1 \cdot \cos \beta_1 + W_2 \cdot \cos \lambda) \quad (4.16)$$

$$\Sigma F_y = \rho \cdot Q_p (-W_1 \cdot \text{Sen} \beta_1 - W_2 \cdot \text{Sen} \lambda) \quad (4.17)$$

Pelo principio de ação e reação as forças hidráulicas que atuam sobre a pá são:

$$F_{hx} = \rho \cdot Q_p (W_1 \cdot \text{Cos} \beta_1 - W_2 \cdot \text{Cos} \lambda) \quad (4.18)$$

$$F_{hy} = \rho \cdot Q_p (W_1 \cdot \text{Sen} \beta_1 + W_2 \cdot \text{Sen} \lambda) \quad (4.19)$$

Onde:

F_{hx} : Força hidráulica na direção do eixo X.

F_{hy} : Força hidráulica na direção do eixo Y.

4.3.2 Força centrífuga

Sabemos que uma partícula que tem um movimento circular estará ela submetida a uma força centrífuga a qual atua na direção radial. A força centrífuga é calculada como se toda a massa que atua sobre a pá (massa de água mais a massa da pá) estiveram concentrados no raio médio (ver Figura 4.2).

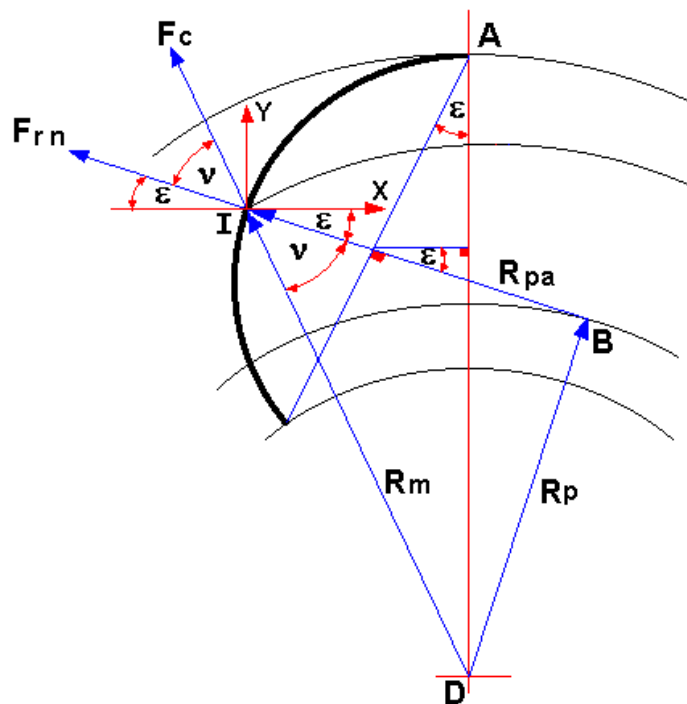


Figura 4.2 - Força centrífuga atuando sobre o a pá.

Podemos expressar então a força centrífuga como:

$$F_c = M_c \cdot \omega^2 \cdot R_m \quad (4.20)$$

Sendo:

$$M_c = M_p + M_{ap} \quad (4.21)$$

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60} = \frac{\pi \cdot N}{30} \quad (4.22)$$

$$R_m = \frac{1}{2} \left(\frac{D_1}{2} + \frac{D_2}{2} \right) = \frac{D_1 + D_2}{4} \quad (4.23)$$

Onde:

F_c : Força centrífuga (N).

M_c : Massa sobre a qual atua a força centrífuga (kg).

ω : Velocidade angular do rotor (rad/s).

R_m : Raio medio (m).

N : Rotação do rotor (rpm).

Para nossos cálculos, a força centrífuga F_c deve ser decomposta em F_{cx} e F_{cy} . Nos auxiliando da Figura 4.2 estas componentes podem ser calculadas pôr:

$$F_{cx} = F_c \cdot \cos(180 - (\varepsilon + \upsilon)) \quad (4.24)$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \sin(180 - (\varepsilon + \upsilon)) \quad (4.25)$$

Onde:

F_{cx} : Força centrífuga no eixo X (N).

F_{cy} : Força centrífuga no eixo Y (N).

Onde v pode ser calculada aplicando a lei dos cossenos no triângulo BDI da Figura 4.2.

$$v = \text{Arc.Cos} \left(\frac{R_m^2 - R_{pa}^2 - R_p^2}{2.R_m.R_{pa}} \right) \quad (4.26)$$

Onde:

R_{pa} : Raio da pá (m).

R_m : Raio médio (m).

4.3.3 Forças resultante sobre a pá

A força resultante sobre a pá, é obtida da composição das forças centrífugas e hidráulicas e pode ser expressar como:

$$F_{rx} = F_{hx} + F_{cx} \quad (4.27)$$

$$F_{ry} = F_{hy} + F_{cy} \quad (4.28)$$

$$F_{rt} = \sqrt{(F_{rx})^2 + (F_{ry})^2} \quad (4.29)$$

4.3.4 Força normal à pá

Nos cálculos posteriores precisa-se achar o momento fletor máximo que atua sobre a pá. Para calcular este, deve-se determinar qual é a força total na direção normal a pá F_m . com base na Figura 4.2, temos:

$$F_m = -F_{rx} . \text{Cos} \varepsilon + F_{ry} . \text{Cos}(90 + \varepsilon) \quad (4.30)$$

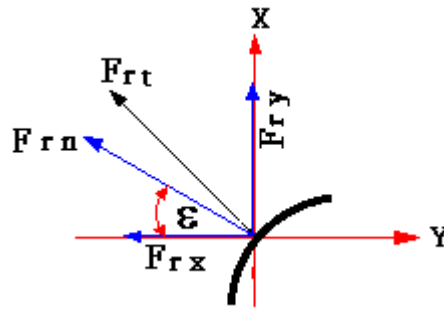


Figura 4.3 - Força resultante que atua sobre a pá

4.3.5 Momento de inércia da pá

Para fazer os cálculos dos momentos e dos esforços que agem na pá, deve-se conhecer o centro de gravidade desta, o qual pode ser calculado com a seguinte formula:

$$I_{cg} = (R_{pa})^3 \cdot e_{pa} \left[\frac{\theta}{2} + \frac{\text{Sen}\theta}{2} - \frac{4 \cdot \text{Sen}^2(\theta/2)}{\theta} \right] \quad (4.31)$$

Onde:

I_{cg} : Momento de inércia da pá (m^4).

e_{pa} : Espessura da pá (m).

θ : Angulo central da pá ($^\circ$).

4.3.6 Espessura da pá

Para calcular a espessura da pá, deve-se considerá-la como uma viga engastada em seus dois extremos e ademais se assume que os esforços pôr unidade de comprimento " q " que atuam sobre ela estão uniformemente distribuídos, como se vê na Figura 4.4.

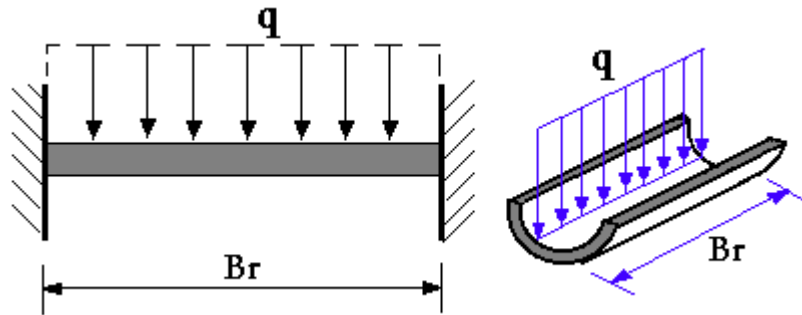


Figura 4.4 - Esforços atuando sobre a pá.

O esforço pôr unidade de comprimento pode ser calculado pôr:

$$q = \frac{F_m}{B_r} \quad (4.32)$$

Onde:

q : Esforço por unidade de comprimento sobre a pá (N/m).

F_m : Força normal resultante (N)

B_r : Largura do rotor (m).

O momento fletor máximo que está agindo na pá está localizado nos extremos desta.

$$M_{\max} = \frac{q \cdot (B_r)^2}{12} \quad (4.33)$$

Onde:

$M_{\max}$: Momento fletor máximo (N-m).

O esforço máximo que atua sobre a pá pode calcular-se como:

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot e_p}{I_{cg}} \quad (4.34)$$

$\sigma_{\max}$: Esforço máximo sobre a pá (N/m²).

Deve-se verificar que o esforço máximo a que esta submetido a pá é menor que a metade do esforço admissível do material desta, em caso não se verifique esta relação deve-se assumir outra espessura das pás, maior que a assumida inicialmente, isto será repetido tantas vezes seja necessário até que se cumpra esta condição.

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{\text{adm}}}{2} \quad (4.35)$$

Onde:

σ_{adm} : Esforço admissível (N/m²)

Deve-se verificar também que a flecha máxima não exceda os limites aceitáveis, segundo Gonçalves, M. J. A., (2000).

$$Y_{\max} < \frac{1}{1000} \quad (4.36)$$

Sendo:

$$Y_{\max} = \frac{F_m (Br)^3}{384.E.I_{cg}} \quad (4.37)$$

Onde:

$Y_{\max}$: Flecha máxima (m).

E : Modulo de elasticidade (MPa).

4.4 ESPESSURA DOS DISCOS DO ROTOR

A espessura dos discos do rotor pode ser determinada com a seguinte expressão:

$$e_d = \frac{4.F_{rt}}{L.\sigma_{\text{esc}}} \quad (4.38)$$

- e_d : Espessura do disco lateral (m).
 F_{rt} : Força resultante total (N).
 L : Metade da corda da pá (m).
 σ_{esc} : Tensão de escoamento (N/m^2).

Como as pás são soldadas nos discos laterais, é possível que estes apresentem deformação caso esta espessura seja muito pequena. Para evitar este tipo de problema recomenda-se que a espessura do disco seja maior ou igual a três vezes a espessura da pá.

$$e_d \geq 3.e_{pa} \quad (4.39)$$

Caso a espessura do disco calculado com a equação 4.38 não atenda a condição estabelecida na equação 4.39 deve-se assumir a espessura do disco lateral igual a três vezes a espessura da pá.

