

TESE

950

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE UMA TURBINA
REGENERATIVA DO TIPO TOROIDAL

JOSÉ EDMAR RIOS

Orientador: Prof. Dr. Sebastião Varella

Co-orientador: Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho

ITAJUBÁ

1997

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA E ITAJUBÁ

CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



**“ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE UMA TURBINA
REGENERATIVA DO TIPO TOROIDAL”**

JOSÉ EDMAR RIOS

ORIENTADOR: PROF. DR. SEBASTIÃO VARELLA

CO-ORIENTADOR: PROF. DR. NELSON MANZANARES FILHO

Dissertação Apresentada ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica como Parte dos Requisitos para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica na Área de Máquinas de Fluxo.

ITAJUBÁ - MG

1997

CLASS.	621.224(643-2)
CUT. R.	R.586.a
TOMBO.	950

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO



"ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE UMA TURBINA
REGENERATIVA DO TIPO TOROIDAL"

JOSE EDMAR RIOS

ORIENTADOR PROF. DR. SEBASTIÃO VARELLA
CO-ORIENTADOR PROF. DR. NELSON MANZANARES FILHO

Ata de Matrícula de Luxo
dos Registros para obtenção do Título de Mestre em Ciências em Engenharia Mecânica na
Dissertação Apresentada ao Curso de Pós-graduação em Engenharia Mecânica como Parte

ITAJUBÁ - MG

1997

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ
CURSO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**“ANÁLISE E SIMULAÇÃO DE UMA TURBINA
REGENERATIVA DO TIPO TOROIDAL”**

JOSÉ EDMAR RIOS

Membros da Banca Examinadora

- 1 - Prof. Dr. Sebastião Varella
- 2 - Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho
- 3 - Prof. Dr. Waldir de Oliveira
- 4 - Prof. Dr. Guilherme Eugênio Filippo Fernandes Filho

ITAJUBÁ - MG

1997

AGRADECIMENTOS

Aos Professores, sempre disponíveis e - porque não dizer - amigos, quer do ensino teórico, os meus sinceros agradecimentos.

Com os meus melhores cumprimentos a:

Prof. Dr. Sebastião Vazillo que, além de Professor e Orientador, demonstrou ser uma personalidade ímpar, ao qual devo um período regado e amado. Desde o início soube valorizar as minhas opiniões de uma maneira que sempre dedicando o seu precioso tempo ao sentido de educar-me e ensinar de suas experiências e experiências de vida. A este obrigado Professor, meu eterno reconhecimento e admiração.

Prof. Dr. Nelson Maximiano Filho, a quem agradeço pela amizade e pelas muitas horas de sua atenção e orientação que me foram extremamente proveitosas e de enorme valor humano.

Prof. António José Maximiano que sempre esteve ao meu lado, na sala de aulas, demonstrando sua competência e orientação.

Prof. Cecília Magda Pereira dos Santos, muito obrigada pela sua atenção e apoio durante o curso.

Aos meus pais, sempre presentes, que me apoiaram e incentivaram durante toda a minha vida, e todos os meus amigos.

Finalmente, um agradecimento aos meus pais, que me permitiram estudar e trabalhar no Curso de Mestrado na FEEL, dando-me o apoio e encorajamento especiais pelo curso e pelo trabalho que desenvolvi nos últimos meses de trabalho em Lisboa.

À minha mãe

Elvina - com 87 anos,

e

à minha esposa

Maria Sílvia,

dedico-lhes este trabalho.

AGRADECIMENTOS

Aos Professores, sempre disponíveis e - porque não dizer - amigos, apesar do convívio restrito, os meus sinceros agradecimentos.

Dentre estes, destaco, pela influência direta e apoio decisivo:

Prof. Dr. Sebastião Varella que, além de Professor e Orientador, demonstrou ser uma personalidade ímpar, ao qual devoto um grande respeito e amizade. Desde o início soube valorizar os aspectos positivos do meu desempenho, sempre dedicando o seu precioso tempo no sentido de oferecer-me o melhor de seus conhecimentos e experiências de vida. A este abnegado Profissional, meu eterno reconhecimento e admiração.

Prof. Dr. Nelson Manzanares Filho, a minha gratidão pela amizade e pelos inúmeros debates técnicos e matemáticos que me foram extremamente proveitosos e de enorme valor científico.

Prof. Américo Tetuo Miyamazima que cedeu-me gentilmente parte de sua sala de trabalho, destacando sua cortesia e educação.

Prof. Geraldo Magela Freitas dos Santos, FUNREI, o meu muito obrigado pelo seu trabalho de revisão literária.

Ao meu pai Antônio Evangelista Rios, de saudosa memória, tão presente nesses longos anos, a minha homenagem filial.

Finalmente, aos funcionários com os quais tive o prazer de conviver durante o Curso de Mestrado na EFEI, dedico um agradecimento especial pelo carinho e dedicação que demonstraram durante a minha permanência em Itajubá.

RESUMO

Neste trabalho procurou-se verificar o potencial de uso da turbomáquina regenerativa como turbina, uma vez que, até então, os estudos com este tipo de turbomáquina foram feitos para máquinas geradoras e, em sua maioria, para bombas e sopradores.

Inicialmente fez-se uma revisão bibliográfica visando entender o seu princípio de funcionamento, bem como identificar as teorias utilizadas para análise e os parâmetros influentes na sua característica de funcionamento.

Com base na teoria circulatória, é desenvolvido um equacionamento para previsão de característica de funcionamento, com o qual foi desenvolvido, para análise, um programa computacional. Com a mesma finalidade foram realizados alguns ensaios com uma bomba regenerativa funcionando como turbina.

Foram comparados os resultados teóricos com os experimentais e de sua análise algumas conclusões foram tiradas, onde constatou-se o potencial de uso da turbomáquina regenerativa funcionando como turbina e, também, a identificação da influência de algumas perdas. Decorrentes destas análises, algumas sugestões para trabalhos futuros foram elencadas, com o intuito de contribuir para um estudo mais específico deste tipo de máquina.

Palavras-chaves: Turbina hidráulica; regenerativa; toroidal

ABSTRACT

A potentiality evaluation of the regenerative turbomachine working as hydraulic turbine was made in this work. So far the major part of the research on this kind of turbomachine has been made with pumps and blowers.

Initially, a bibliographic review was made in order to understand the basic working principle of the regenerative turbomachine, as well as to identify the principal theories employed in its analysis and the most important parameters influencing its working characteristics.

Based on the circulatory theory, a formulation for the working performance prediction of regenerative toroidal turbines and a concerning computational code were developed. In order to check the formulation confidence, some rig tests were performed on a regenerative pump model working as turbine.

The theoretical and experimental results were compared and the most significant conclusion was that the regenerative turbomachine kind presents a real potentiality for turbine applications. The influence of certain internal losses was also identified. Based on these conclusions, some suggestions for future work on more specific aspects of the regenerative turbine were made.

Key words: Hydraulic turbine; regenerative; toroidal

SUMÁRIO

	Página
RESUMO	iv
ABSTRACT	v
SUMÁRIO	vi
SIMBOLOGIA	viii
ÍNDICE DE FIGURAS	xi
ÍNDICE DE TABELAS	xii
I INTRODUÇÃO	1
II DESENVOLVIMENTO TEÓRICO	5
2.1 Pesquisa Bibliográfica	5
2.2 Princípios de Funcionamento	10
2.3 Análise Teórica	12
2.4 Equacionamento Matemático	17
2.4.1 Introdução	17
2.4.2 Determinação da linha de corrente média representativa	18
2.5 Determinação das Velocidades de Escoamento	27
2.5.1 Energia disponível no canal devida ao escoamento	27
2.5.2 Energia transferida para o rotor	30
2.5.3 Energia dissipada devida às perdas	30
2.6 Determinação do Coeficiente de Potência	34
2.7 Simulação	36
III ANÁLISE EXPERIMENTAL	42
3.1 Descrição do Banco de Testes	42
3.2 Metodologia dos Testes	45

3.2.1	Técnica utilizada no ensaio	46
3.2.2	Equacionamento	48
3.2.3	Resultados	51
IV	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	61
4.1	Conclusões	61
4.2	Sugestões para Desenvolvimento de Trabalhos Futuros	63
V	BIBLIOGRAFIA	64
L ₁	Comprimento da seção de trabalho do canal	[m]
M	Medidor	[Nm]
P	Potência	[W]
P _h	Potência hidráulica	[W]
Q	Vazão	[m ³ /s]
Q _h	Vazão hidráulica de trabalho	[m ³ /s]
T	Temperatura	[K]
t ₁	Altura de água	[m]
c	Coeficiente de descarga do equipamento	[m ³ /s]
c _h	Coeficiente de descarga hidráulica do equipamento	[m ³ /s]
c _v	Coeficiente de velocidade, componente de c	[m ³ /s]
d	Diâmetro nominal do orifício	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Altura do fluido no vertedouro	[m]
n	Rotação	[rpm]
n _s	Rotação específica	[rpm]
m	Massa	[g]
p	Pressão	[N/m ²]
p ₁	Pressão lida no manômetro de Bourdon	[kgf/cm ²]
r ₁	Raio do centro do vértice	[m]

SIMBOLOGIA

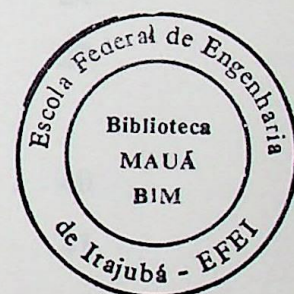
SÍMBOLO	DESIGNAÇÃO	UNIDADE
A_c	Área do canal	[m ²]
D	Diâmetro maior do toróide	[m]
E	Energia	[W]
F	Força	[N]
H	Altura disponível	[m]
L_1	Comprimento da seção de trabalho do canal	[m]
M	Momento	[Nm]
P	Potência	[W]
P_h	Potência hidráulica	[W]
Q	Vazão	[m ³ /s]
Q_m	Vazão meridional da máquina	[m ³ /s]
Y	Energia específica	[J/kg]
b_1	Altura da pá	[m]
c	Velocidade absoluta do escoamento	[m/s]
c_m	Velocidade meridional (circulatória) do escoamento	[m/s]
c_u	Velocidade circunferencial, componente de c	[m/s]
d	Diâmetro menor do toróide	[m]
g	Aceleração da gravidade	[m/s ²]
h	Altura do fluido no vertedouro	[m]
n	Rotação	[rpm]
n_q	Rotação específica	[rpm]
m	Massa	[g]
p	Pressão	[N/m ²]
p_1	Pressão lida no manômetro de Bourdon	[kgf/cm ²]
r_c	Raio do centro do vórtice	[m]

r_e	Raio externo do canal	[m]
r_i	Raio interno do canal	[m]
r_m	Raio do centro físico do canal de escoamento	[m]
r_1	Raio da linha de corrente significativa na entrada do rotor	[m]
r_2	Raio da linha de corrente significativa na saída do rotor	[m]
u	Velocidade tangencial do rotor	[m/s]
z	Altura	[m]
w	Velocidade relativa do escoamento no rotor	[m/s]
φ	Coefficiente de vazão	
η	Eficiência	
θ	Ângulo em volta do eixo do rotor	[graus]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
ω	Velocidade angular	[rad/s]
ξ	Coefficiente global de perdas	
ψ	Coefficiente de pressão	
β	Ângulo da pá	[graus]
Δ	Incremento	

ÍNDICE DE FIGURAS

SUBSCRITOS

Figura	Descrição	Página
I	Refere-se à região do rotor (pás)	
II	Refere-se à região do canal anular	
0	Posição antes da entrada na pá	2
1	Posição na entrada da pá	3
2	Posição na saída da pá	9
3	Posição após a saída na pá	16
B	Bomba	20
N	separador	23
T	Turbina	24
R	Rotor	25
c	Canal; centro do vórtice	26
ch	Choque	26
d	Disponível	27
e	Entrada da turbina; posição externa	28
ef	Efetiva	29
f	Atrito	29
h	Hidráulica	31
i	Posição interna	32
m	Componente da velocidade meridional; posição média; média	34
s	Saída da turbina	35
th	Teórico	35
v	Vertedouro	36
∞	Refere-se ao número infinito de pás	36
u	Componente da velocidade tangencial	37
		38
		39