4.5 EIXO DO ROTOR

Para poder determinar qual é a expressão com a qual se pode calcular o diâmetro do eixo necessário para suportar as condições de trabalho, se faz um análise de esforços e de momentos que atuam sobre o eixo do rotor. A análise mecânica do eixo se fará com auxílio das Figura 4.5 e 4.6.

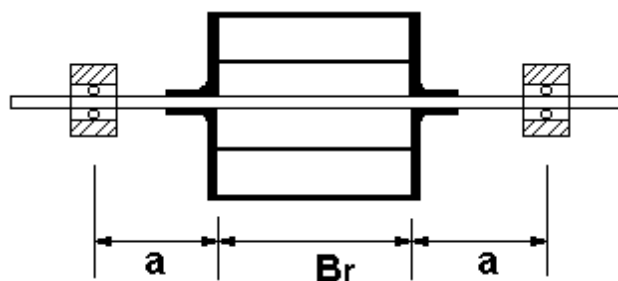


Figura 4.5 - Rotor Banki e mancais apoiando o eixo

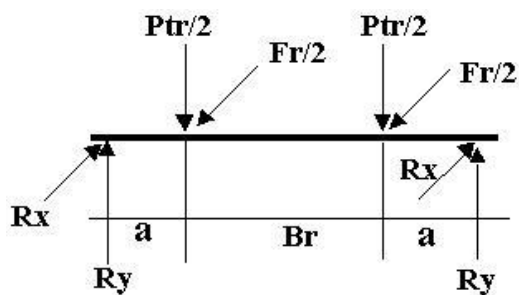


Figura 4.6 - Diagrama de forças que atuam sobre o eixo

4.5.1 Momento fletor máximo sobre o eixo

$$M_{\max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (4.40)$$

sendo

$$M_x = \frac{F_t}{2} a \quad (4.41)$$

$$M_y = \frac{P_{tr}}{2} a \quad (4.42)$$

$$F_t = 19099 \frac{P_{\max}}{N.D_1} \quad (4.43)$$

Onde:

- $M_{\max}$: Momento fletor máximo sobre o eixo (N-m).
- M_x : Momento fletor sobre o eixo na direção X (N-m).
- M_y : Momento fletor sobre o eixo na direção Y (N-m).
- F_t : Força tangencial sobre o eixo (N).
- a : Distância do disco lateral ao mancal (m).
- P_{tr} : Peso total do rotor (N)
- $P_{\max}$: Potência máxima da turbina (kW).

N : Rotação da turbina (rpm).
D₁ : Diâmetro exterior do rotor (m).

4.5.2 Momento de torção máximo

$$T_{\max} = 9549,5 \frac{P_{T \max}}{N} \quad (4.44)$$

Onde:

T_{max} Momento de torção sobre o eixo (N-m).

4.5.3 Diâmetro mínimo do eixo

O diâmetro mínimo necessário que deve ter o eixo do rotor, é calculado pela formula de a ASME, a qual se expressa como:

$$D_e = \frac{16}{\pi \cdot S_d} \sqrt{(K_m \cdot M_{\max})^2 + (K_t \cdot T_{\max})^2} \quad (4.45)$$

Onde:

D_e : Diâmetro mínimo do eixo do rotor (m)

K_m : Fator de momento fletor. Para carga estável estima-se um valor de 1.5.

K_t : Fator de momento de torção. Para carga estável estima-se um valor de 1.0.

S_d : Esforço de projeto do material utilizado. Estima-se em um 20% do esforço de fluência quando se usa canal de chaveta.

4.5.4 Verificação do diâmetro do eixo pela rotação critica

É recomendado que a rotação critica seja pelo menos 40% superior a rotação de disparo da turbina .

$$N_{\text{crit}} \geq N_e \quad (4.46)$$

N_{crit} : Rotação crítica da turbina (rpm).

N_e : Rotação de disparo da turbina (rpm).

A rotação de disparo é 1,8 a 2,0 vezes a velocidade nominal da turbina.

$$N_e = (1,8 - 2,0)N \quad (4.47)$$

Para o diagrama de forças que atuam sobre o eixo, (ver Figura 4.7). A rotação crítica da turbina é dado pôr:

$$N_{crit} = \frac{29,88}{Y^{1/2}} \quad (4.48)$$

Sendo

$$Y_{max} = \frac{W_r \cdot a^2}{6E.I} (3B_r + 2a) \quad (4.49)$$

$$W_r = \sqrt{P_{tr}^2 + F_t^2} \quad (4.50)$$

$$I = \frac{\pi \cdot D_e^4}{64} \quad (4.51)$$

Onde:

Y_{max} : Flecha máxima (m)

W_r : Carga radial equivalente (m^3).

a : Distância do disco lateral ao mancal (m).

B_r : Largura do rotor (m).

F_t : Força tangencial (N).

P_{tr} : Peso total do rotor (N)

E : Modulo de elasticidade (MPa).

I : Momento de inércia do eixo (m⁴).

4.6 SELEÇÃO DOS MANCAIS

Os mancais são selecionados conhecendo a capacidade de base dinâmica, o diâmetro do eixo obtido e o número de revoluções do rotor. Com estes dados e utilizando catálogos fornecidos por fabricantes se escolhe o mancal mais adequado. Dos dados anteriormente citados falta determinar a capacidade de base dinâmica requerida, a qual se apresenta como:

$$C = 0,102 C_r \cdot F_r \left(\frac{60 \cdot N \cdot L_h}{10^6} \right) \quad (4.52)$$

Sendo:

$$F_r = \frac{\sqrt{P_{tr}^2 + F_t^2}}{2} \quad (4.53)$$

Onde:

C : Capacidade de base dinâmica.

C_r : Coeficiente radial do rolamento, na turbina Michell-Banki é considerada igual a 1.

F_r : Carga radial sobre o rolamento (N).

N : Rotação da turbina (rpm).

L_h : Horas de funcionamento do rolamento, recomendado usar 200 000 horas.

4.7 ANÁLISE DO INJETOR

O dimensionamento do injetor deve ser feito considerando a pressão máxima que a água exerce sobre as paredes do mesmo. Além disso deve-se considerar uma sobre pressão devida ao efeito do golpe de aríete, esta sobre pressão é de 30% da pressão original, segundo Tiago (1987).

$$P_a = 1,3 \cdot \rho \cdot g \cdot H_{\max} \quad (4.54)$$

$$P_a = 12740.H_{\max} \quad (4.55)$$

P_a : Pressão máxima sobre o injetor (N/m^2).

$H_{\max}$: Queda máxima (m).

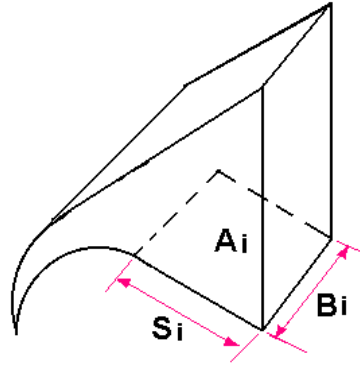


Figura 4.7 - Vista do injetor e da chapa que suporta a pressão da água.

A pressão da água P_a atua sobre a chapa de seção A_i do injetor (ver Figura 4.7), então a força total F_i sobre esta área é:

$$F_i = P_a A_i \quad (4.56)$$

$$F_i = P_a . S_i . B_i \quad (4.57)$$

Sendo

$$S_i = 0,39 D_1 \quad (4.58)$$

Onde:

F_i : Força de pressão de água sobre o injetor (N).

A_i : Área do injetor submetida a pressão de água (m^2).

S_i : Longitude da chapa do injetor (m).

B_i : Largura do injetor (m).

D_1 : Diâmetro exterior do rotor (m).

Com as equações 4.55 e 4.58 na equação 4.57 obtemos:

$$F_i = 3822D_1.B_i.H_{\max} \quad (4.59)$$

Para o projeto se considera a chapa do injetor como uma viga engastada, então o esforço máximo pode se calculada por:

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \quad (4.60)$$

Sendo:

$$M_i = \frac{F_i.B_i}{12} \quad (4.61)$$

$$W_i = \frac{S_i.e_i}{6} = \frac{0,39.D_1.e_i}{6} \quad (4.62)$$

σ_i :Esforço máximo sobre o injetor (N/m²).

W_i :Momento resistente (m³)

e_i : Espessura da chapa do injetor (m)

Para o projeto mecânico deve ser levado em conta que o esforço máximo sobre o injetor tem que ser menor ou igual ao esforço de fluência dividido pôr dois.

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad (4.63)$$

4.7.1 Eixo da pá diretriz

Para se determinar o eixo da pá diretriz é possível usar a fórmula apresentada por Hernandez (1986).

$$D_{pd} = 0,0172.3\sqrt{\frac{M_{pd}}{\tau_{ad}}} \quad (4.64)$$

sendo:

$$M_{pd} = 7,125 \times 10^3 Bi.D_1.Pa \quad (4.65)$$

Onde:

D_{pd} : Diâmetro da pá diretriz (m)

M_{pd} : Momento da pá diretriz (N-m)

4.7.2 Espessura da pá diretriz

Segundo Hernandez (1986), a espessura da pá diretriz e_{pd} , pode ser calculada como:

$$e_{pd} = 0,075.D_1 \quad (4.66)$$

CAPÍTULO 5 METODOLOGIA DO PROJETO

“Marcha de cálculo do projeto dos elementos de uma turbina Michell-Banki”

5.1 INTRODUÇÃO

Neste capítulo se apresenta a seqüência de cálculo para poder achar os valores das principais variáveis e as medidas dos elementos da turbina proposta.

É importante salientar que, apesar que na metodologia de projeto, se apresenta as mesmas formulas dadas nas análises hidráulica e mecânica, a seqüência em que estão dispostas neste capítulo são diferente. Nas analises as formulas são dadas na seqüência em que foram deduzidas, já na metodologia do projeto, elas são dispostas numa seqüência que permitam o calculo de todos os elementos.

5.2 DADOS INICIAIS

- Vazão nominal(m^3/s). : Q
- Vazão máxima (m^3/s). : $Q_{\max}$
- Queda disponível nominal (m). : H
- Queda disponível máxima (m). : $H_{\max}$

5.3 PARÂMETROS DO PROJETO

- Angulo interno da pá¹ : $\beta_2 = 90^\circ$
- Constante da velocidade absoluta¹ : $0,97 \leq k_1 \leq 0,98$
- Coeficiente de velocidades relativas¹ : $\psi_1 \cong 0,98$
- Constante da espessura do jato¹ : $0,075 \leq K_3 \leq 0,1$

1 : Dados obtidos de ARTER, A.; MEIER, U. (1990)

5.4 DIMENSIONAMENTO HIDRÁULICO

5.4.1 Seleção do diâmetro do rotor

Primeiro se calcula $Q/\sqrt{H}$ e logo se usa a Tabela 5.1 para selecionar o diâmetro do rotor.

Tabela 5.1 - Seleção do diâmetro externo do rotor.

Relação ($Q/\sqrt{H}$)	Diâmetro externo D_1 (m)
0,00447 -- 0,02236	0,1
0,02236 -- 0,04743	0,2
0,04743 -- 0,07906	0,3
0,07906 -- 0,11069	0,4
0,11069 -- 0,15811	0,5

Fonte INE (1986).

5.4.2 Ângulo da velocidade absoluta

O ângulo α_1 é escolhido entre 14° a 18° . Para os cálculos neste trabalho é tomado o valor de 16° , o qual é recomendado por BAZO (1983).

5.4.3 Velocidade Absoluta na entrada do rotor

$$C_1 = k_1 \sqrt{2 \cdot g \cdot H} \quad (5.1)$$

k_1 : Constante da velocidade absoluta.

H : Queda disponível nominal (m).

g : Aceleração da gravidade (m/s^2)

5.4.4 Eficiência hidráulica

$$\eta_H = \frac{1}{2} k_1^2 (\cos \alpha_1^2) (1 + \psi) \quad (5.2)$$

η_H :Rendimento hidráulico da turbina.

α_1 : Constante da velocidade absoluta.

ψ : Coeficiente de velocidades relativas.

5.4.5 Rendimento total da turbina

$$\eta_T = \eta_H \cdot \eta_V \cdot \eta_m \quad (5.3)$$

η_T :Rendimento total da turbina .

η_V :Rendimento volumétrico da turbina (0,98).

η_m :Rendimento mecânico da turbina (0,9).

5.4.6 Velocidade periférica na entrada do rotor

$$U_1 = \frac{C_1 \cdot \cos \alpha_1}{2} \quad (5.4)$$

U_1 : Velocidade periférica na entrada do rotor (m/s).

5.4.7 Ângulo da pá no ingresso do rotor

Selecionar o angulo β_1 através da Tabela 5.2.

Tabela 5.2 - Variação do ângulo β_1 como função do ângulo α_1 .

$\alpha_1 (^\circ)$	$\beta_1 (^\circ)$
14°	26,5°
15°	28,0°
16°	30,0°
17°	31,5°
18°	33,0°

5.4.8 Velocidade relativa na entrada do rotor

$$W_1 = \frac{U_1}{\cos \beta_1} \quad (5.5)$$

W_1 : Velocidade relativa na entrada do rotor (m/s).

5.4.9 Rotação da turbina

$$N = 42,28 \cdot K_1 \cdot \cos \alpha_1 \frac{\sqrt{H}}{D_1} \quad (5.6)$$

N : Velocidade de rotação da turbina (rpm).

D_1 : Diâmetro externo do rotor (m).

5.4.10 Potência da turbina

$$P_T = \eta_T \cdot \gamma \cdot Q \cdot H \quad (5.7)$$

$$P_{T_{\max}} = \eta_T \cdot \sigma \cdot Q_{\max} \cdot H_{\max} \quad (5.8)$$

Onde:

P_T : Potência nominal da turbina (w).

P_{Tmax} : Potência máxima da turbina (w).

γ : Peso específica da água (N/m³).

Q, Q_{max} : Vazão nominal e máxima respectivamente(m³/s).

H, H_{max} : Quedas nominal e máxima respectivamente(m).

5.4.11 Velocidade específica

$$Nq = \frac{N \cdot Q^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (5.9)$$

$$Ns = N \frac{P^{1/2}}{H^{5/4}} \quad (5.10)$$

Nq : Rotação específica em função da vazão.

Ns : Rotação específica em função da potência.

P :Potência (CV).

5.4.12 Seleção da reação da primeira passagem do fluxo pelas pás ρ_1

Conhecidos, β_1 e D_1 pode-se selecionar o valor de ρ_1 com a seguinte tabela.

Tabela 5.3 - Seleção do valor de ρ_1

D1(m)	ρ_1				
	$\beta_1= 26,5$	$\beta_1= 28$	$\beta_1= 30$	$\beta_1= 31,5$	$\beta_1= 33$
0,1	0,052 - 0,077	0,065 - 0,092	0,078 - 0,107	0,08 - 0,122	0,105 - 0,140
0,2	0,077 - 0,14	0,092 -0,165	0,107 - 0,187	0,122 - 0,213	0,140 - 0,240
0,3	0,097 - 0,128	0,114 - 0,149	0,141 - 0,174	0,162 - 0,194	0,183 - 0,219
0,4	0,128 - 0,140	0,149 - 0,165	0,174 - 0,187	0,194 - 0,213	0,219 - 0,240
0,5	0,140 - 0,155	0,165 - 0,180	0,187 - 0,205	0,213 - 0,232	0,240 - 0,262

5.4.13 Diâmetro interno do rotor

$$D_2 = D_1 \sqrt{\frac{-\left(2(1+\psi)\rho_1 + \text{Tg}^2\beta_1\right) + \sqrt{\left(2(1+\psi)\rho_1 + \text{Tg}^2\beta_1\right)^2 - 4\text{Tg}^2\beta_1}}{2}} \quad (5.11)$$

D_2 : Diâmetro interno do rotor (m).

5.4.14 Velocidade periférica interna da pá

$$U_2 = \left(\frac{D_2}{D_1}\right)U_1 \quad (5.12)$$

U_2 : Velocidade periférica interna da pá (m/s).

5.4.15 Velocidade relativa interna da pá

$$W_2 = \left(\frac{D_1}{D_2}\right)\text{Sen}\beta_1.W_1 \quad (5.13)$$

5.4.16 Ângulo da velocidade absoluta na saída da pá

$$\alpha_2 = \text{Tg}^{-1} \left[\frac{\sqrt{2(1+\psi)\rho_1 + \left(\frac{D_2}{D_1}\right)^2 + \text{Tg}^2\beta_1}}{\left(\frac{D_2}{D_1}\right)} \right] \quad (5.14)$$

α_2 : Ângulo da velocidade absoluta na saída da pá (°).

5.4.17 Ângulo de admissão do rotor

$$\delta = 2.\alpha_2 \quad (5.15)$$

δ : Ângulo de admissão do rotor (°).

5.4.18 Espessura do jato

$$Y = \frac{2.\cos\alpha_2 K_3.D_1}{\cos\alpha_1.D_2/D_1} \quad (5.16)$$

Y : Espessura do jato (m).

K_3 : Constante da espessura do jato.

5.4.19 Diâmetro máximo do eixo do rotor

$$de_{\max} = D_2 \cos\alpha_2 - Y \quad (5.17)$$

$de_{\max}$: Diâmetro máximo do eixo do rotor (m).

5.4.20 Dimensões e ângulos característicos da pá

$$M = \sqrt{R_1^2 + R_2^2 - 2.R_1 R_2 . \cos(\beta_1 + \beta_2)} \quad (5.18)$$

$$\varepsilon = \text{Arc.Sen} \left[\frac{R_2 . \text{Sen}(\beta_1 + \beta_2)}{M} \right] \quad (5.19)$$

$$\xi = 180 - (\beta_1 + \beta_2 + \varepsilon) \quad (5.20)$$

$$\phi = \beta_1 + \beta_2 - (180 - 2.\xi) \quad (5.21)$$

$$L = \frac{R_1 \cdot \text{Sen}.\phi}{2 \cdot \text{Sen}.(180 - \xi)} \quad (5.21)$$

$$\theta = 180 - 2(\varepsilon + \beta_1) \quad (5.22)$$

$$R_{pa} = \frac{L}{\text{Cos}(\varepsilon + \beta_1)} \quad (5.23)$$

$$R_p = \sqrt{R_1^2 + R_{pa}^2 - 2 \cdot R_1 R_{pa} \cdot \text{Cos}\beta_1} \quad (5.24)$$

$$\gamma = 90 - \varepsilon \quad (5.25)$$

$$\phi = \varepsilon + \beta_1 \quad (5.26)$$

$$\psi = \gamma - \phi \quad (5.27)$$

$$\lambda = 90^\circ - \psi \quad (5.28)$$

$$R_m = \frac{D_1 + D_2}{4} \quad (5.29)$$

$$\upsilon = \text{Arc.Cos}\left(\frac{R_m^2 - R_{pa}^2 - R_p^2}{2 \cdot R_m \cdot R_{pa}}\right) \quad (5.30)$$

R_1 : Raio interno do rotor (m).

R_2 : Raio externo do rotor (m).

R_m : Raio meio do rotor (m).

R_p : Raio de passo do rotor (m).

R_{pa} : Raio da pá (m).

β_1 : Angulo da pá na entrada do rotor (°).

β_2 : Angulo da pá na saída do rotor (°).

θ : Angulo central da pá (°).

* : Os outros ângulos e medidas que não foram nomeados são mostradas nas Figuras 3.12, 3.13 e 4.2.

5.4.21 Numero de pás do rotor

Selecionar o numero de pás do rotor com a seguinte tabela.

Tabela 5.4 - Seleção de numero de pás do rotor

Diâmetro do rotor (m)	Numero de pás “z”
0,1	20
0,2	22
0,3	24
0,4	26
0,5	28

Fonte INE (1986).

5.4.22 Espessura das pás

A espessura das pás deverá ser a mesma das chapas de aço normalmente encontradas no mercado . Na Tabela 5.5 são apresentadas chapas de aço com seus principais caraterísticas comerciais.

Tabela 5.5 - Espessuras comerciais de chapas de aço.

Designação da chapa	Espessura (mm)	Peso (N/m ²)	Designação da chapa	Espessura (mm)	Peso (N/m ²)
30	0,8	23,52	13	2,25	176,40
28	0,38	29,79	12	2,65	207,76
26	0,45	84,28	11	3,0	235,20
24	0,6	47,04	10	3,35	262,64
22	0,75	58,80	9	3,75	294,00
20	0,9	70,56	8	4,25	333,20
19	1,06	83,10	7	4,50	352,80
18	1,25	98,00	3/16	4,75	372,40
16	1,5	117,60	7/32	5,6	439,04
14	1,9	148,96	1/4	6,35	487,04

Fonte Angloamericana (2002)

5.4.23 Largura do injetor

$$B_i = \frac{360^\circ Q}{(\pi D_1 - Z \cdot e_p) \delta \cdot C_1 \cdot \text{Sen} \alpha_1} \quad (5.31)$$

B_i : Largura do injetor (m).