ÍNDICE DE FIGURAS

Figura	Designação	Página
2.1a	Turbomáquina Regenerativa Tipo Periférica	8
2.1b	Turbomáquina Regenerativa do Tipo Toroidal ou Canal Lateral	9
2.2	Escoamento Segundo a Teoria Circulatória	16
2.3	Dimensões e Características da Pá e Canal Lateral	20
2.4	Centro do Vórtice r_c	21
2.5	Modelo de Escoamento com Distribuição de Velocidade Meridional Uniforme	23
2.6	Modelo de Escoamento com Distribuição de Velocidade Meridional Linear	24
2.7	Diagrama de Velocidades	29
2.8	Turbina Regenerativa Tipo Toroidal, Simulação para $Y_{th} = 182,61 \text{ J/kg}$	40
2.9	Coefficiente de pressão x Coeficiente de vazão	41
3.1	Esquema do Banco de Testes	44
3.2	Simulação e Ensaio para $Y_d = 109,03 \text{ J/kg}$	52
3.3	Simulação e Ensaio para $Y_d = 182,61 \text{ J/kg}$	53
3.4	Simulação e Ensaio para $Y_d = 256,18 \text{ J/kg}$	54
3.5	Potência Efetiva x Rotação	
	Ensaio Turbina Regenerativa Tipo Toroidal	55
3.6	Potência Efetiva x Rendimento	
	Ensaio Turbina Regenerativa Tipo Toroidal	58
3.7	Rendimento x Vazão	
	Ensaio Turbina Regenerativa Tipo Toroidal	59
3.8	Coefficiente de Vazão x Coeficiente de Pressão	60

1. INTRODUÇÃO

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA	DESIGNAÇÃO	PÁGINA
3.1	Testes realizados com a turbomáquina regenerativa do tipo toroidal com uma altura disponível de 10,0 mH ₂ O	46
3.2	Testes realizados com a turbomáquina regenerativa do tipo toroidal como uma altura disponível de 17,5 mH ₂ O	47
3.3	Testes realizados com a turbomáquina regenerativa do tipo toroidal com uma altura disponível de 25,0 mH ₂ O	47

I INTRODUÇÃO

Atualmente, em nosso país, notamos uma crescente demanda de energia elétrica e, levando em consideração as dimensões continentais do Brasil, há dificuldades de expansão da rede de energia elétrica para as comunidades distantes de onde essa energia é gerada.

Necessário se faz propiciar a tais comunidades instalações de pequenas centrais hidroelétricas para suprir necessidades de trabalho e conforto.

Diante das dificuldades é preciso estudar alternativas para minimizar os custos das pequenas centrais hidroelétricas.

Um fator preponderante para a construção dessas centrais hidroelétricas é verificar o relevo do Brasil que, em certas regiões, é montanhoso.

Esse tipo de relevo possibilita encontrar grandes quedas d'água e maior quantidade de mananciais de pequenas vazões. Isso permite o abastecimento de energia elétrica a pequenas comunidades, onde o acesso de uma rede elétrica seria dispendioso devido à distancia do local de geração das grandes usinas hidroelétricas.

As pequenas centrais hidroelétricas possibilitam aos usuários melhorar seu padrão de vida com custos relativamente baixos.

Dentro deste contexto, surgiu a idéia de se estudar a turbomáquina regenerativa tipo toroidal, na modalidade de turbina hidráulica, principalmente para aplicações em pequenas centrais hidroelétricas, pois sua construção em grandes dimensões torna-se difícil. Assim sendo, como a mesma é tipicamente uma turbina de baixa rotação específica, ela poderá concorrer com a sua congênere a turbina Pelton, principalmente devido a sua facilidade de fabricação e regulagem. Com a utilização deste tipo de turbina, não haverá formação de grandes lagos para regularização dos rios, evitando assim inundação de terras e, como conseqüência, danos ao meio ambiente.

Uma das dificuldades encontradas para desenvolvimento deste trabalho, recai sobre a escassez de literaturas referentes ao uso deste tipo de turbomáquina,

funcionando como turbina hidráulica. As referências bibliográficas, sobre turbomáquinas regenerativas do tipo toroidal, recaem, na maioria das vezes, sobre bombas, sopradores e compressores, ou seja, turbomáquinas geradoras.

A proposição de se analisar e simular o funcionamento de uma turbomáquina motora advém de procurar dar início a um trabalho, fornecendo subsídios, que futuramente possam ser complementados com estudos, contribuindo para o desenvolvimento deste tipo de máquina.

Este trabalho tem como suporte básico para seu desenvolvimento, a dissertação de Varella [11], intitulado "A Theoretical And Experimental Analysis Of Regenerative Blowers."

A partir deste trabalho, foi sugerido o estudo sobre turbomáquinas motoras.

Uma das vantagens para o desenvolvimento deste estudo está na simplicidade de construção e baixo custo da turbomáquina regenerativa. A grande concentração de energia, devido a várias passagens do fluido no rotor, faz com que esta máquina tenha despertado o interesse de se fazer um estudo sobre a mesma. Também a falta de subsídios sobre a turbomáquina regenerativa motora fez com que iniciássemos esta dissertação para avaliarmos a sua aplicação e sua performance, no sentido de verificar a sua viabilização para Pequenas Centrais Hidrelétricas. Com os estudos realizados, pode-se verificar a potencialidade da turbomáquina motora regenerativa tipo toroidal, para Pequenas Centrais Hidrelétricas com baixo custo.

Duas teorias principais foram desenvolvidas para este tipo de máquina: a Teoria da Turbulência e a Teoria Circulatória. Por motivos que serão expostos no próximo capítulo, a teoria escolhida para ser aplicada foi a Teoria Circulatória.

Devido às controvérsias quanto aos princípios de operação, as turbomáquinas receberam várias denominações, como por exemplo: toroidal, de arrasto, turbulenta, de atrito, periférica, de anel e regenerativa, nas literaturas Americana, Britânica e Japonesa. Já na literatura Germânica, os nomes mais comuns são: de canal anular e de canal lateral periférico. Na literatura Russa, chama-se turbomáquina de vórtice. Os vários nomes citados foram escolhidos de acordo com a variação geométrica, preferências de projeto ou devido a teorias particulares.

O objetivo deste trabalho pauta-se nas vantagens desta máquina que, ao ser aproveitada, pode trazer inúmeros benefícios a quem se dispuser a utilizá-la, pois as suas vantagens para pequenas centrais hidroelétricas são: simplicidade de construção, pouca manutenção, baixo custo de fabricação e dimensões compactas, o que faz com que ocupe pouco espaço, podendo ser comparada à turbina Pelton.

Este trabalho teve início com um levantamento bibliográfico e ressaltou-se que uma das dificuldades encontradas para este desenvolvimento recaiu sobre a escassez de literaturas relativas ao uso deste tipo de máquina na modalidade de turbina. As referências bibliográficas sobre turbomáquinas regenerativas do tipo toroidal versam, na maioria das vezes, sobre bombas e compressores, ou seja, turbomáquinas geradoras.

Após a revisão bibliográfica, uma descrição do funcionamento foi realizada, mostrando que há várias teorias propostas por vários autores, porém, a mais aceita e a que foi explicitada neste trabalho, ou seja, a Teoria da Circulação.

O estudo prossegue fazendo o equacionamento para a simulação da turbomáquina motora. Neste item o equacionamento proposto é unidimensional, que propõe um coeficiente de perda global para a máquina, trabalhando com as dimensões geométricas da mesma.

Do equacionamento fez-se um programa em linguagem FORTRAN para analisar as tendências da máquina, o qual possibilitou uma simulação, traçando vários gráficos para comparações posteriores com os ensaios realizados.

Para comparar e verificar se a simulação seguia uma tendência real de uma turbomáquina motora, um banco de testes foi montado, aproveitando uma máquina já existente. Foi respeitada uma metodologia de testes, bem como uma técnica no momento de realização dos ensaios. Os dados colhidos nos testes foram comparados com a simulação.

Os resultados foram satisfatórios e mostraram um bom desempenho da máquina para o que ela se propõe: operar com baixa vazão e alta queda. Quando comparados os resultados obtidos da simulação e dos testes, pode-se observar que o modelo desenvolvido apresenta certas limitações. Os coeficientes de ajuste foram englobados

em um único coeficiente, limitando a área de atuação da máquina dentro de limites de rotação da máquina.

As conclusões mostraram que a máquina tem possibilidades de ser utilizada como turbina hidráulica em pequenas vazões e grandes quedas, o que nos levou a sugerir maiores e mais específicos estudos para se obter maior quantidade de dados que possibilitem conclusões mais apuradas da performance da máquina.



II DESENVOLVIMENTO TEÓRICO

2.1 PESQUISA BIBLIOGRÁFICA

Por volta de 1920, as turbomáquinas regenerativas foram originalmente desenvolvidas na modalidade de bomba e, como tal, têm sido largamente utilizadas com sucesso. Recentemente, seu campo de aplicação foi ampliado com a utilização para fluidos compressíveis, principalmente para ar, como por exemplo: sopradores ou bomba de vácuo (indústrias têxteis, sistemas pneumáticos, suprimento de ar para queimadores); compressores em sistemas para propulsão de torpedos (uso naval) e, principalmente, em situações onde a contaminação do fluido não é desejável, uma vez que, neste tipo de turbomáquina, o sistema de mancais fica bem afastados da região de escoamento do fluido de trabalho. Este tipo de turbomáquina apresenta, ainda, diversas vantagens tais como: compacidade, alta pressão, simplicidade de construção que resulta em baixo custo e facilidade de manutenção. Entretanto, estas turbomáquinas geradoras sofrem a desvantagem de apresentar baixos rendimentos (20 a 50%). Mesmo com esta desvantagem, a aplicação deste tipo de máquina é ainda favorável onde se requer baixa vazão e alta pressão, uma vez que as turbomáquinas centrífugas normalmente utilizadas, para atender estes quesitos, necessitam de rotores bastante estreitos e longos, bem como alta rotação que certamente conduz a uma condição desfavorável de funcionamento, resultando, portanto, em um rendimento muito baixo. Como se pode observar, trata-se de uma máquina bastante versátil, com muitas possibilidades de utilização.

Cabe ressaltar a dificuldade de se encontrar livros e artigos sobre turbinas regenerativas. A escassez de referências bibliográficas dificultou, em parte, este trabalho no que concerne a uma explanação mais apurada em termos de dados e resultados. O material bibliográfico existente recai na maioria das vezes sobre turbomáquinas geradoras. Entre o material pesquisado pode-se citar: Mechanical Engineering Abstracts, dissertações e Faxon Finder On CD-ROM Article Detail.

As turbomáquinas regenerativas são, essencialmente, máquinas de baixa rotação específica e, conseqüentemente, baixa vazão e alta pressão, o que as leva a serem utilizadas em mananciais de altas quedas e baixas vazões.

Dois tipos de turbomáquinas regenerativas são conhecidas: periférica e toroidal.

A diferença básica entre as duas está no formato do rotor e do canal lateral, porém, ambas utilizam o mesmo princípio de funcionamento.

O rotor da turbomáquina regenerativa periférica possui, na maioria das vezes, pás radiais, que são obtidas a partir da usinagem de um disco onde o material é retirado na periferia e determinado raio interno preestabelecido por ocasião do dimensionamento da máquina, permanecendo, portanto, as protuberâncias que são as próprias pás. Entre as pás têm-se os canais de escoamento. Deve-se observar que o ângulo entre as pás deve ser constante. O canal do rotor pode ser em uma face do disco ou ter um conjunto de canais de escoamento em cada face. Já o canal lateral, por facilidade de fabricação e montagem, possui seção transversal retangular, mas se desenvolve em torno do rotor. Figura 2.1a.