Z : Numero de pás do rotor.

e_p : Espessura da pá (m).

5.4.24 Medidas características do perfil do injetor

Conhecido o valor de N_q e com auxilio da tabela 5.6 selecionar o valor da relação de vazões do injetor R_Q .

Tabela 5.6 - Relação das vazões entre as duas regiões do injetor .

D1 (m)	0,1				0,2				0,3				0,4			
Nq	10	22	35	46	10	22	35	46	10	22	35	46	10	22	35	46
RQ	1,32	1,43	1,47	1,48	1,34	1,45	1,49	1,5	1,3	1,42	1,46	1,47	1,32	1,43	1,47	1,48

Fonte: SALAMANCA, Tomas Lerzundy; (1986) adaptado.

Posteriormente se calcula:

$$Q_1 = \frac{Q}{1 + R_Q} \quad (5.32)$$

$$Q_2 = \frac{Q.R_Q}{1 + R_Q} \quad (5.33)$$

$$a_1 = \frac{0.75.D_1}{1 + R_Q} \quad (5.34)$$

$$a_2 = \frac{0.75.D_1.R_Q}{1 + R_Q} \quad (5.35)$$

$$\delta_1 = \frac{\delta}{1 + R_Q} \quad (5.36)$$

$$\delta_2 = \frac{\delta.R_Q}{1 + R_Q} \quad (5.37)$$

$$b_1 = \frac{Q_1}{B_i.C_1} \quad (5.38)$$

$$b_2 = \frac{Q_2}{B_i.C_1} \quad (5.39)$$

$$\phi_2 = 90^\circ - \delta_2 \quad (5.40)$$

$$\phi_1 = \delta_1 - \phi_2 \quad (5.41)$$

$$L_1 = \frac{(a_1 \cdot \cos \phi_1 - b_1)}{\sin \phi_1} \quad (5.42)$$

$$L_2 = \frac{(a_2 \cdot \cos \phi_2 - b_2)}{\sin \phi_2} \quad (5.43)$$

Q_1 : Vazão na primeira região do injetor (m^3/s).

Q_2 : Vazão na segunda região do injetor (m^3/s).

* : As medidas e ângulos que não foram descritos podem ser vistas na Figura 3.16.

5.4.25 Curvatura do injetor

Primeiro se faz variar o ângulo Ω , de 0 até δ_2 tomando incrementos de $\pi/36$ rad. Para cada valor do ângulo Ω , se calcula o valor do raio da curvatura logarítmica do injetor com a expressão 5.44. Os pontos com coordenadas (Ω, R_Ω) , são os que formam a curvatura logarítmica do injetor.

$$R_\Omega = R_{10} \left(e^{\Omega \cdot \tan \alpha_1} \right) \quad (5.44)$$

R_Ω : Raio do injetor (mm).

Ω : Ângulo da espiral logarítmica medido em sentido anti horário (rad).

R_{10} : Raio do arco de saída do injetor.

5.4.26 Largura do rotor

$$B_r = 1,3 \cdot B_i \quad (5.45)$$

Br : Largura do rotor (m).

5.4.27 Razão de aspecto

$$R = \frac{Br}{D_1} \quad (5.46)$$

R : Razão de aspecto

deve-se verificar que : $0,5 \leq R \leq 3,5$. Caso contrário selecionar outro diâmetro de rotor no item 5.3.1.

5.4.28 Cálculo da altura de sucção máxima

Com a temperatura local e com as tabelas termodinâmicas selecionar a pressão de vapor da água H_{va} .

Com os dados da altura barométrica local H_{ba} , e da pressão de vapor de água H_{va} , se calcular o coeficiente de cavitação de Thoma e a altura de sucção.

$$\sigma_T = 0,0000154(N_s)^{1,7} \quad (5.47)$$

$$H_s = H_{ba} - \sigma_T \cdot H - H_{va} \quad (5.48)$$

H_s : Altura de sucção (m)

H_{ba} : Altura Barométrica local (mca).

H_{va} : Pressão de vapor de água (mca).

σ_T : Coeficiente de cavitação de Thoma.

5.4.29 Dimensionamento do tubo de sucção

O diâmetro na entrada do tubo de sucção calculado pela equação:

$$D_5 = \sqrt{\frac{4.Q}{\pi.V_5}} \quad (5.49)$$

D_5 : Diâmetro na entrada do tubo de sucção (m).

V_5 : Velocidade na entrada do tubo de sucção ($V_5 = 10$ m/s)

Os outros parâmetros devem ser calculados com as seguintes relações:

$$L_s = 4,5 D_5 \quad L_1 = 2,25 D_5 \quad L_2 = 1,1 D_5$$

$$L_3 = 1,15 D_5 \quad L_4 = 2,5 D_5 \quad L_2 = 2,5 D_5$$

$$D_6 = 2D_5$$

L_s : Longitude do tubo de sucção (m).

D_6 : Diâmetro na saída do tubo de sucção (m).

5.5 DIMENSIONAMENTO MECÂNICO

5.5.1 Cálculos preliminares

5.5.1.1 Numero de pás que recebem o fluxo

$$Z_p = \left(\frac{\delta}{360^\circ} \right) Z \quad (5.50)$$

Z_p : Numero de pás que recebem o fluxo.

Z : Numero de pás do rotor.

δ : Angulo de admissão do rotor ($^\circ$)

5.5.1.2 Vazão que ingressa numa pá

$$Q_p = \frac{Q_{\max}}{Z_p} \quad (5.51)$$

Q_p : Vazão que ingressa numa pá (m^3/s).

$Q_{\max}$: Vazão máxima que atravessa a turbina (m^3/s).

5.5.1.3 Volume de uma pá

$$V_p = \theta \cdot R_{pa} \cdot B_r \cdot e_{pa} \quad (5.52)$$

V_p : Volume de uma pá (m^3).

θ : Ângulo central da pá ($^\circ$).

R_{pa} : Raio da pá. (m).

B_r : Largura do rotor (m).

e_{pa} : Espessura da pá (m).

5.5.1.4 Volume total das pás do rotor

$$V_{tp} = Z \cdot V_p \quad (5.53)$$

V_{tp} : Volume total das pás do rotor (m^3)

5.5.1.5 Massa de uma pá

$$M_p = \rho_a \cdot V_p \quad (5.54)$$

Onde:

M_p : Massa de uma pá (kg).

ρ_a : Massa específica do aço (kg/m³)

5.5.1.6 Massa total das pás do rotor

$$M_{tp} = Z.M_p \quad (5.55)$$

M_{tp} : Massa total das pás do rotor (kg).

5.5.1.7 Volume do rotor

$$V_r = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)B_r}{4} \quad (5.56)$$

Onde:

V_r : Volume do rotor (m³).

D_1 : Diâmetro externo do rotor (m).

D_2 : Diâmetro interno do rotor (m).

5.5.1.8 Volume livre do rotor

$$V_{lr} = V_r - V_{tp} \quad (5.57)$$

V_{lr} : Volume livre do rotor (m³).

5.5.1.9 Volume livre entre duas pás

$$V_{lpa} = \frac{V_{lr}}{Z} \quad (5.58)$$

V_{lpa} : Volume livre entre duas pás

5.5.1.10 Massa de água entre duas pás

$$M_{ap} = \rho \cdot V_{lpa} \quad (5.59)$$

Onde:

M_{ap} : Massa de água entre duas pás (kg).

ρ : Massa específica da água (kg/m^3).

5.5.1.11 Massa total de água no rotor

$$M_{ta} = 2 \cdot Z_p \cdot M_{ap} \quad (5.60)$$

M_{ta} : Massa total de água no rotor (kg)

5.5.2 Força hidráulica

$$F_{hx} = \rho \cdot Q_p (W_1 \cdot \cos \beta_1 - W_2 \cdot \cos \lambda) \quad (5.61)$$

$$F_{hy} = \rho \cdot Q_p (W_1 \cdot \sin \beta_1 + W_2 \cdot \sin \lambda) \quad (5.62)$$

F_{hx} : Força hidráulica na direção do eixo X (N).

F_{hy} : Força hidráulica na direção do eixo Y (N).

5.5.3 Força centrífuga

$$F_c = M_c \cdot \omega^2 \cdot R_m \quad (5.63)$$

Sendo:

$$M_c = M_p + M_{ap} \quad (5.64)$$

$$\omega = \frac{\pi \cdot N}{30} \quad (5.65)$$

- F_c : Força centrífuga (N).
 M_c : Massa sobre a qual atua a força centrífuga (kg).
 ω : Velocidade angular do rotor (rad/s).
 R_m : Raio médio (m).
 N : Rotação da turbina (rpm).

as componentes da força centrífuga na direção dos eixos X e Y

$$F_{cx} = F_c \cdot \cos(180 - (\varepsilon + \upsilon)) \quad (5.66)$$

$$F_{cy} = F_c \cdot \sin(180 - (\varepsilon + \upsilon)) \quad (5.67)$$

- F_{cx} : Componente da força centrífuga na direção X (N).
 F_{cy} : Componente da força centrífuga na direção Y (N).

5.5.4 Forças resultante sobre a pá

$$F_{rx} = F_{hx} + F_{cx} \quad (5.68)$$

$$F_{ry} = F_{hy} + F_{cy} \quad (5.69)$$

$$F_{rt} = \sqrt{(F_{rx})^2 + (F_{ry})^2} \quad (5.70)$$

- F_{rx} : Componente da forças resultante sobre a pá na direção X (N).
 F_{ry} : Componente da forças resultante sobre a pá na direção Y (N).
 F_{rt} : Forças resultante total sobre a pá (N).

5.5.5 Força normal

$$F_{rn} = -F_{rx} \cdot \cos \varepsilon + F_{ry} \cdot \cos (90 + \varepsilon) \quad (5.71)$$

F_{rn} : Força normal (N).

5.5.6 Momento de inércia da pá

$$I_{cg} = (R_{pa})^3 \cdot e_{pa} \left[\frac{\theta}{2} + \frac{\text{Sen}\theta}{2} - \frac{4 \cdot \text{Sen}^2(\theta/2)}{\theta} \right] \quad (5.72)$$

Onde:

I_{cg} : Momento de inércia da pá (m^4).

e_{pa} : Espessura da pá (m).

θ : Angulo central da pá ($^\circ$).

5.5.7 Momento flexor máximo

$$q = \frac{F_{rn}}{B_r} \quad (5.73)$$

$$M_{\max} = \frac{q(B_r)^2}{12} \quad (5.74)$$

q : Esforço pôr unidade de comprimento (N/m).

F_{rn} : Força normal resultante (N)

B_r : Largura do rotor (m).

$M_{\max}$: Momento fletor máximo (N-m)

5.5.8 Esforço máximo que atua sobre a pá

$$\sigma_{\max} = \frac{M_{\max} \cdot e_p}{I_{cg}} \quad (5.75)$$

$\sigma_{\max}$: Esforço máximo sobre a pá (N/m²).

5.5.9 Verificação do esforço máximo

É preciso verificar que:

$$\sigma_{\max} \leq \frac{\sigma_{\text{adm}}}{2} \quad (5.76)$$

σ_{adm} : Esforço admissível (N/m²)

em caso de não verificar esta relação, deve-se assumir outra espessura das pás, maior daquele assumido inicialmente no item 5.4.22. Isto será repetido tantas vezes seja necessário até que se atenda esta condição.

5.5.10 Verificação da flecha máxima

se deve verificar a relação 5.77 Caso contrario se deve se assumir outra espessura das pás, maior ao assumido inicialmente no item 5.4.22.

$$Y_{\max} < \frac{1}{1000} \quad (5.77)$$

Sendo:

$$Y_{\max} = \frac{F_m (Br)^3}{384 \cdot E \cdot I_{cg}} \quad (5.78)$$

$Y_{\max}$: Flecha máxima (m).

E : Modulo de elasticidade (MPa).

5.5.11 Espessura dos discos do rotor

A espessura dos discos do rotor pode ser determinada com a seguinte expressão:

$$e_d = \frac{4.F_{rt}}{L.\sigma_{esc}} \quad (5.79)$$

e_d : Espessura do disco lateral (m).

F_{rt} : Força resultante total (N).

L : Metade da corda da pá (m).

σ_{esc} : Tensão de escoamento do material (N/m²).

Condição:

$$e_d \geq 3.e_{pa} \quad (5.80)$$

Caso a espessura do disco calculado com a equação 5.79 não atenda a condição estabelecida na equação 5.80 deve-se assumir a espessura do disco lateral igual a três vezes a espessura da pá.

5.5.12 Volume dos discos laterais

$$V_d = \frac{\pi(D_1^2 - D_2^2)e_d}{2} \quad (5.81)$$

V_d : Volume dos discos do laterais (m³).

e_d : Espessura dos discos laterais (m)

5.5.13 Massa total dos discos laterais

$$M_{td} = \rho_a \cdot V_d \quad (5.82)$$

M_{td} : Massa total dos discos laterais (Kg).

5.5.14 Massa total do rotor

$$M_{tr} = M_{tp} + M_{td} \quad (5.83)$$

M_{tr} : Massa total do rotor (Kg).

5.5.15 Peso total do rotor

$$P_{tr} = g \cdot M_{tr} \quad (5.84)$$

P_{tr} : Peso total do rotor (N)

5.5.16 Força tangencial no rotor

$$F_t = 19099 \frac{P_{T_{max}}}{N \cdot D_1} \quad (5.85)$$

F_t : Força tangencial no rotor (N)

$P_{T_{max}}$: Potência máxima da turbina (kW).

N : Velocidade de rotação da turbina (rpm).

D_1 : Diâmetro exterior do rotor (m).

5.5.17 Momentos fletores sobre o eixo do rotor

$$M_x = \frac{F_t}{2} a \quad (5.86)$$

$$M_y = \frac{P_{tr}}{2} a \quad (5.87)$$

$$M_{max} = \sqrt{(M_x)^2 + (M_y)^2} \quad (5.88)$$

M_{max} : Momento fletor máximo sobre o eixo (N-m).

M_x : Momento fletor na direção X (N-m).

M_y : Momento fletor na direção Y (N-m).

F_t : Força tangencial (N).

a : Distancia do disco lateral ao mancal (m).

5.5.18 Momento de torção máximo

$$T_{max} = 9549,5 \frac{P_{Tmax}}{N} \quad (5.89)$$

T_{max} Momento de torção (N-m)

5.5.19 Diâmetro mínimo do eixo

O diâmetro mínimo necessário do eixo do rotor, é determinado usando a expressão proposta pela ASME.

$$D_e = \frac{16}{\pi S_d} \sqrt{(K_m \cdot M_{max})^2 + (K_t \cdot T_{max})^2} \quad (5.90)$$

Onde:

- D_e : Diâmetro mínimo do eixo do rotor (m)
- K_m : Fator de momento fletor. Para carga estável estima-se um valor de 1.5.
- K_t : Fator de momento de torção. Para carga estável estima-se um valor de 1.0.
- S_d : Esforço de projeto do material utilizado. Estima-se em um 20% do esforço de fluência quando se usa canal de chaveta.

5.5.20 Verificação do diâmetro do eixo para o diâmetro máximo

$$D_e \leq D_{e_{\max}} \quad (5.91)$$

Quando esta relação não é atendida é preciso assumir um material para o eixo com maior resistência de fluência e se deve repetir os cálculos no item 5.4.20.

5.5.21 Momento de inércia do eixo

$$I = \frac{\pi \cdot D_e^4}{64} \quad (5.92)$$

I : Momento de inércia do eixo (m^4)

5.5.22 Flecha máxima do eixo do rotor

$$Y_{\max} = \frac{W_r \cdot a^2}{6E \cdot I} (3Br + 2a) \quad (5.93)$$

$$W_r = \sqrt{P_{tr}^2 + F_t^2} \quad (5.94)$$

$Y_{\max}$: Flecha máxima (m).

W_r : Carga radial equivalente (m^3).

a : Distancia do disco lateral ao mancal (m).

Br : Largura do rotor (m).
 F_t : Força tangencial (N).
 P_{tr} : Peso total do rotor (N).
 E : Modulo de elasticidade (MPa).

5.5.23 Rotação crítica da turbina

$$N_{crit} = \frac{29,88}{y^{1/2}} \quad (5.95)$$

N_{crit} : Rotação crítica da turbina (rpm)

5.5.24 Rotação de disparo da turbina

$$N_e = 1,9.N \quad (5.96)$$

N_e : Rotação de disparo da turbina (rpm).

5.5.25 Verificação do diâmetro do eixo pela Rotação crítica

verificar

$$N_{crit} \geq N_e \quad (5.97)$$

Caso Não seja atendida esta relação é preciso assumir um valor maior para o diâmetro do eixo do rotor o qual é calculado no item 5.4.19.

5.5.26 Seleção dos mancais

$$C = 0,102C_r.F_r \left(\frac{60.N.Lh}{10^6} \right) \quad (5.98)$$

Sendo:

$$F_r = \frac{\sqrt{P_{tr}^2 + F_t^2}}{2} \quad (5.99)$$

Onde:

C : Capacidade de base dinâmica

Cr : Coeficiente radial do rolamento, na turbina Michell-Banki considerado 1.

F_r : Carga radial sobre o rolamento (N).

N : Rotação da turbina (rpm).

L_h : Horas de funcionamento, recomenda usar 200 000 horas..

5.5.27 Pressão sobre chapa do injetor

$$P_a = 12740 . H_{\max} \quad (5.100)$$

Pa : Pressão máxima sobre o injetor (N/m²).

H_{max} : Queda máxima (m).

5.5.28 Força total sobre a chapa do injetor

$$F_i = 3822 D_1 . B_i . H_{\max} \quad (5.101)$$

F_i : Força total sobre chapa do i injetor (N).

B_i : Largura do injetor (m).

D₁ : Diâmetro exterior do rotor (m).

5.5.29 Esforço máximo sobre o injetor

$$\sigma_i = \frac{M_i}{W_i} \quad (5.102)$$

Sendo:

$$M_i = \frac{F_i \cdot B_i}{12} \quad (5.103)$$

Assume-se uma espessura da chapa do injetor e calcula-se W_i por:

$$W_i = \frac{0,39 \cdot D_i \cdot e_i^2}{6} \quad (5.104)$$

σ_i : Esforço máximo sobre o injetor (N/m²).

M_i : Momento fletor sobre a chapa do injetor (N-m).

W_i : Momento resistente (m³).

e_i : Espessura da chapa do injetor (m).

5.5.30 Verificação do esforço máximo do injetor

Para o projeto mecânico deve-se cumprir que o esforço máximo sobre o injetor deve ser menor ou igual a metade do esforço de fluência.

$$\sigma_i \leq \frac{\sigma_f}{2} \quad (5.105)$$

Não atendendo esta condição deve-se assumir uma espessura de chapa do injetor maior que a assumida no item 5.5.29.

5.5.31 Eixo da pá diretriz

$$D_{pd} = 0,0172 \sqrt{\frac{M_{pd}}{\tau_{ad}}} \quad (5.106)$$

sendo:

$$M_{pd} = 7,125 \times 10^3 \cdot B_i \cdot D_1 \cdot P_a \quad (5.107)$$

Onde:

D_{pd} : Diâmetro da pá diretriz (m).

M_{pd} : Momento da pá diretriz (N-m).

τ_{ad} : Esforço admissível do material (N/m²).

5.5.32 Espessura da pá diretriz

$$e_{pd} = 0,075 D_1 \quad (5.108)$$

5.5.33 Válvula de ar

$$D_v = \sqrt{\frac{4 \cdot K_{mo} \cdot X}{\pi \cdot (P_a - P_2)}} \quad (5.109)$$

Onde:

D_v : Diâmetro da válvula (m).

K_{mo} : Constante da mola (Pa).

X : Deslocamento da mola (m).

P_a : Pressão atmosférica (N).

P_2 : Pressão no interior da turbina (Pa).

CAPITULO 6 TRAÇADO E CONSTRUÇÃO

6.1 TRAÇADO

Não é comum encontrar bibliografia sobre os traçados do rotor e do injetor da turbina Michell-Banki, já os traçados do tubo de sucção (tronco de cone) e da peça de transição (Transição de seção circular para retangular) são encontrados em bibliografia sobre traçado de caldeiraria ou desenho de engenharia (planificação); é por este motivo que neste item só se abordará os traçados do rotor e do injetor.