Já no outro tipo de turbomáquina regenerativa, a toroidal, temos, basicamente, o rotor que normalmente tem a forma de um disco com um número de pás, árvore e mancal, carcaça e canal lateral (parte fixa do canal de escoamento), como mostra a Figura 2.1b.

No disco do rotor é feito um canal circular ao longo de sua face, sendo esse canal de seção transversal aproximadamente semicircular, onde são colocadas pás de seção transversal igual à do canal, dispostas radialmente em intervalos de ângulos constantes. O intervalo entre duas pás consecutivas forma um canal e dois canais consecutivos não se comunicam.

Procedimento idêntico, considerando a abertura, é realizado no canal lateral, com exceção da colocação das pás, ou seja, o canal lateral com a seção transversal aproximadamente semicircular, com a sua projeção na face do disco formando uma coroa circular. Na montagem, o rotor e o canal lateral devem ficar dispostos de tal maneira que os semicírculos se completem, formando um toróide.

A entrada e saída do fluido acontecem através dos bocais de entrada e saída, respectivamente.

As seções transversais dos bocais de entrada e saída do fluido devem ter a mesma seção transversal do canal lateral para evitar perturbações no escoamento no interior da turbina.

Entre os centros dos bocais de entrada e saída tem-se um ângulo denominado "ângulo de trabalho."

Isolando a região do canal lateral de alta pressão do de baixa pressão (sucção), utiliza-se um peça com seção transversal idêntica à do canal chamado "separador".

O separador é fixo faceando com o canal lateral, coincidindo as seções transversais do separador e do canal.

A folga entre o separador e o rotor deve ser mínima, evitando fuga de fluido do lado de maior pressão para o lado de menor pressão.

Não há restrições quanto ao ângulo máximo do separador e no caso de bombas, deve ser, pelo menos, 2,5 vezes o ângulo entre as pás. Abaixo deste valor pode ocorrer fuga excessiva de fluido do lado de alta pressão para o lado de baixa pressão.

O ângulo de trabalho deve ter o máximo valor possível, obedecendo o valor mínimo do ângulo do separador, pois assim o fluido passará mais vezes pelo canal e, conseqüentemente, pelo rotor. Supõe-se que para a turbina estas considerações também se apliquem.

Além da simplicidade de fabricação, a turbomáquina regenerativa é compacta, ou seja, pequena em dimensão e peso, o que facilita a construção e sua utilização.

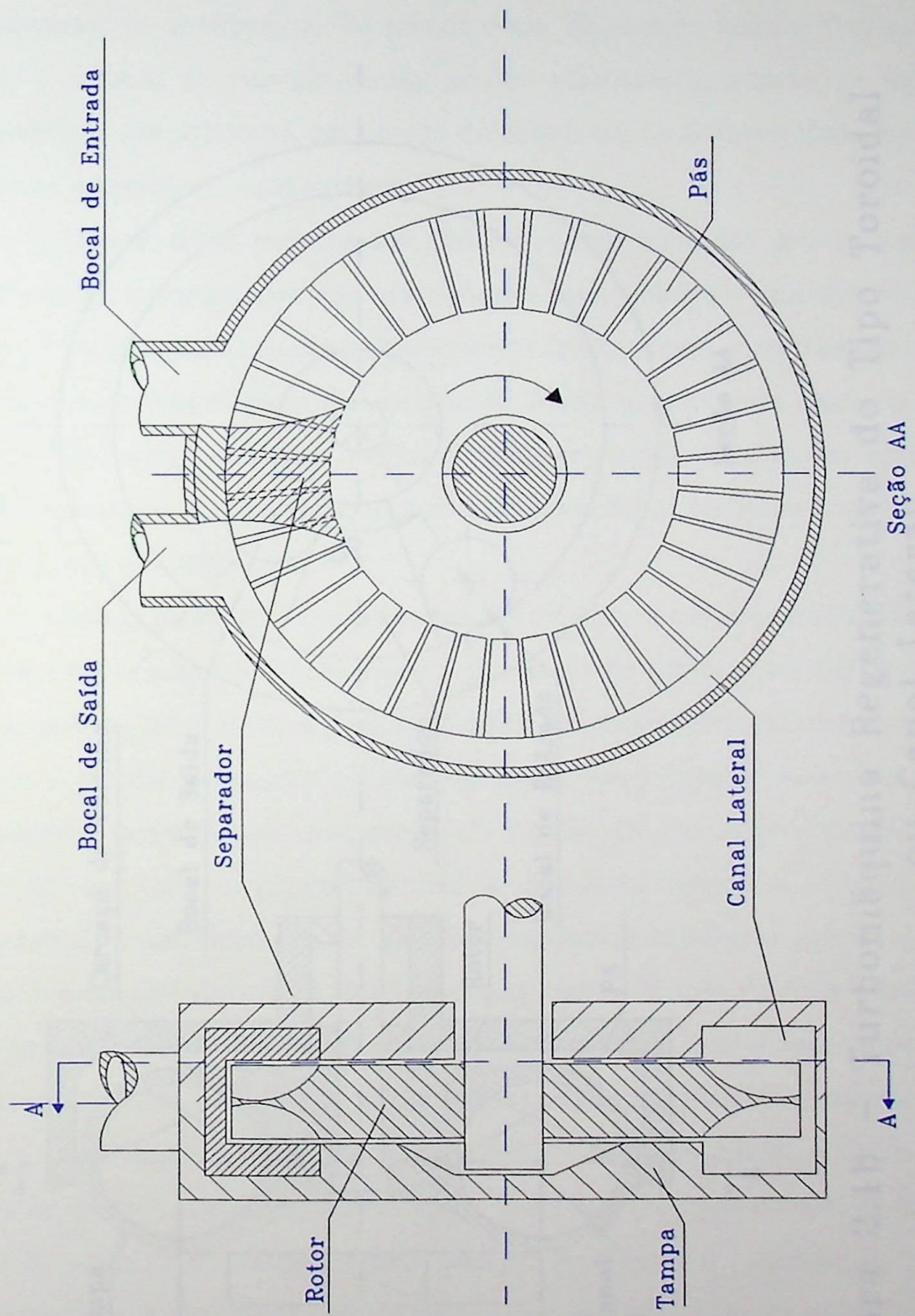


Figura 2.1a - Turbomáquina Regenerativa Tipo Periférica

Para efeito de análise do funcionamento da turbomáquina regenerativa, consideraram-se os processos de transferência de energia entre o fluido de trabalho (água) e o rotor, de maneira similar ao dos máquinas geradoras. A água, bombeada, impulsiona e comprime o ar, devido à existência de diferenças entre a pressão, conforme mencionado anteriormente.

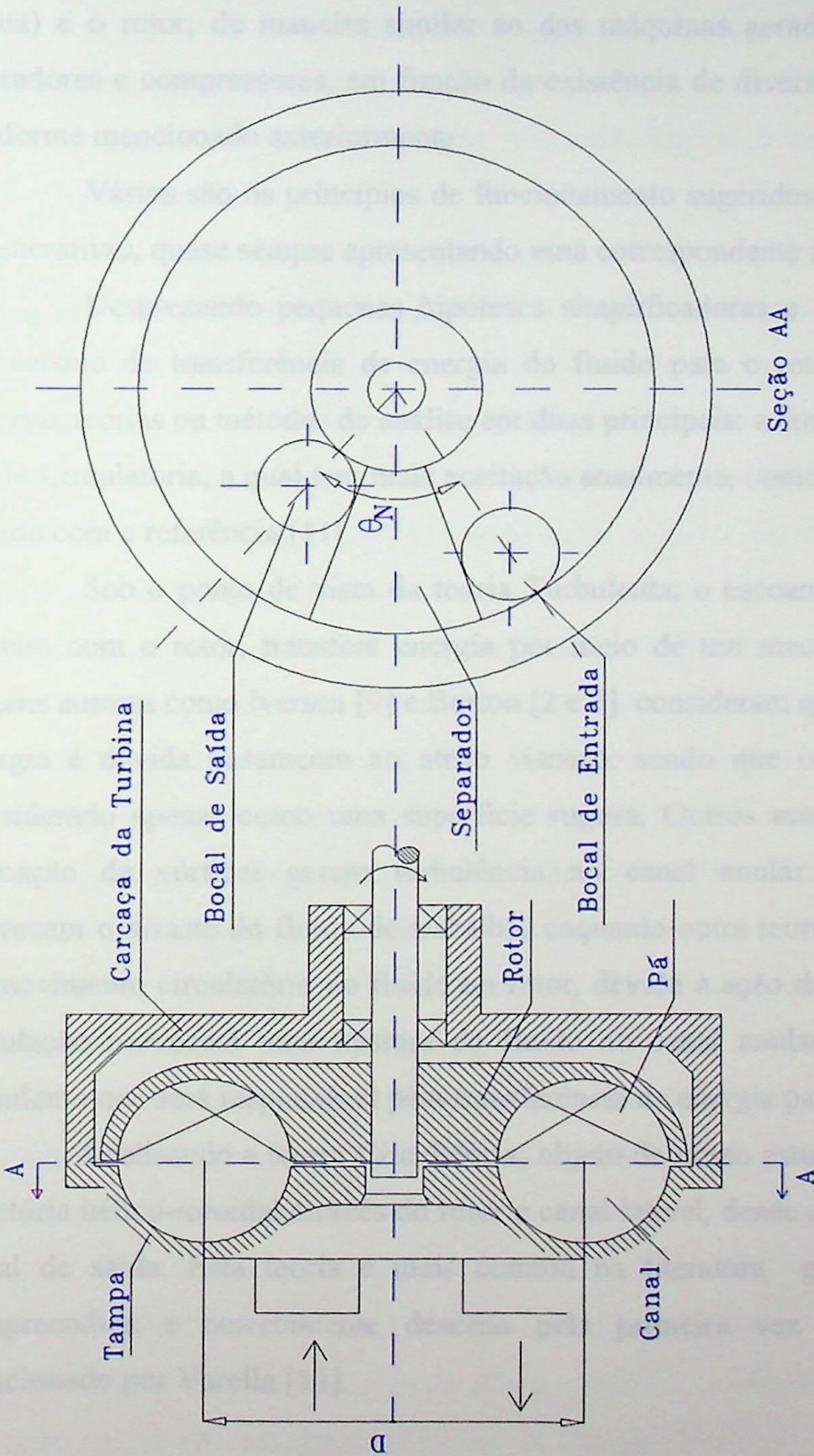


Figura 2.1b – Turbomáquina Regenerativa do Tipo Toroidal ou Canal Lateral

2.2 PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

Para efeito de análise do funcionamento da turbomáquina regenerativa, consideraram-se os processos de transferência de energia entre o fluido de trabalho (água) e o rotor, de maneira similar ao das máquinas geradoras, ou seja, bombas, sopradores e compressores, em função da existência de diversos trabalhos a respeito, conforme mencionado anteriormente.

Vários são os princípios de funcionamento sugeridos para as turbomáquinas regenerativas, quase sempre apresentando uma correspondente análise teórica.

Desprezando pequenas hipóteses simplificadoras e considerando apenas o mecanismo de transferência de energia do fluido para o rotor, pode-se agrupar as diversas teorias ou métodos de análise em duas principais: a teoria da Turbulência e a teoria Circulatória, a qual tem mais aceitação atualmente, como pode ser observado de acordo com a referência [11].

Sob o ponto de vista da teoria Turbulenta, o escoamento do fluido em seu contato com o rotor, transfere energia por meio de um mecanismo de turbulência. Alguns autores como Iversen [9] e Burton [2 e 3] consideram que esta transferência de energia é devida puramente ao atrito viscoso, sendo que o rotor, neste caso, é considerado apenas como uma superfície rugosa. Outros autores consideram que a formação de vórtices geram turbulência no canal anular e, conseqüentemente, provocam o arraste do fluido de trabalho, enquanto outra teoria considera a presença de movimento circulatório do fluido no rotor, devido à ação de força centrífuga. Esta circulação provocará uma mistura do fluido no canal anular resultando em efeito turbulento que será responsável pela transferência de energia para a máquina.