6.1.1 Traçado do rotor

Para fazer o traçado do rotor nos auxiliaremos da Figura 6.1. O procedimento de traçado é o seguinte:

- Traçar um sistema de coordenadas X-Y.
- Tomando o centro na origem do sistema de coordenadas, traçar as circunferências de raios R_1 , R_2 , R_p , R_e .
- Calcular o ângulo de passo P e dividindo os 360° entre o numero de pás Z.
- Sobre o eixo Y, traçar o raio OA que vai desde a origem de coordenadas até a circunferência exterior do rotor.
- Traçar outros raios da mesma forma, ao longo de toda a circunferência, com o angulo P entre eles.
- Marcar o ponto B na intercessão entre o raio OA e a circunferência de raio R_p .
- Com o centro em B, e com a medida do raio da pá R_{pa} , traçar um arco CD, que vai desde a circunferência exterior até a circunferência interior do rotor. O arco CD é a linha média da pá e também do canal onde esta se aloja.

- Fazendo novamente centro em B e traçando de forma similar o arco EF, cujo raio é igual ao raio da pá, mas aumentado a metade da espessura do canal.
- arco GH é traçado fazendo o centro em B, com raio igual ao raio da pá diminuindo a metade da espessura do canal.
- Arredondar o extremo do canal HF.
- Se repetem os últimos cinco passos, até que se tenha traçado todos os canais das pás do rotor, como é apresentado na Figura 6.2.

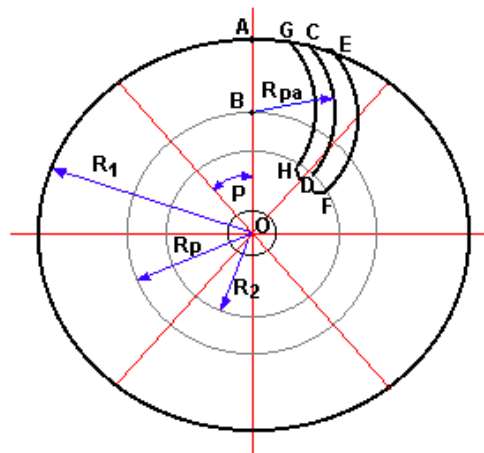


Figura 6.1 - Traçado do rotor

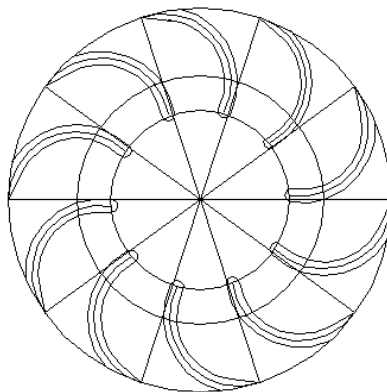


Figura 6.2 - Rotor completamente traçado

6.1.2 Traçado do injetor

Para fazer o traçado do injetor, faremos uso da Figura 6.3. O procedimento seguido é o seguinte:

- Traçar um sistema de coordenadas X-Y, cuja origem é o ponto O.
- Com o centro em O, traçar a circunferência de raio R_{10} , lembrando que a medida de R_{10} é igual ao raio externo do rotor mais uma pequena folga.
- Partindo-se do ponto A, traça-se consecutivamente os ângulos δ_2 e δ_1 .
- Na interseção da circunferência com os ângulos δ_2 e δ_1 , marca-se os pontos B e C respectivamente.
- A curvatura logarítmica do injetor AA', traça-se unindo os pontos de coordenadas (Ω, R_Ω) , obtidos no item 5.4.25. Notar na Figura 6.3 que o ponto A corresponde a $\Omega = 0$, e que o sentido de Ω é anti-horário.
- A curvatura BB' também é logarítmica. Se traça unindo os pontos de coordenadas (Ω, R_Ω) , obtidos de forma similar como foi descrito no item 5.4.25, com a diferença que Ω toma valores desde 0 até δ_1 , e o ponto B corresponde a $\Omega = 0$.
- Com uma reta paralela à OX, traça-se uma tangente FG, no ponto máximo da curvatura BB'.
- Marca-se o ponto C' de interseção das retas OC e FG, pelo desenho se deve verificar que $CC' \geq b_1$.
- Sobre a reta CG, a partir de C' mede-se à direita o comprimento L_1 , ficando então determinado o ponto G.

- Pelo ponto G é traçado uma perpendicular ao eixo OX. Sobre esta reta , a partir de G mede-se a espessura da pá diretriz, e a dimensões a_2 e a_1 , então, os pontos H, I e J, estarão determinados respectivamente.
- Prolongando-se a reta OB, mede-se b_2 definindo-se o ponto D.
- Pelo desenho verifica-se que se a curvatura AA', esta contida ou não no ponto D, poderá haver três situações:

Primeira situação

O ponto D coincide com o ponto A'. Neste caso do ponto I traça-se uma reta tangente a curvatura AA'.

Segunda situação

O ponto D esta acima do ponto A'. Neste caso traça-se uma reta ID, procurando-se uma curva suave que passe pelo ponto D e pela curva AA'.

Terceira situação

O ponto D esta abaixo do ponto A'. neste caso, do ponto I traça-se uma tangente à curva AA'.

- Pelo ponto H, traça-se uma paralela ao eixo OX, mede-se o comprimento L_2 , para determinar o ponto K.
- Pelo ponto K, traça-se uma perpendicular à reta ID, sobre esta linha mede-se a altura b_2 , determinando assim o ponto L.
- A partir do ponto B, traça-se uma tangente à curva BF medindo o angulo α_1 . A partir de B ajusta-se uma curva que, contida no angulo α_1 , passe por L e concorde com a reta superior da pá diretriz HK. O ponto de concordância é o ponto M.

- A curva BF dada pela curva BB', define o perfil inferior da pá diretriz.
- Pela normal ao ponto C mede-se o ângulo α_1 .
- Partindo-se da reta OC, com a medida do ângulo α_1 , Traçar um segmento de reta CO_1 , cuja medida é igual ao raio R_{10} .
- Do ponto O_1 traça-se o arco CC' . De J traça-se uma tangente a este arco definido assim o ponto P.
- Arredondar as extremidades da pá diretriz.

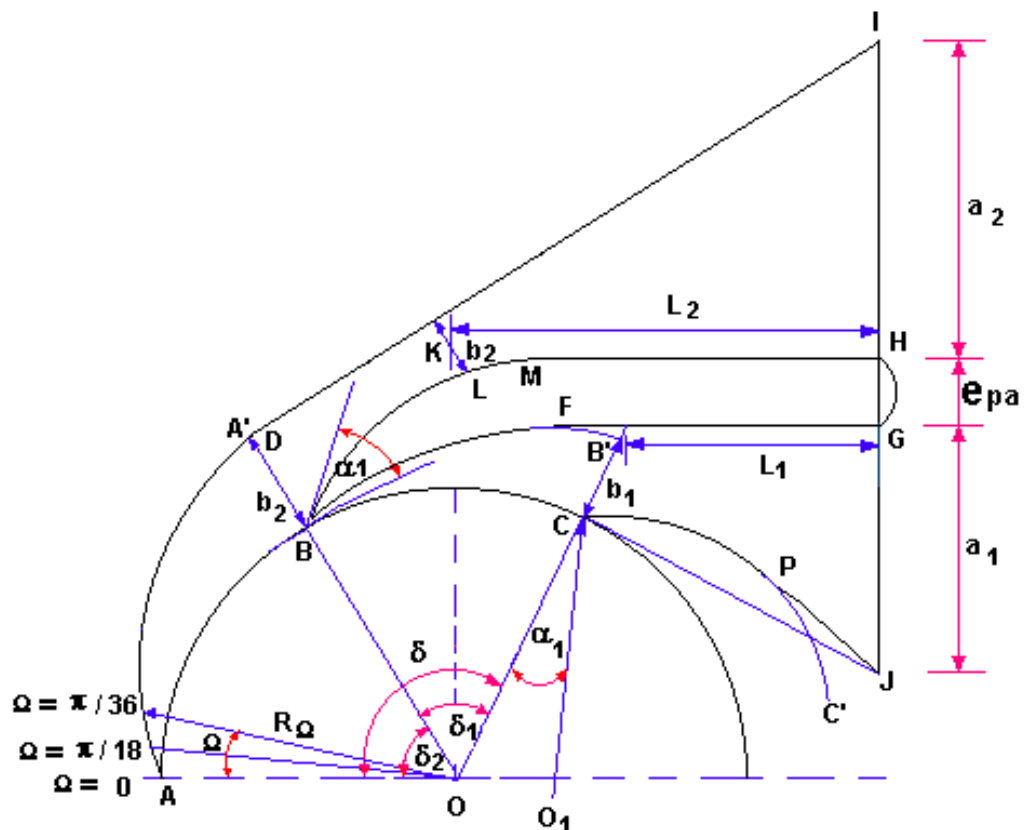


Figura 6.3 – Traçado do injetor e da pá diretriz

6.2 CONSTRUÇÃO

A construção da turbina proposta é muito simples e pode ser feita em pequenas oficinas. Tanto os materiais como os processos de fabricação empregados na construção de cada um dos elementos da turbina proposta serão os mesmos que os empregados na turbina Michell-Banki convencional. Para o processo de construção descrito foram analisados aspectos como custo, facilidade de construção e facilidade para o montagem e para a manutenção. A disposição das peças da turbina construída pode ser observada na figura 6.4.

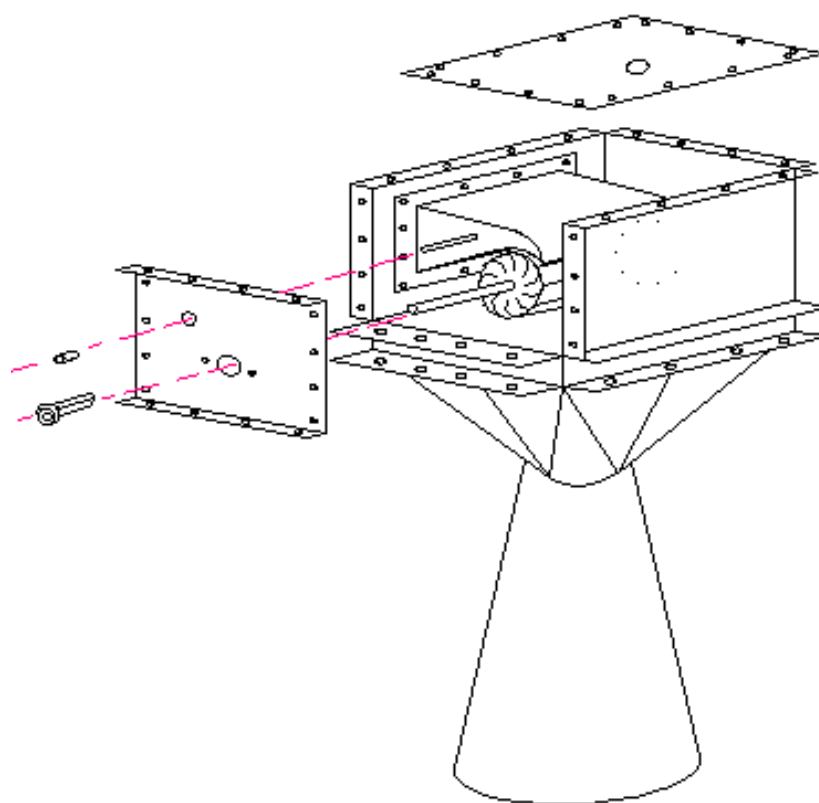


Figura 6.4 – Montagem da turbina

6.2.1 Construção do rotor

Os discos laterais e as pás devem ser construídos em chapas de aço carbono ASTM A-36, ou SAE-1020. O eixo do rotor deve ser construído em aço trefilado SAE –1045. Betta (2002). O rotor completo se mostra na Figura 6.5.

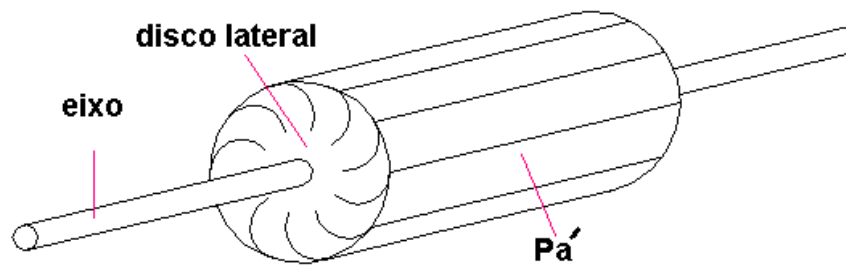


Figura 6.5 – Rotor da turbina.

A- Construção das pás

- Traçar nas chapas de aço, Z retângulos com medidas de comprimento L_{pa} e largura A_p . Sendo L_{pa} igual à largura do rotor mais duas vezes a espessura dos discos laterais. A_p é o arco da pá e sua medida é igual ao produto do ângulo da pá pelo raio da pá.
- Dobrar as chapas retangulares dando a forma do arco da pá.

B- Construção dos discos laterais

- Traçar dois discos laterais, nas chapas de aço, seguindo o procedimento descrito no item 6.1.1.
- Cortar os canais das pás nos dois discos laterais.
- Fazer os furos no centro dos discos, para colocação do eixo.

C- União das peças

- Colocar uma das pás no canal de um dos discos laterais, verificar que a pá está faceando a superfície externa do disco e soldar por fora do disco. Repetir este procedimento até soldar todas as pás ao disco.

- Colocar o eixo no disco.
- Colocar o outro extremo do eixo e das pás no segundo disco, verificar que as pás estão faceadas com o disco e solda-las externamente ao disco.
- Soldar o eixo ao disco lateral.
- Tirar as rebarbas das superfícies e das circunferências externas dos discos laterais.
- Verificar que o rotor está bem balanceado, caso isso não ocorra, rebaixar o eixo do lado de maior peso até que o rotor esteja balanceado.

6.2.2 Construção do injetor

As faces do injetor devem ser construído em chapas de aço carbono ASTM A-36, ou SAE-1020, Betta (2002). A pá diretriz deve ser construída de tarugos do mesmo material. Como os traçados do perfil do injetor e da pá diretriz são complexos, se recomenda que o projetista proporcione os moldes em madeira ou papelão. As peças do injetor são apresentados na Figura 6.6.

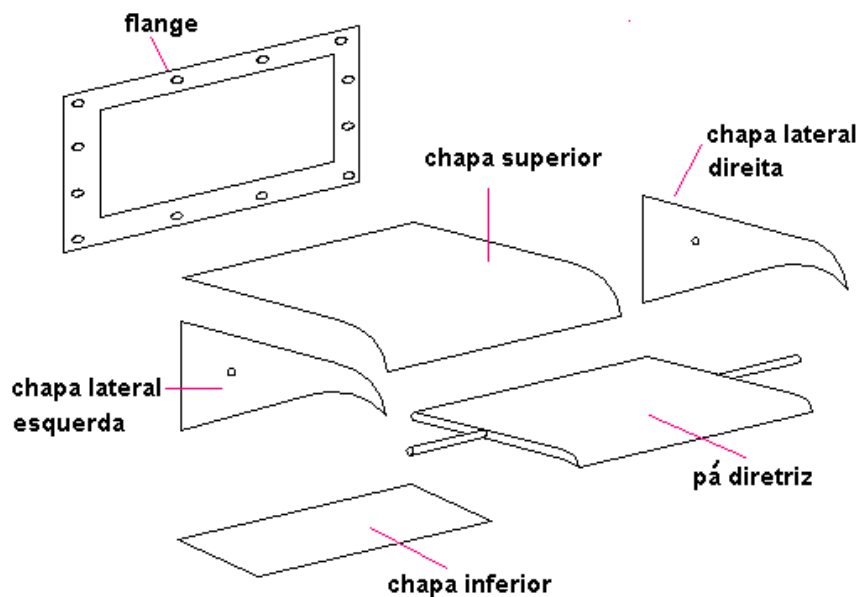


Figura 6.6 – Peças do injetor.

A- Chapas laterais

- Colocar o molde do injetor sobre a chapa de aço e riscar esta, seguindo o modelo. repetir este procedimento para fazer uma segunda chapa lateral.
- Marcar nas dos chapas laterais os furos das buchas por onde atravessará o eixo passante da pá diretriz.
- Cortar as chapas laterais.
- Fazer os furos das buxas.
- Colocar as buxas em cada uma das chapas laterais.

B- Chapa superior

- Medir o comprimento da borda superior da chapa lateral L_s .
- Cortar uma chapa retangular com comprimento L_s e largura B_{i1} . (B_{i1} , e igual a largura do injetor B_i mais duas vezes a espessura da chapa).
- Colocar a chapa sobre o molde de madeira, e estampar a chapa até que tome a forma da borda superior.

C - Chapa inferior

- Cortar uma chapa retangular com comprimento S_i e largura B_{i1} .

D - Pá diretriz

- A pá diretriz é uma peça torneada, feita de aço carbono ASTM A-36, ou SAE-1020. verificar figura 6.6.

E - União das peças

- Colocar o eixo da pá diretriz numa das chapas laterais.
- Colocar a outra chapa lateral no outro extremo do eixo da pá diretriz.
- Colocar a chapa superior sobre as laterais, alinhar e soldar.
- Colocar a chapa inferior debaixo das laterais, alinhar e soldar.
- Colocar os flanges sobre as respectivas chapas e soldar.

6.2.3 Construção da carcaça

As peças da carcaça são apresentadas na figura 6.7. Para poder fixar a turbina no local de trabalho, a carcaça da turbina terá uma base construída com perfis em U. Também é importante ressaltar que, com a finalidade de poder desmontar a turbina, as chapas superior e lateral esquerda, são fixadas com parafusos, enquanto que, as outras são soldadas à base. O material das chapas também pode ser ASTM A-36, ou SAE-1020.

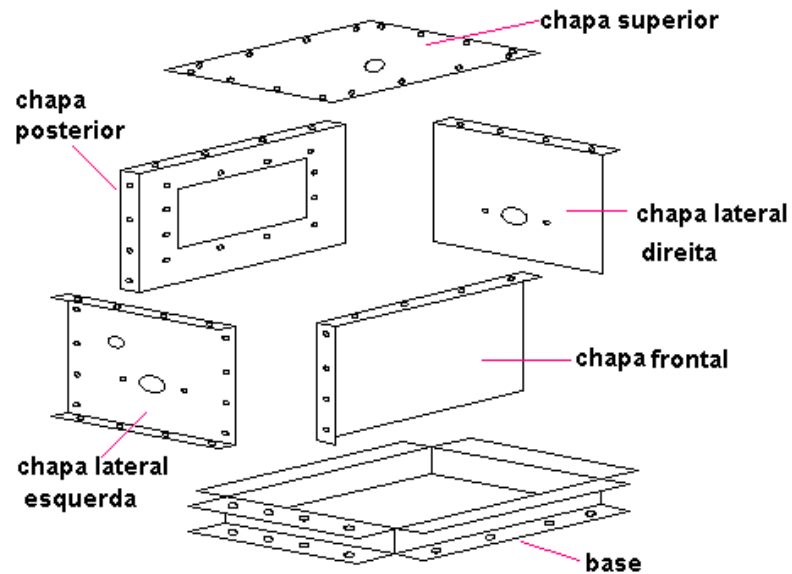


Figura 6.7 – Peças da carcaça.

A - Construção da base

- Cortar o perfil U em quatro peças, dois com o comprimento da carcaça e dois com a largura da carcaça.
- Fazer os furos para fixar a máquina.
- Fazer os furos nos perfis laterais, para fixar a chapa lateral esquerda.
- Soldar os quatro perfis, como se observa na figura 6.7.

B - Construção da chapa posterior

- Cortar uma chapa, cujas medidas são, o comprimento e a altura da carcaça.
- Cortar na chapa uma seção retangular, com as medidas da entrada do injetor, ver figura 6.7.

- Fazer os furos dos parafusos com os quais se fixará o injetor.
- Fazer um flange com o comprimento da chapa e outro com sua largura.
- Furar os flanges.

C - Construção da chapa frontal

- Cortar uma chapa retangular cujas medidas são: comprimento e a largura da carcaça.
- Construir os flanges, um com a medida igual ao comprimento da chapa e o outro com a medida da largura da chapa.
- Furar os flanges.
- Soldar os flanges à chapa frontal.