Analisando a teoria Circulatória, objeto de nosso estudo, o fluido segue uma trajetória hélico-toroidal através do rotor e canal lateral, desde o bocal de entrada até o bocal de saída. Esta teoria é mais comum na literatura germânica, a qual foi compreendida e corretamente descrita pela primeira vez por Ritter, conforme mencionado por Varella [11].

Nesta concepção, a turbomáquina regenerativa tem um princípio de trabalho similar ao acoplamento hidrodinâmico. Contudo, esta semelhança é atribuída a características similares de construção, isto é, o canal lateral é projetado igual à seção do rotor.

A trajetória de uma partícula entre os bocais de entrada e de saída segue um movimento espiralado, cuja linha de corrente dentro da turbina, definida por esta teoria, assemelha-se à forma com que uma mola espiral ficaria, se fossem unidas as duas extremidades.

Para o caso da máquina regenerativa, em sua modalidade de turbina, o bocal de entrada fica posicionado no canal lateral, local mais afastado do centro, de forma que a entrada do fluido no rotor coincida com a região de entrada das pás, percorrendo-o em sentido descendente até a região de saída das pás, transferindo energia ao rotor. Este fluido, em seu movimento de saída das pás (rotor), encontra novamente o canal lateral em sua região mais próxima do centro seguindo agora o sentido ascendente até atingir, em seu movimento livre, novamente a região de entrada das pás, repetindo assim, o processo até atingir o bocal de saída da máquina. Para melhor adaptar-se com o escoamento o bocal de saída deve estar localizado no canal lateral (tampa), em sua região mais próxima do centro. A partícula fluida é submetida a um movimento descendente, saindo do rotor e indo para o canal lateral.

Durante o tempo em que a partícula fluida está se deslocando radialmente no rotor, este a desloca no sentido da sua rotação em alguns graus, de tal maneira que a seção transversal pela qual a partícula entrara não é a mesma pela qual saíra, mas sim uma seção deslocada de alguns graus à frente. Tem-se, então, no rotor uma trajetória semelhante à metade de uma espira. O canal lateral, que está recebendo o fluido por sua metade mais próxima ao centro, trabalha como um condutor do fluxo para que este retorne ao rotor, formando a segunda metade da espira. Este deslocamento é denominado de movimento relativo absoluto. Ver Figura 2.2.

O fluido de trabalho transfere momento (torque) para o rotor em sua trajetória nos canais formados pelas pás do mesmo, perdendo assim uma parcela de energia, que resulta em um decréscimo de pressão. O fluido reentra no rotor por

diversas vezes, repetindo o processo até atingir a região do bocal de saída, transferindo uma parcela de energia para o rotor a cada passagem, dando desta forma a característica de multiestágio ou regeneração, fornecendo bases para a denominação de turbomáquina regenerativa, atualmente empregada pela maioria dos pesquisadores da área.

Esta descrição acima é baseada na teoria circulatória, que foi comprovada por resultados experimentais e, atualmente, é adotada para descrever o funcionamento deste tipo de máquina.

2.3 ANÁLISE TEÓRICA

Em todos os métodos propostos, baseados na teoria circulatória, o complicado campo tridimensional da velocidade, originado do modelo de escoamento hélico-toroidal, pode ser reduzido, com algumas hipóteses simplificadoras, para um escoamento bidimensional.

Consideremos a primeira hipótese simplificadora, assumindo que a transferência de energia do fluido para o rotor, em seu primeiro percurso ao longo da máquina, se faz de forma uniforme e constante. Deste modo, o decréscimo de pressão se faz também de forma constante e uniforme. Assim, as características cinemáticas e dinâmicas do escoamento serão idênticas em cada seção, desde que estejam afastadas dos bocais.

Estas considerações são bastante corretas, tendo em vista resultados experimentais de diversos pesquisadores, dentre eles os de Wilson [13] em que foi medida a distribuição de pressão ao longo do canal lateral, conforme Varela [11], Figura 2.1, (para bomba tipo periférica) onde claramente aparece a influência dos bocais. Isto também ficou confirmado por Varela [11] Figura 4.37 - cujas medições foram realizadas em um soprador do tipo toroidal, observando-se, neste caso, uma ligeira oscilação que pode ser interpretada como posicionamentos de passagem do movimento helicoidal.

Assim, podemos certamente considerar que, para turbinas, esta verificação também deve ocorrer com o mesmo comportamento.

Neste caso, o decréscimo de pressão (dp) na direção circunferencial ($d\theta$) é uniforme, isto é, o gradiente de pressão $\left(\frac{dp}{d\theta}\right)$ é assumido como constante, portanto, distribuição de pressão linear. Isto também implica que não há aceleração no escoamento circulatorio na região linear, resultando em que a distribuição de velocidade em cada seção meridional será igual.

Visando ainda simplificações na análise, consideramos apenas uma linha de corrente média representativa do escoamento, representando, assim, o campo de velocidade, o que possibilita a análise sob o ponto de vista unidimensional, normalmente utilizado na análise de escoamento em turbomáquinas de uma forma geral.

Ainda de forma a simplificar o estudo, consideramos apenas as condições na entrada e saída das pás, eliminando desta maneira a componente radial, uma vez que o formato circular da seção transversal conduz o escoamento do canal lateral para o rotor (pás).

Nesta situação, o campo de velocidades passa a ser definido por meio de duas componentes: a velocidade meridional c_m (circulatoria) e a velocidade tangencial c_u , conforme pode ser visto na Figura 2.2.

Assim, o posicionamento da linha de corrente representativa, nas arestas de entrada e saída, passa a ter uma importância muito grande, portanto as posições r_c (centro do vórtice) Figura 2.3, r_2 (saída da pá) e r_1 (entrada da pá) devem ser devidamente calculadas, uma vez que os valores corretos de c_m e c_u dependem destes raios. A este respeito, faremos adiante uma análise detalhada de seu equacionamento, já que a análise teórica do escoamento da turbina, ora em desenvolvimento, depende basicamente destes parâmetros, conforme será mostrado.

Diversos métodos foram propostos para determinar a posição da linha de corrente representativa e, dentre eles, o que apresenta melhor resultado é aquele que considera a distribuição de velocidade circulatoria do tipo vórtice forçado $c_m = k \cdot r$

proposto por Wallace [12] e confirmado experimentalmente por Varella [11] e Engels [5].

Por comparação deste resultado experimental com os resultados teoricamente previstos, aqueles fornecidos pelo modelo de escoamento de vórtice forçado Wallace [12] melhor se ajustam para as condições de ponto de projeto ($\varphi = 0,7$), principalmente quando os valores de r_1 e r_2 são obtidos das medidas de c_m . Embora podendo-se esperar um certo grau de incerteza destes resultados experimentais, eles devem ser seguidos de maneira cautelosa para uma previsão provável num guia de projeto. Outra incerteza era que a bomba regenerativa testada por Engels [5] é uma máquina de velocidade específica pequena, onde d/D é pequeno e a diferença entre as posições previstas da linha de corrente efetiva, usando o método do vórtice forçado Wallace [12] e outros métodos, é muito pequeno. Contudo, essas diferenças são aumentadas quando essas máquinas tem d/D maior.

A fim de obter conclusões da análise do teste de Engels [5], Varella [11] executou um programa a fim de medir o escoamento circulatório, em uma máquina toroidal com a razão d/D maior, ainda que, neste caso, fosse possível somente obter r_2 . O processo de cálculo usado foi idêntico ao que usou Engels [5] na análise dos resultados.

Após introduzir um fator de correção na teoria desenvolvida, ou seja, o efeito do escoamento reverso, mostrou-se que r_2 e r_1 dependem da velocidade de escoamento.

Outrossim, usando cada um dos modelos de escoamento, os prognósticos de seção transversal meridiana não é circular mas um tanto oval para a condição de c_m constante Grabow [6] e elíptica para o modelo de vórtice forçado ($w_m = \text{constante}$), Wallace [12].

Para o equacionamento, adotam-se, ainda, algumas suposições de forma a simplificar o estudo:

- a) o fluido de trabalho é incompressível;
- b) não há fugas internas;
- c) todos os processos são adiabáticos;
- d) o escoamento é permanente para pressão e velocidade, se são

usados tempos médios;

e) não há efeitos finais (devido à entrada e saída do fluido nos bocais onde os efeitos são desprezados);

f) o gradiente de pressão tangencial é constante através da região do canal (fora da entrada e saída do bocal);

g) o gradiente de pressão tangencial, ao longo do canal é independente do raio;

h) o efeito, na parede do canal anular, das forças de cisalhamento opondo-se ao escoamento tangencial é desprezado, ou seja, as forças de atrito são desprezadas;

i) na região do gradiente de pressão constante, todas as irreversibilidades são atribuídas às perdas no escoamento circulatório;

j) não há mistura no escoamento no canal anular;

k) na região linear, ao longo do canal anular, onde o gradiente de pressão é constante, a distribuição de velocidade é idêntica para cada seção transversal meridional. Portanto, cada partícula fluida pode ser descrita por meio de duas componentes de velocidade em cada ponto, particularmente a componente tangencial c_u e a componente c_m no plano meridional;

l) número infinito de pás no rotor.

A Teoria Circulatória foi estudada por vários pesquisadores e ratificada por Varella [11], como a mais aceitável no estudo da turbomáquina regenerativa.

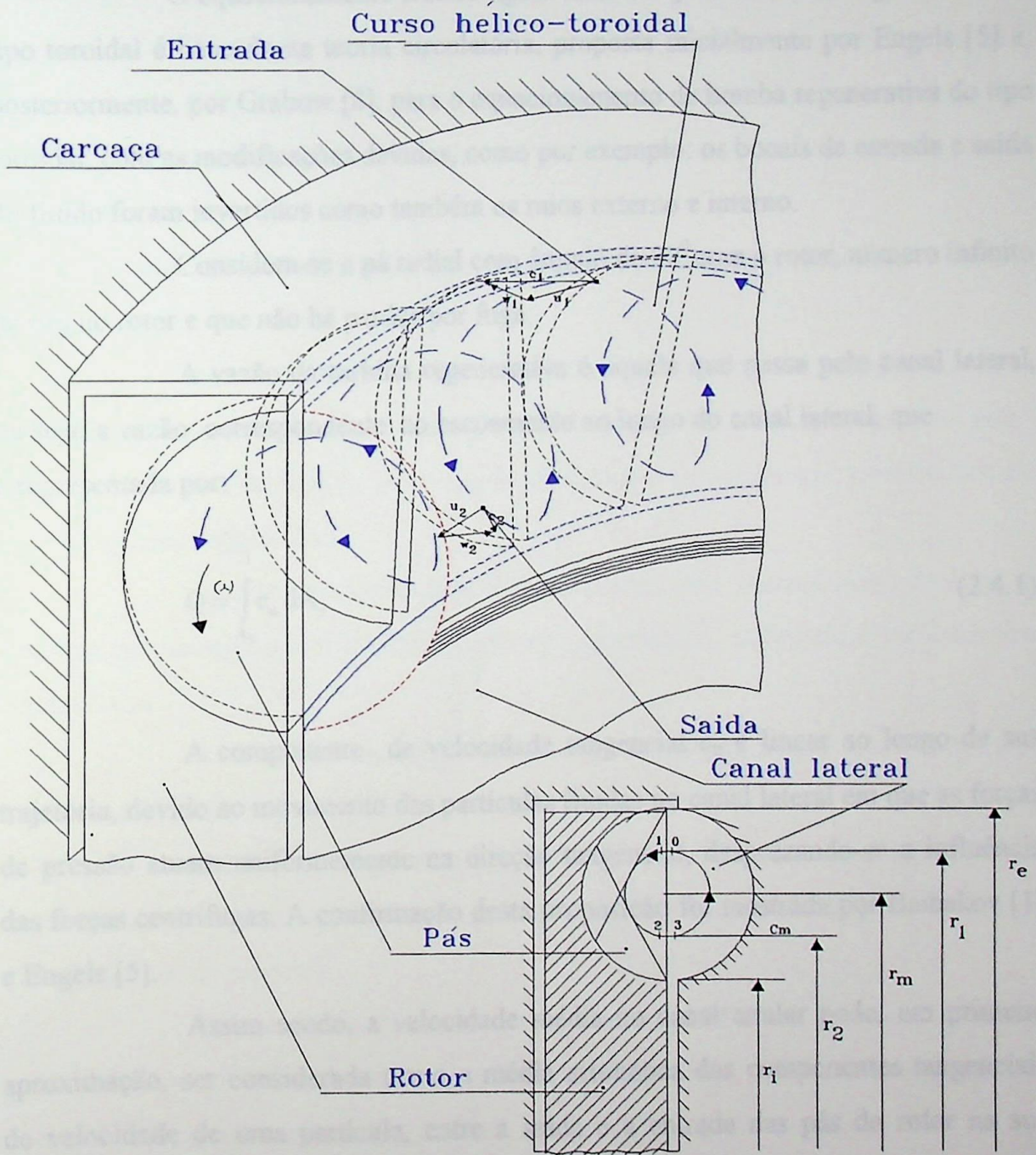
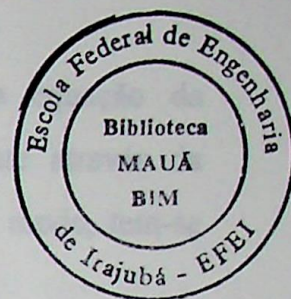


Figura 2.2 - Escoamento Segundo a Teoria Circulatória

2.4 EQUACIONAMENTO MATEMÁTICO



2.4.1 Introdução

O equacionamento teórico agora utilizado para a turbina regenerativa do tipo toroidal é baseado na teoria circulatoria, proposta inicialmente por Engels [5] e, posteriormente, por Grabow [8], para o equacionamento de bomba regenerativa do tipo toroidal, com as modificações devidas, como por exemplo: os bocais de entrada e saída do fluido foram invertidos como também os raios externo e interno.

Considera-se a pá radial com ângulo de 90^0 com o rotor, número infinito de pás no rotor e que não há perdas por fuga.

A vazão da turbina regenerativa é aquela que passa pelo canal lateral, ou seja, a vazão correspondente ao escoamento ao longo do canal lateral, que é representada por:

$$Q = \int_{A_c} c_u dA_c \quad (2.4.1)$$

A componente de velocidade tangencial c_u é linear ao longo de sua trajetória, devido ao movimento das partículas fluidas no canal lateral em que as forças de pressão atuam uniformemente na direção tangencial, desprezando-se a influência das forças centrífugas. A confirmação desta proposição foi mostrada por Baibakov [1] e Engels [5].

Assim sendo, a velocidade média no canal anular pode, em primeira aproximação, ser considerada como a média aritmética das componentes tangenciais de velocidade de uma partícula, entre a saída e a entrada das pás do rotor na sua trajetória, no canal lateral, representada por:

$$c_{uc} = \frac{c_{u0} + c_{u3}}{2} \quad (2.4.2)$$

Por outro lado, também pode ser determinada pela equação da continuidade. Neste caso, a vazão pode ser determinada diretamente através da velocidade média do canal e da área deste mesmo canal anular. Deste modo, tem-se que:

$$Q = c_{uc} A_c \quad (2.4.3)$$

onde as perdas por fuga são desprezadas.

2.4.2 Determinação da linha de corrente média representativa

Ao se definir a Teoria Circulatória para análise do escoamento, neste trabalho, necessário se faz determinar a linha de corrente média representativa, pois é mais um elemento de ligação entre a hidrodinâmica e os parâmetros geométricos das turbomáquinas regenerativas.

Algumas propostas têm sido mostradas para determinação da linha de corrente média representativa como parâmetro geométrico, definindo a turbomáquina regenerativa.

A Figura 2.3 mostra as características dos parâmetros geométricos para uma turbomáquina regenerativa tipo toroidal.

Dentro das propostas de determinação da linha de corrente média representativa, alguns autores a propõem com fatores empíricos para definir as características da máquina.

Outros autores baseiam-se na aproximação das leis dinâmicas do fluido para definirem a linha de corrente média representativa, aplicando a equação da continuidade no escoamento circulatório.

Considera-se um centro de circulação do escoamento circulatório r_c , onde a distância de r_c e as posições de entrada (r_1) e saída (r_2) da linha de corrente representativa permanecem constantes. Esta constante é escolhida arbitrariamente para ajustar a teoria aos experimentos, sendo este o ponto fraco do método adotado por

Engels [5] e, posteriormente, por Burton [4], uma vez que o posicionamento dessas trajetórias se dá em função da vazão, conforme Varella [11].

Como o gradiente de pressão é constante, para bombas, Grabow [7] aplicou a equação da continuidade para determinar a componente da velocidade circulatória constante (c_m) em todos os pontos da linha de corrente, onde não há aceleração ou desaceleração do escoamento circulatório na região linear. Tomando a equação da continuidade e a condição de $c_m = \text{constante}$, implica que a área de entrada é igual à área de saída nas pás do rotor, levando-se em consideração o escoamento circulatório.

Utilizando-se o mesmo procedimento para a análise do escoamento em turbinas, determina-se o raio do centro do vórtice r_c , conforme Figura 2.4.

Para a entrada da turbina tem-se:

$$dQ_e = \omega (r_1 - r_c) \theta r_1 dr_1 \quad (2.4.4)$$

onde:

$$c_{me} = \omega (r_1 - r_c) \quad (2.4.5)$$

$$dQ_e = c_{me} \theta r_1 dr_1 \quad (2.4.6)$$

corrente
representativa

Figura 2.3 - Dimensões e Características da PA e Canal Lateral

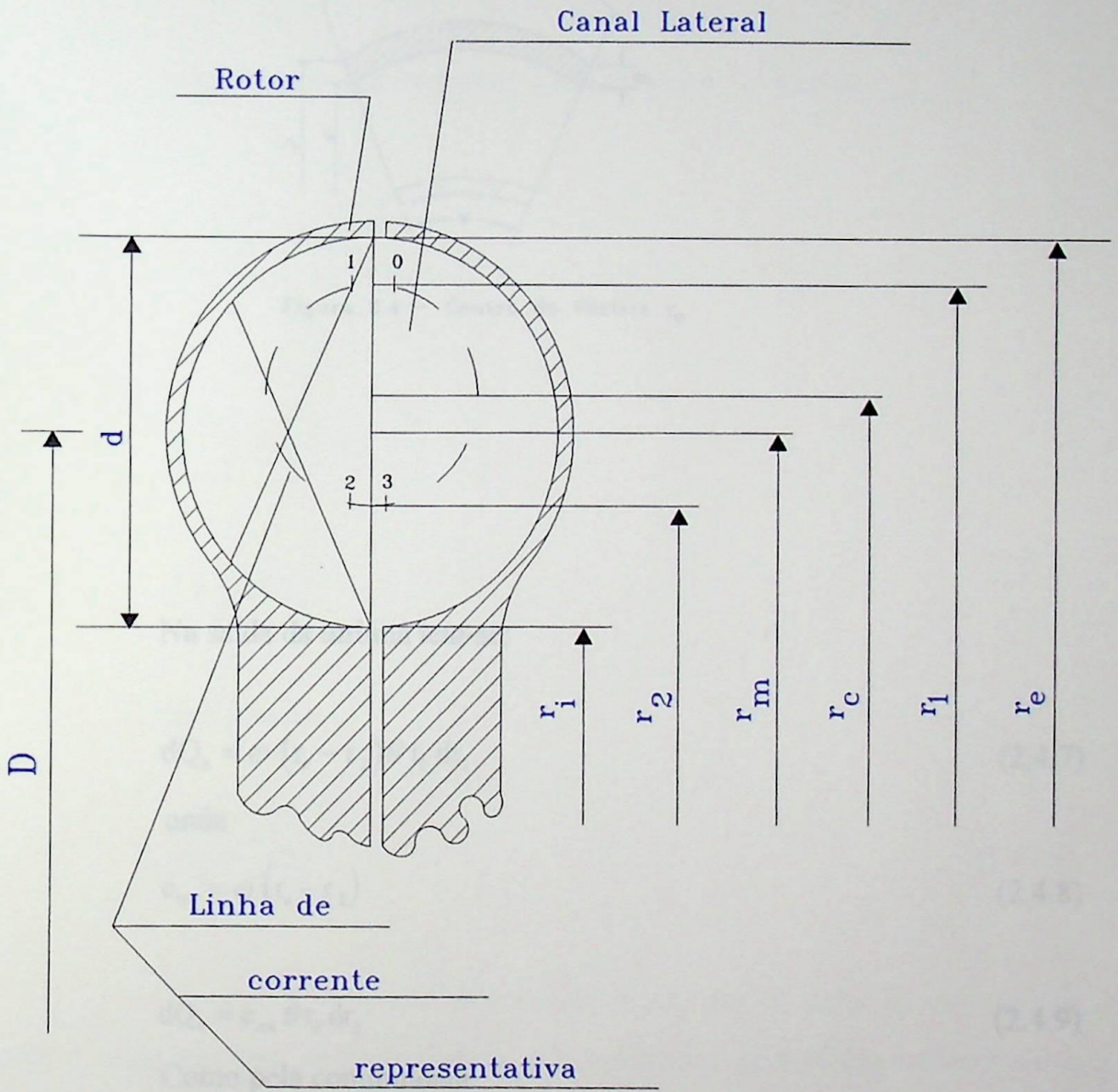


Figura 2.3 - Dimensões e Características da Pá e Canal Lateral

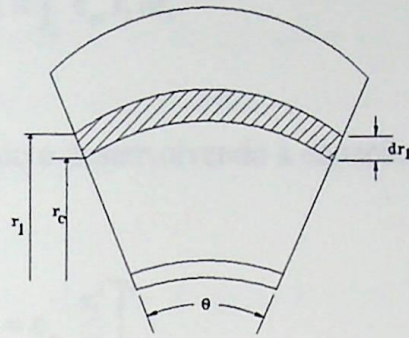


Figura 2.4 - Centro do Vórtice r_c

Na saída da turbina tem-se:

$$dQ_s = \omega (r_c - r_2) \theta r_2 dr_2 \quad (2.4.7)$$

onde

$$c_{ms} = \omega (r_c - r_2) \quad (2.4.8)$$

$$dQ_s = c_{ms} \theta r_2 dr_2 \quad (2.4.9)$$

Como pela continuidade

$$dQ_e = dQ_s \quad (2.4.10)$$

e

$$c_{me} = c_{ms} = c_m = \text{constante} \quad (2.4.11)$$

Substituindo-se as equações (2.4.6), (2.4.9) e (2.4.11), em (2.4.10) tem-se considerando os limites de integração:

$$\int_{r_c}^{r_e} c_m r_1 dr_1 = \int_{r_1}^{r_2} c_m r_2 dr_2 \quad (2.4.12)$$

Integrando e desenvolvendo a equação (2.4.12) têm-se:

$$c_m \left[\frac{r_1^2}{2} \right]_{r_c}^{r_e} = c_m \left[\frac{r_2^2}{2} \right]_{r_1}^{r_2}$$

$$c_m \left(\frac{r_e^2}{2} - \frac{r_c^2}{2} \right) = c_m \left(\frac{r_2^2}{2} - \frac{r_1^2}{2} \right) \quad (2.4.13)$$

$$r_e^2 + r_1^2 = 2r_c^2, \quad (2.4.14)$$

logo, tem-se:

$$r_c = \sqrt{\frac{r_e^2 + r_1^2}{2}} \quad (2.4.15)$$

Os raios r_1 e r_2 que determinam a posição da linha de corrente na entrada e saída das pás, respectivamente, são calculados pela média aritmética dos raios (r_c) raio do centro do vórtice, (r_i) raio interno do canal e (r_e) raio externo do canal, com aproximação alguns autores consideram a linha média representativa, na entrada e saída das pás, conforme indicado pelas equações (2.4.14) e (2.4.15).

$$r_1 = \frac{r_o + r_c}{2} \quad (2.4.14)$$

$$r_2 = \frac{r_c + r_i}{2} \quad (2.4.15)$$

Porém, este método não foi bem aceito devido à descontinuidade na velocidade meridional (circulatória), conforme mostra a Figura (2.5). Nesta figura, pode-se notar que as velocidades de entrada e saída sofrem uma descontinuidade no raio do centro do vórtice, não havendo variações da velocidade c_m do centro da circulação até a parede do rotor ou parede do canal lateral, o que realmente não ocorre, conforme resultado experimental.