D - Construção das chapas laterais

- Cortar uma chapa retangular com as medidas da largura e altura da carcaça.
- Cortar outra chapa com medidas similares, com a diferença que, a largura é aumentada em duas vezes a medida do flange. Esta chapa é a lateral esquerda.
- Em cada chapa fazer os furos das prensa gaxetas assim como dos parafusos para fixá-los.

- Na chapa lateral esquerda, fazer um furo para que passe o eixo de regulagem da pá diretriz.
- Fazer uma buxa (bronze) para colocar o eixo da pá diretriz.
- Colocar a buxa na chapa lateral esquerda.
- Fazer três flanges com a medida do comprimento da carcaça.
- Fazer os furos para fixar os flanges.
- Soldar os flanges à chapa lateral esquerda e uma à parte superior da chapa lateral direita.

E - Construção da chapa superior

- Cortar uma chapa retangular com as medidas da largura e comprimento da turbina, mais duas vezes a largura do flange.
- Fazer um furo para colocar a válvula de ar, assim como os furos correspondentes aos parafusos para fixá-la.

F - Construção dos dispositivos para alojamento das gaxetas

Com a finalidade de impedir o vazamento de água pelas chapas laterais, utiliza-se as gaxetas, ver figura 6.8.



Figura 6.8 – prema gaxeta

G - União das peças

- Soldar as chapas: frontal, posterior e lateral direita na base da carcaça, formando assim uma peça única.
- A chapa superior e a lateral esquerda serão colocadas na etapa de montagem da turbina.

6.2.4 Construção do tubo de sucção

O tubo de sucção é constituído de duas peças: o adaptador (transição de quadrado para circular) e o tronco de cone, observar figura 6.9. As peças do tubo de sucção também são construídas de chapas de aço ASTM A-36, ou SAE-1020.

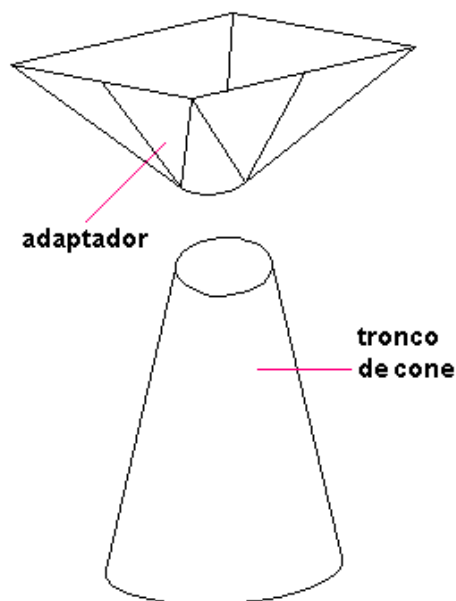


Figura 6.9 – Peças do tubo de sucção.

A – Construção do adaptador

- Realizar o traçado do adaptador na chapa de aço (planificação).
- Cortar a chapa e dobrá-la, até obter a forma do transformador.

- Soldar a chapa.

B - Construção do cone

- Realizar o traçado do cone na chapa de aço (planificação).
- Calanadrar a chapa ate conseguir a forma do cone.
- Soldar a chapa.

C – União das peças

- Soldar o cone ao adaptador para formar uma peça unica.
- Soldar a parte superior do adaptador à base da carcaça.

6.2.5 Montagem da turbina

- Colocar o injetor na chapa posterior da carcaça e colocar os parafusos.
- Colocar o eixo do rotor na chapa lateral direita da carcaça e no mancal direito.
- Colocar a chapa lateral esquerda no outro extremo do eixo do rotor e fixar com os parafusos.
- Colocar o mancal esquerdo no eixo do rotor.
- Verificar que o conjunto eixo rotor, estejam alinhados horizontalmente e verificar também que este não esbarre no injetor.
- Colocar as gaxetas nas chapas laterais e fixá-las com os parafusos.

- Colocar a chapa superior da carcaça e fixá-la.
- Colocar a válvula de ar na chapa superior.

CAPITULO 7 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

1. A instalação do tubo de sucção na turbina Michell-Banki, melhora o aproveitamento de energia no rotor e aumenta a potência gerada pela turbina.
2. A turbina proposta tem diferenças importantes com a turbina Michell-Banki convencional, apresenta modificação de algumas formulas para calcular as variáveis da turbina e aparecem novos parâmetros, como o grau de reação da primeira passagem das pás do rotor.
3. O novo parâmetro utilizado para o cálculo da reação da máquina, deve ter valores baixos, para o bom desempenho da turbina.
4. O grau de reação da primeira passagem das pás, é um parâmetro importante que tem influência em muitas variáveis da turbina. Seu aumento produz a diminuição do diâmetro máximo do eixo, e do diâmetro interno do rotor, assim como também a diminuição do ângulo de admissão do rotor.
5. A turbina proposta (com tubo de sucção) permite o aproveitamento de pequenas quedas de água que anteriormente era inviável para sua utilização.
6. A metodologia de projeto da turbina proposta será de grande utilidade para profissionais que trabalham na área de turbinas hidráulicas, especialmente para aqueles que projetam turbina para mini e micro centrais.
7. O presente trabalho também permite visualizar a seqüência de estudo e análises para o projeto de uma turbina hidráulica.
8. A instalação de um tubo de sucção numa turbina Michell-Banki convencional, influi diretamente na geometria do rotor.

9. A turbina proposta possui dois novos elementos que não tem a turbina Michell-Banki convencional: o tubo de sucção e a válvula de ar.
10. As análises hidráulica e mecânica da turbina proposta, se fundamentam principalmente em princípios básicos de ciências de engenharia e de turbinas hidráulicas, isto permite o fácil entendimento da análise e uma metodologia proposta, bastante simples para os usuários.
11. Para pequenas potências a construção da turbina proposta é simples e poderá ser efetuada em qualquer oficina mecânica convencional.
12. Este trabalho pode ser considerado inicial, é por isso entendemos que deverá ter continuação com trabalhos futuros.
13. Para fazer um melhor uso da metodologia proposta, se recomenda estudar previamente a análise hidráulica e em seguida a análise mecânica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANGLOAMERICANA. Ficha técnica de chapas de aço. São Paulo: Anglo-americana, 2002.

ARTER, A.; MEIER, U. Hydraulics engineering manual. St. Gallen: SKAT, 1990, 75pp.

BAZO, C..A.H.; Diseño Y estandarización de turbinas Michell-Banki. Quito: OLADE, 1980.

BAZO, C..A.H.; Manual de diseño, estandarización y fabricación de equipos para pequeñas centrales hidroeléctricas. Quito: OLADE, 1983.

BEER,F.P.; JOHNSTON, E.R. Resistência dos materiais. 3ª edição, São Paulo, Makron Books, 1995. 1225pp.

BETTA HIDROTURBINAS INDUSTRIAS E COMERCIO LTDA. Catalogo de turbinas Michell-Banki. Franca-SP. 1999.

FAIRES, V.M. Elementos orgânicos de máquinas. 2ª edição, Rio de Janeiro: Ao Livro técnico, 1976.653 pp.

FISCHER, G.; EICHENBERG, P. Cross flow turbine T13. St. Gallen: ENTEC, 1998. 26 pp.

GONÇALVES, M. J. A. A turbina de fluxo cruzado como opção para as centrais hidrelétricas de pequeno porte. Dissertação de Mestrado, USP, São Paulo, 2000.

HERNANDEZ, C. A. Diseño y estandarización de de turbinas Michell-Banki. Quito: OLADE, 1980.

INE. Estandarización de turbinas tipo Michell Banki. Quito: INE, 1986. 39 pp.

MACINTYRE, A. J. Máquinas motrizes hidráulicas. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1983. 649 pp.

MATAIX, C. Mecánica de fluidos y máquinas hidráulicas. Madrid: Harla, 1970, 582 pp.

MINISTÉRIO das MINAS e ENERGIA. Manual de microcentrais hidrelétricas. Rio de Janeiro: Eletrobras/DNAEE. 1985. 344 pp.

MORALES, L.R. Diseño de turbinas Pelton e Michell-Banki. Lima: ITINTEC, 1988. 73 pp.

NAKARMI, K.; ARTER, A.; WIDMER, R. & EISENRING, M. Cross-flow turbine design and equipment engineering. St. Gallen: SKAT, 1993, 40pp.

NEIMANN, G. Tratado teórico práctico de elementos de máquinas. Barcelona: Editorial Labor, 1967. 786 pp.

PAZZINI, L.H. et. al. Energia e qualidade de vida: o modelo paulista de eletrificação rural. In: CONGRESSO LATINO-AMERICANO DE GERAÇÃO E TRANSMISSÃO DE ENERGIA ELÉTRICA, 3., 1997, Campos do Jordão. Anais... Guaratinguetá: Universidade estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 1997. p.358-361.

OSSBERGER TURBINES INC. The original ossberger turbine. Ossberger, Weissenburg, 2002.

OSSBERGER TURBINES INC. Ossberger-Turbine, 2003. Home page: www.ossberger.de/index.php?lang=de&fid=2

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. Máquinas de fluxo. Rio de Janeiro: Ao Livro Técnico e Científico, 1979. 454 pp.

SALAMANCA, T.L. & GARCIA, J.S. Diseño y construcción de una turbina Michell-Banki. Bucaramanga-Colombia: Universidad Santander, 1986.

SOUZA, Z. Turbina para mini e micro centrais hidrelétricas. Revista Mundo Elétrico, São Paulo, ano 26, p.40-43, aug. 1985.

TIAGO FILHO, G. L. Desenvolvimento teórico e experimental para dimensionamento de turbina hidráulica: Michell-Banki. Dissertação de Mestrado, EFEI, Itajuba, Minas Gerais, 1987.

TIAGO F. G. L.; VIANA, A.N.C. & LOPES, J.D.S. Como montar e operar uma microssina hidrelétrica na fazenda. Viçosa: CPT, 2000. 146 pp.

VIANA, A. N. ; TIAGO, F.G.L; BERNARDES, D.F. & RODRIGUES, J.C. Turbina Michell Banki e seu regulador de carga para microcentrais hidrelétricas. Segunda reunião do grupo de trabalho em hidromecânica, EFEI, ITAJUBA, Minas Gerais, 1993. pp 271 a 285.

ZUCCI, G. Turbomaquinas. Trujillo-Peru: CITEC, 1986. 183 pp.