De modo análogo à equação (2.4.13), pode-se localizar a entrada e saída do escoamento, considerando a velocidade uniforme à entrada e saída das pás, que resulta:

$$r_1 = \sqrt{\frac{r_c^2 + r_i^2}{2}} \quad (2.4.16)$$

$$r_2 = \sqrt{\frac{r_c^2 + r_i^2}{2}} \quad (2.4.17)$$

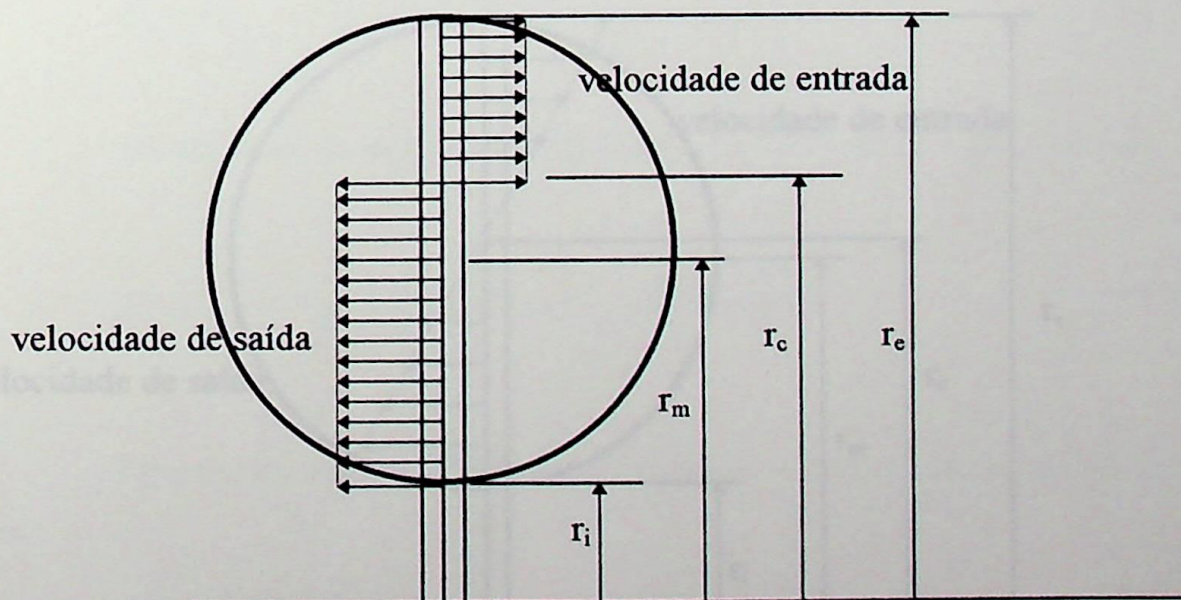


Figura. 2.5 - Modelo de escoamento com distribuição de velocidade meridional (circulatória) uniforme.

O método empregado neste trabalho foi o utilizado por Wallace [12], que considerou a velocidade angular constante, em vez de $c_m = \text{constante}$, para um escoamento circulatório. Foi considerada a distribuição de velocidade no escoamento em um tipo de modelo de escoamento para vórtice forçado, ou seja, a velocidade circulatória aumenta linearmente de zero no centro da circulação (r_c) para o máximo na parede do rotor ou parede do canal lateral, conforme Figura (2.6).

Para determinar a localização do centro do movimento do vórtice, aplica-se a equação da continuidade. Então tem-se:

$$dQ_c = \omega (r - r_c) \theta r \, dr \quad (2.4.18)$$

$$dQ_c = 2\pi \omega (r - r_c) r \, dr \quad (2.4.19)$$

$$Q_c = \int_{r_c}^{r_e} 2\pi \omega (r - r_c) r \, dr \quad (2.4.20)$$

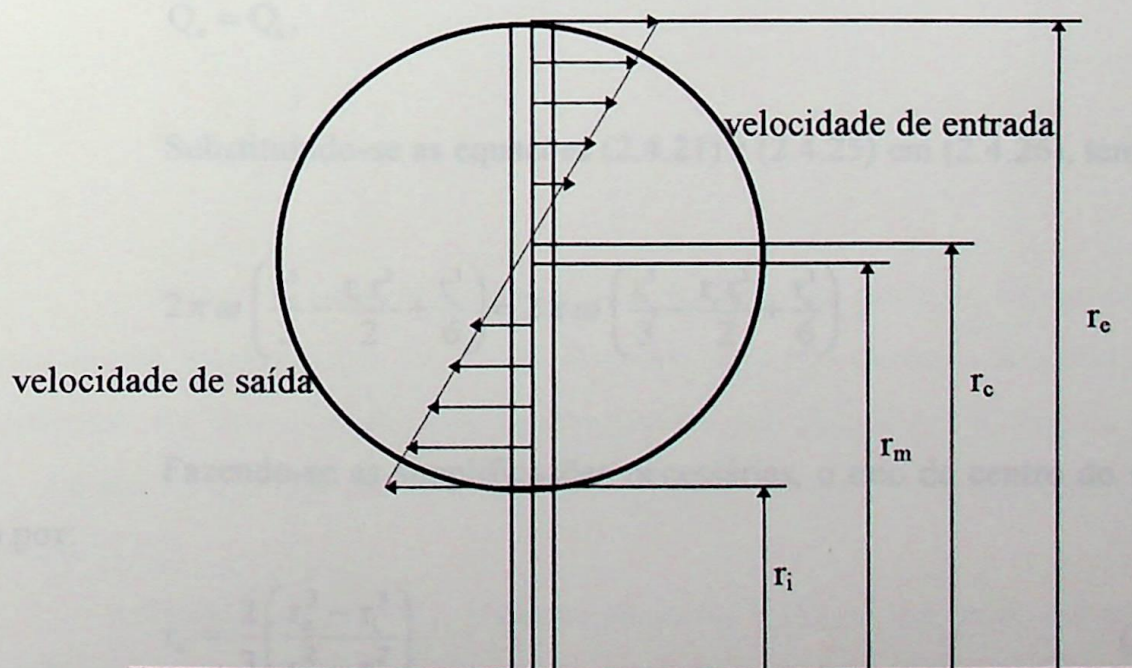


Figura. 2.6 - Modelo de Escoamento com distribuição de velocidade meridional (circulatória) linear

Considerando-se $\omega = \text{constante}$, obtém-se de (2.4.20):

$$Q_e = 2\pi\omega \left(\frac{r_c^3}{3} - \frac{r_c r_c^2}{2} + \frac{r_c^3}{6} \right) \quad (2.4.21)$$

Na saída da turbina para $\omega = \text{constante}$, tem-se:

$$dQ_s = \omega (r_c - r) \theta r \, dr \quad (2.4.22)$$

$$dQ_s = 2\pi\omega (r_c - r) r \, dr \quad (2.4.23)$$

$$Q_s = \int_{r_i}^{r_c} 2\pi\omega (r_c - r) r \, dr \quad (2.4.24)$$

$$Q_s = 2\pi\omega \left(\frac{r_i^3}{3} - \frac{r_c r_i^2}{2} + \frac{r_c^3}{6} \right) \quad (2.4.25)$$

Como

$$Q_e = Q_s, \quad (2.4.26)$$

Substituindo-se as equações (2.4.21) e (2.4.25) em (2.4.26), tem-se:

$$2\pi\omega \left(\frac{r_c^3}{3} - \frac{r_c r_c^2}{2} + \frac{r_c^3}{6} \right) = 2\pi\omega \left(\frac{r_i^3}{3} - \frac{r_c r_i^2}{2} + \frac{r_c^3}{6} \right) \quad (2.4.27)$$

Fazendo-se as simplificações necessárias, o raio do centro do vórtice é dado por:

$$r_c = \frac{2}{3} \left(\frac{r_c^3 - r_i^3}{r_c^2 - r_i^2} \right) \quad (2.4.28)$$

Interessante observar que esta mesma equação pode ser representada por:

$$r_c = r_m \left(\frac{4}{3} - \frac{r_c r_i}{3 r_m^2} \right)$$

e que, se $r_c = r_m$ e $r_c = r_i$ ocorre uma condição extrema e sem sentido, ou seja, não se tem canais. Por outro lado considerando $r_i = 0$, nos conduz a um posicionamento em que:

$$r_c = \frac{4}{3} r_m$$

Com isto pode-se concluir que: $r_m < r_c < 4/3 r_m$

Processo similar é feito para determinar r_1 e r_2 , raios de entrada e saída das pás, respectivamente. Cabe ressaltar que esta análise foi desenvolvida para o acoplamento hidráulico, mas pode ser utilizada para as turbomáquinas regenerativas tipo toroidal, pois há similaridade entre os escoamentos internos dos dois tipos de máquinas. Os raios r_1 e r_2 são dados por:

$$r_1 = \frac{2}{3} \left(\frac{r_c^3 - r_c^3}{r_c^2 - r_c^2} \right) \quad (2.4.29)$$

$$r_2 = \frac{2}{3} \left(\frac{r_c^3 - r_i^3}{r_c^2 - r_i^2} \right) \quad (2.4.30)$$

Das propostas de determinação da linha de corrente representativa, a que mais lógica apresenta é a do vórtice forçado, onde não ocorre a descontinuidade. Este processo foi demonstrado experimentalmente por Engels [5] e Varella [11]. A Figura 2.6 ilustra que não há descontinuidade como no caso mostrado anteriormente por Wallace [12].

Neste caso, a velocidade circulatória inicia-se em zero, no centro da circulação, e vai até o máximo na parede do canal lateral.

2.5 DETERMINAÇÃO DAS VELOCIDADES DE ESCOAMENTO

Para determinação das velocidades de escoamento foram observadas algumas considerações:

- a) não há perdas volumétricas;
- b) o rotor tem um número infinito de pás;
- c) não há perdas nos bocais de entrada e saída;
- d) não há perdas em função dos efeitos do separador.

Este equacionamento ora adotado foi baseado no desenvolvimento usado por Grabow [7], para análise do escoamento de bomba.

Na Figura 2.7, mostra-se o diagrama de velocidades para turbina, em que a energia disponível no fluido, em seu escoamento no canal, é igual à energia transferida para o rotor mais a energia necessária à promoção do escoamento circulatório.

2.5.1 Energia Disponível no Canal Devida ao Escoamento.

Para a análise do equacionamento, considera-se um setor do escoamento situado na região linear, portanto, sem influência dos bocais e do separador.

No escoamento do fluido neste setor, na sua direção circunferencial, haverá um decréscimo de sua pressão originária da troca de momento contido nas partículas fluidas, em sua trajetória no rotor, isto é, transferência de energia do fluido para o rotor em sua trajetória entre a entrada e saída das pás.

Assim o decréscimo de pressão do fluido, nos limites do rotor, em seu movimento na direção circunferencial, corresponde a energia transferida ao rotor, mais a energia dissipada (perdas).

Neste caso, o momento disponível pode ser determinado, para a linha de corrente média, como se segue:

$$M_{th\infty} = \rho Q_m (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad (2.5.1)$$

Considerando o raio médio do rotor, tem-se a força provocada por este momento, que é dado por:

$$F = \frac{M_{th\infty}}{r_m} \quad (2.5.2)$$

onde r_m é o raio médio do canal ou do rotor, que é dado por:

$$r_m = \frac{r_e + r_i}{2}$$

Como este momento corresponde ao decréscimo de pressão no canal, no escoamento entre a entrada e saída do rotor considerado, tem-se:

$$\Delta p_{th\infty} = \frac{F}{A_c} \quad (2.5.3)$$

Substituindo-se a equação (2.5.1) em (2.5.2), tem-se:

$$F = \rho Q_m \left(\frac{r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}}{r_m} \right) \quad (2.5.4)$$

Considerando-se (2.5.3) em (2.5.4), tem-se:

$$(\Delta p)_{th\infty} = \rho Q_m \left(\frac{r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}}{r_m A_c} \right) \quad (2.5.5)$$

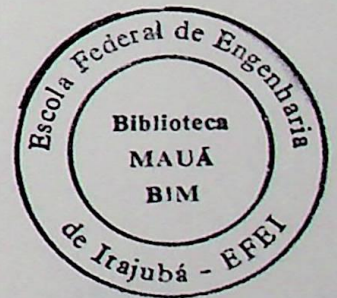
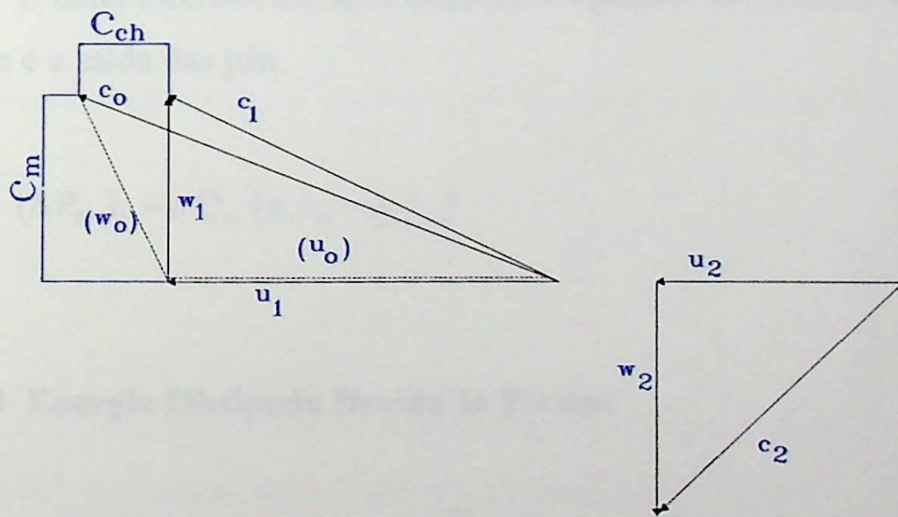
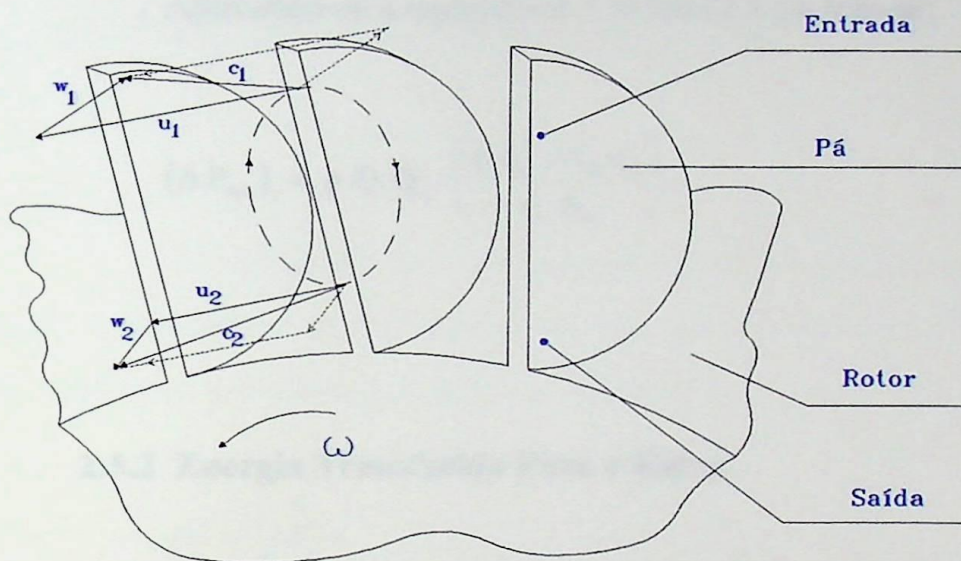


Figura 2.7 - Diagrama de Velocidades

Logo, o decréscimo de energia no canal, no setor considerado, em seu processo de transferência de energia para o rotor, é dado por:

$$(\Delta P_{th\infty})_I = (\Delta p)_{th\infty} Q \quad (2.5.6)$$

Aplicando-se a equação (2.5.5) em (2.5.6), tem-se:

$$(\Delta P_{th\infty})_I = \rho Q Q_m \left(\frac{r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}}{r_m A_c} \right) \quad (2.5.7)$$

2.5.2 Energia Transferida Para o Rotor.

É dada diretamente aplicando-se a equação de EULER no escoamento entre a entrada e a saída das pás.

$$(\Delta P_{th\infty})_{II} = \rho Q_m (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (2.5.8)$$

2.5.3 Energia Dissipada Devida às Perdas.

$$(\Delta P_{th\infty})_{Perdas} = \rho \sum \xi'_f Q_m \frac{c_m^2}{2} + \rho \xi_{ch} Q_m \frac{c_{ch}^2}{2} \quad (2.5.9)$$

A primeira expressão refere-se às perdas devidas ao atrito e à turbulência no escoamento circulatório e a segunda expressão, às perdas que ocorrem na entrada da pá devido ao choque.

Pela lei da conservação de energia tem-se:

$$(\Delta P_{th\infty})_I = (\Delta P_{th\infty})_{II} + (\Delta P_{th\infty})_{Perdas} \quad (2.5.10)$$

Substituindo-se as equações (2.5.7), (2.5.8) e (2.5.9) em (2.5.10), tem-se:

$$\rho Q_m Q \left(\frac{r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}}{r_m A_c} \right) = \rho Q_m (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) + \rho Q_m \sum \xi_f' \frac{c_m^2}{2} + \rho Q_m \xi_{ch} \frac{c_{ch}^2}{2} \quad (2.5.11)$$

De um modo geral, os pesquisadores de turbomáquinas regenerativas definem o coeficiente de vazão para a bomba pela razão da vazão real no canal pela vazão relativa ao movimento do rotor, vazão fictícia:

$$\varphi_R = \frac{Q}{A_c u_m} \quad (2.5.12)$$

ou pela relação da velocidade de escoamento no canal pela velocidade tangencial do rotor no raio r_m :

$$\varphi_R = \frac{c_{uc}}{u_m} = \eta_{hB} \quad (2.5.13)$$

que na realidade representa o próprio rendimento hidráulico da bomba. Neste caso, o valor da velocidade no canal é menor do que a velocidade no rotor.

Para a turbina, o coeficiente de vazão é o inverso, pois a velocidade no canal é maior do que a velocidade no rotor. Diante do exposto, o rendimento hidráulico da turbina é dado por:

$$\eta_{ht} = \frac{1}{\varphi_R} = \frac{u_m}{c_{uc}} \quad (2.5.14)$$

Ou seja $\varphi_R < 1$ para bomba e $\varphi_R > 1$ para turbina.

Considerando: $\xi_{ch} = 1$, $\sum \xi_f' = \xi_f$, turbina radial com pás retas, $\beta_1 = \beta_2 = 90^\circ$ e número infinito de pás, tem-se:

$$c_{u3} = c_{u2} = u_2 \quad (2.5.15)$$

Pela análise da Figura (2.7) verifica-se que a componente de velocidade de choque é:

$$c_{ch} = c_{u0} - u_1 \quad (2.5.16)$$

Levando-se em conta as equações (2.4.2), (2.4.3), (2.5.14), (2.5.15) em (2.5.11), obtém-se a seguinte expressão:

$$\frac{c_{uc} A_c}{r_m A_c} \left[r_1 \left(\frac{2u_m}{\varphi_R} - u_2 \right) - r_2 u_2 \right] = \left[u_1 \left(\frac{2u_m}{\varphi_R} - u_2 \right) - u_2^2 \right] + \xi_f \frac{c_m^2}{2} + \frac{1}{2} (c_{u0} - u_1)^2 \quad (2.5.17)$$

Após algumas transformações algébricas e fazendo $u = \omega r$, tem-se:

$$\frac{1}{\varphi_R} \left[\frac{r_1}{r_m} \left(\frac{2}{\varphi_R} - \frac{r_2}{r_m} \right) - \left(\frac{r_2}{r_m} \right)^2 \right] = \left[\frac{r_1}{r_m} \left(\frac{2}{\varphi_R} - \frac{r_2}{r_m} \right) - \left(\frac{r_2}{r_m} \right)^2 \right] + \frac{\xi_f}{2} \left(\frac{c_m}{u_m} \right) + \left(\frac{1}{2} \right) \left(\frac{2}{\varphi_R} - \frac{r_2}{r_m} - \frac{r_1}{r_m} \right)^2 \quad (2.5.18)$$

Fazendo-se algumas passagens algébricas, chega-se à equação das velocidades de escoamento:

$$\frac{c_m}{u_m} = \frac{1}{\sqrt{\xi_f}} \frac{r_2}{r_m} \sqrt{\left[1 - \left(\frac{r_1}{r_2} \right)^2 \right] + \frac{2}{\varphi_R} \left\{ 2 \frac{r_m}{r_2} \left[1 + \left(\frac{r_1}{r_2} - \frac{r_m}{r_2} \right) \frac{1}{\varphi_R} \right] - \left(1 + \frac{r_1}{r_2} \right) \right\}} \quad (2.5.19)$$

A equação (2.5.19) retrata uma expressão final adimensional para uma velocidade média de um modelo teórico. Ressalta-se que ξ_f (fator de atrito), é um fator de perda que engloba todas as perdas internas por atrito na turbina, como: atrito do fluido com as superfícies das pás do rotor e atrito do fluido no canal lateral.

No modelo proposto, o efeito de todas as perdas hidráulicas fica, então, considerado no valor do coeficiente ξ_f . Seria possível, em princípio, desenvolver modelos mais completos, separando as perdas hidráulicas em diversas parcelas, cada qual representada por um coeficiente específico. A aferição empírica desses coeficientes ficaria, todavia, na dependência de ensaios de muitas configurações geométricas de rotor, o que não seria viável no presente trabalho. Decidiu-se portanto, adotar o modelo mais simples e aferir o coeficiente ξ_f , para um caso particular de turbina regenerativa, conforme descrito nos itens subseqüentes.

Como mencionado na equação (2.5.14), o rendimento hidráulico da turbina é dado por:

$$\eta_{hT} = \frac{Y_{p\infty}}{Y_{th\infty}} = \frac{(\Delta P_{th\infty})_{II}}{(\Delta P_{th\infty})_I} \quad (2.5.20)$$

Substituindo-se as equações (2.5.7) e (2.5.8) na equação (2.5.20), tem-se:

$$\eta_{hT} = \frac{\rho Q_m (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2})}{\rho Q_m Q \left(\frac{r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}}{r_m A_c} \right)} \quad (2.5.21)$$

Desenvolvendo-se a equação (2.5.21), mostra-se que:

$$\eta_{hT} = \frac{\frac{r_1}{r_m} \left(2\phi_R - \frac{r_2}{r_m} \right) - \left(\frac{r_2}{r_m} \right)^2}{\phi_R \left[\frac{r_1}{r_m} \left(2\phi_R - \frac{r_2}{r_m} \right) - \left(\frac{r_2}{r_m} \right)^2 \right]} \quad (2.5.22)$$

$$\eta_{hT} = \frac{1}{\phi_R} \quad (2.5.23)$$

Prova-se desta maneira que o rendimento hidráulico (coeficiente de vazão) da turbina é o inverso do rendimento hidráulico da bomba.

2.6 DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE PRESSÃO

O coeficiente de pressão é dado pela seguinte equação:

$$\psi_{th\infty} = \frac{2\Delta p_{th\infty}}{\rho u_m^2} \quad (2.6.1)$$

Substituindo-se a equação (2.5.5) na equação (2.6.1), tem-se

$$\psi_{th\infty} = \frac{2\rho Q_m}{u_m^2 \rho r_m A_c} (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad (2.6.2)$$

A vazão de circulação meridional é dada por:

$$Q_m = c_m A_m \quad (2.6.3)$$

$$A_m = L_1 b_1 \quad (2.6.4)$$

$$L_1 = 2\pi r_1 \left(1 - \frac{\theta_N}{360}\right) \quad (2.6.5)$$

$$b_1 = r_o - r_c \quad (2.6.6)$$

Substituindo, as equações (2.6.3) e (2.6.4) em (2.6.2), tem-se:

$$\psi_{th\infty} = \frac{2c_m L_1 b_1}{u_m^2 r_m A_c} (r_1 c_{u1} - r_2 c_{u2}) \quad (2.6.7)$$

Pelas equações (2.4.2), (2.5.13), (2.5.15), sendo que $u = \omega r$ em (2.6.7), chega-se a:

$$\psi_{th\infty} = \frac{2c_m L_1 b_1}{u_m^2 r_m A_c} \left[r_1 \left(\frac{2}{\varphi_R} u_m - u_2 \right) - r_2 u_2 \right] \quad (2.6.8)$$

Fazendo-se algumas transformações algébricas e desenvolvendo-se a equação (2.6.8), tem-se:

$$\psi_{th\infty} = \frac{2c_m L_1 b_1}{u_m r_m A_c} \left[\frac{r_1}{u_m} \left(\frac{2}{\varphi_R} u_m - u_2 \right) - \frac{r_2 u_2}{u_m} \right]$$

$$\psi_{th\infty} = \frac{2c_m L_1 b_1}{u_m r_m A_c} \left[\frac{2r_1 u_m}{\varphi_R u_m} - \frac{r_1 u_2}{u_m} - \frac{r_2 u_2}{u_m} \right]$$

$$\psi_{th\infty} = \frac{2c_m L_1 b_1}{u_m A_c} \left[\frac{2r_1}{\phi_R r_m} - \frac{r_1 r_2}{r_m^2} - \frac{r_2^2}{r_m^2} \right]$$

A equação final do coeficiente de pressão fica conforme (2.6.9) já que $\frac{c_m}{u_m}$ foi definida na equação (2.5.19).

$$\psi_{th\infty} = \frac{c_m}{u_m} \frac{2L_1 b_1}{A_c} \left(\frac{r_2}{r_m} \right)^2 \left[\frac{2r_1 r_m}{\phi_R r_2^2} - \frac{r_1}{r_2} - 1 \right] \quad (2.6.9)$$

2.7 SIMULAÇÃO

Para a análise do comportamento da turbina regenerativa, desenvolveu-se um programa computacional em linguagem FORTRAN, tomando como base as equações 2.5.19 e 2.6.9 desenvolvidas anteriormente. Nesta simulação, considerou-se um coeficiente de perdas $\xi_f = 2,9$, tendo em vista as dimensões características do estudo em questão, principalmente pelo fato de que a máquina utilizada nos testes experimentais, conforme descrição na parte III deste trabalho, possui dimensões características idênticas àquelas da bomba regenerativa testada por Nogueira [10] e que, naquele trabalho, foi considerado o coeficiente de atrito $\xi_f = 2,9$ na utilização da formulação de Grabow, na qual se baseou o presente equacionamento para turbinas regenerativas.

Dado ao direcionamento deste trabalho, em que o objetivo principal é verificar a potencialidade da turbomáquina regenerativa funcionando como turbina hidráulica, foram consideradas somente as perdas por atrito e por choque, conforme procedimento do próprio Grabow [6], em seu estudo de turbomáquinas geradoras.

Entretanto, tanto o equacionamento da perda por atrito e por choque dependem de coeficientes experimentais. No presente caso, considerou-se o

coeficiente de choque ξ_{ch} igual a 1 (um) e o coeficiente de atrito $\xi_f = 2,9$, conforme acima descrito.

Visando uma comparação com resultados experimentais, utilizou-se como parâmetros geométricos aqueles de uma bomba regenerativa do tipo toroidal existente na EFEI, conforme descrição no capítulo III deste trabalho.

Com o intuito de verificar o comportamento geral da turbina regenerativa, procurou-se traçar alguns gráficos mais representativos. Neste caso, fixou-se a energia específica $Y = 182,61 \text{ J/kg}$, correspondente a uma altura de 17,5 m, que foi uma das condições de teste experimental descrita no próximo capítulo.

A Figura 2.8 mostra a dependência da vazão em função da rotação para uma determinada energia específica. Observando-se o gráfico, nota-se que há um aumento da vazão com o aumento da rotação, sendo este aumento mais acentuado para os valores maiores de d/D , que, por sua vez, corresponde a uma máquina de rotação

específica maior, pois $n_q = n \frac{Q^{1/2}}{Y^{3/4}}$. Como Y foi mantido constante e a vazão aumentou,

a rotação específica conseqüentemente aumentou para uma mesma rotação.

É interessante observar que esta característica é muito semelhante ao comportamento da turbina do tipo Francis com rotação específica normal tendendo para rápida. Por outro lado, a turbina regenerativa é essencialmente uma turbomáquina de baixa rotação específica e a expectativa de seu comportamento seria a de uma Francis lenta, onde a vazão diminui com o aumento da rotação, situação esta oposta ao observado.

Uma das explicações plausíveis é que, na turbina regenerativa, a direção do escoamento é tangencial e o sentido de escoamento é o mesmo do rotor. Assim sendo, uma maior rotação implica uma vazão maior.

A Figura 2.9 mostra o comportamento do coeficiente de pressão em relação ao coeficiente de vazão, observando-se que, neste tipo de máquina, o coeficiente de vazão é superior a 1 (um).

Para se traçar os gráficos onde aparecem os coeficientes de vazão (φ) e de pressão (ψ) foram desenvolvidas as seguintes equações:

$$\varphi_R = \frac{Q}{A_c u_m} \quad (2.7.1)$$

Como a área do canal é dada por:

$$A_c = \frac{\pi d^2}{8} \quad (2.7.2)$$

$$u_m = \pi D_m n \quad (2.7.3)$$

onde D_m é o diâmetro médio da máquina.

Substituindo-se (2.7.2) e (2.7.3) em (2.7.1), tem-se:

$$\varphi_R = \frac{Q}{\left(\frac{\pi d^2}{8}\right) \pi D_m n \frac{1}{60}} \quad (2.7.4)$$

onde a rotação n em (rpm) e os diâmetros $d = 0,06$ m e $D_m = 0,09$ m, são dados retirados de uma máquina já existente e que foi utilizada para realizar os testes, conforme descrição completa no próximo capítulo.

Desenvolvendo-se a equação (2.7.4), tem-se:

$$\varphi_R = \frac{Q}{6,662 \cdot 10^{-3} n} \quad (2.7.5)$$

sendo a vazão Q em (l/s).

O coeficiente de pressão (ψ) é dado por:

$$\psi = \frac{2 \Delta p}{\rho u_m^2} \quad (2.7.6)$$

$$\psi = \frac{2 Y}{u_m^2} \quad (2.7.7)$$

$$\psi = \frac{2 Y}{\pi^2 D_m^2 n^2} \quad (2.7.8)$$

Para um $Y = 182,61 \text{ J/kg}$, $D_m = 0,09 \text{ m}$ e a rotação n em rpm, a equação (2.7.8) fica:

$$\psi = 90\,063 \frac{Y}{n^2} \quad (2.7.9)$$

Para traçar o gráfico da bomba, do coeficiente de vazão em função do coeficiente de pressão, basta fazer $\frac{1}{\psi}$ e $\frac{1}{\phi}$.

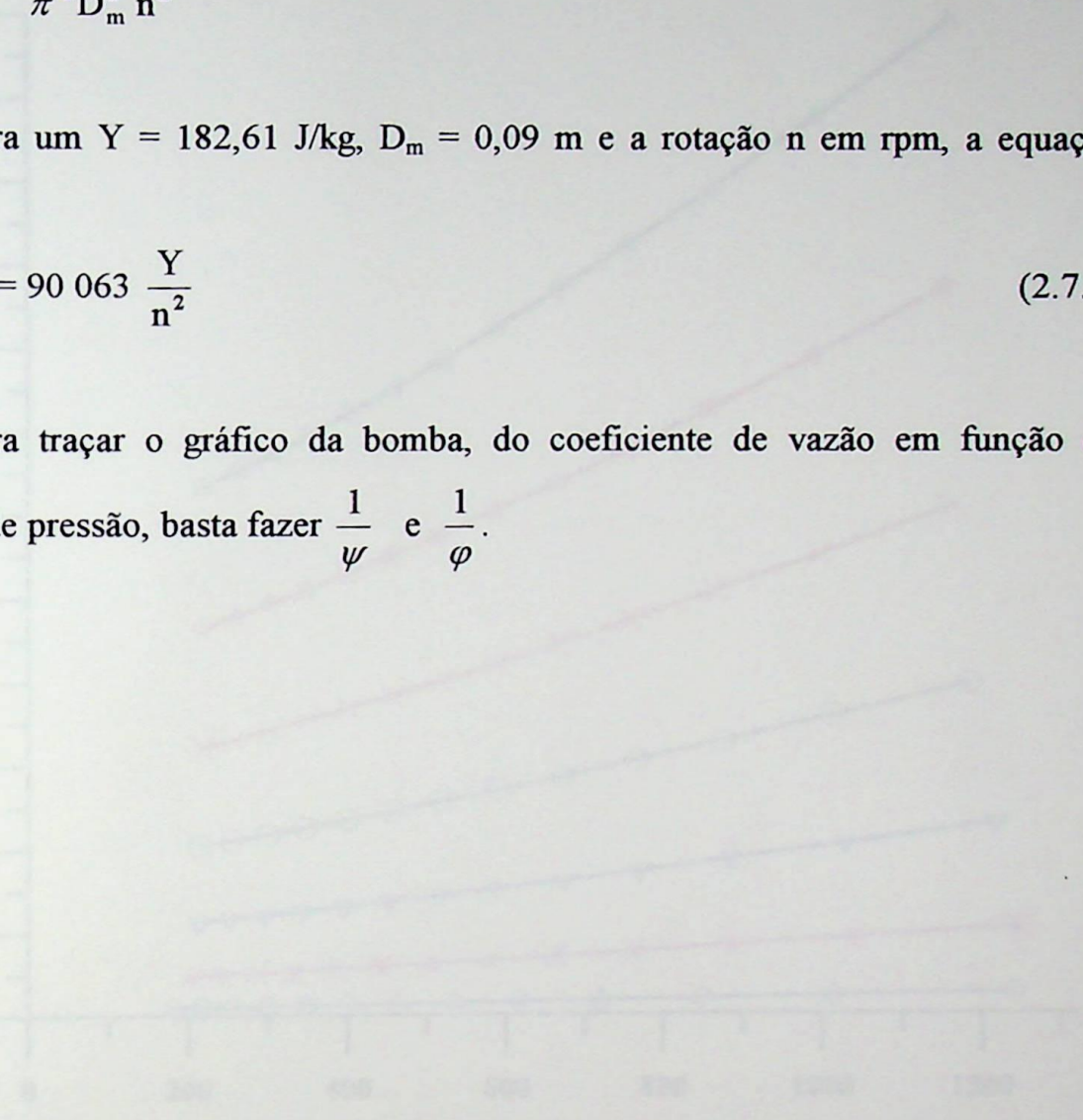


Figura 2.5 - Turbina Regenerativa Tipo Toroidal
Normalizada para $Y_{th} = 182,61 \text{ J/kg}$

- $d/D = 0,1$
- $d/D = 0,2$
- $d/D = 0,3$
- $d/D = 0,4$
- $d/D = 0,5$
- $d/D = 0,6$
- $d/D = 0,7$



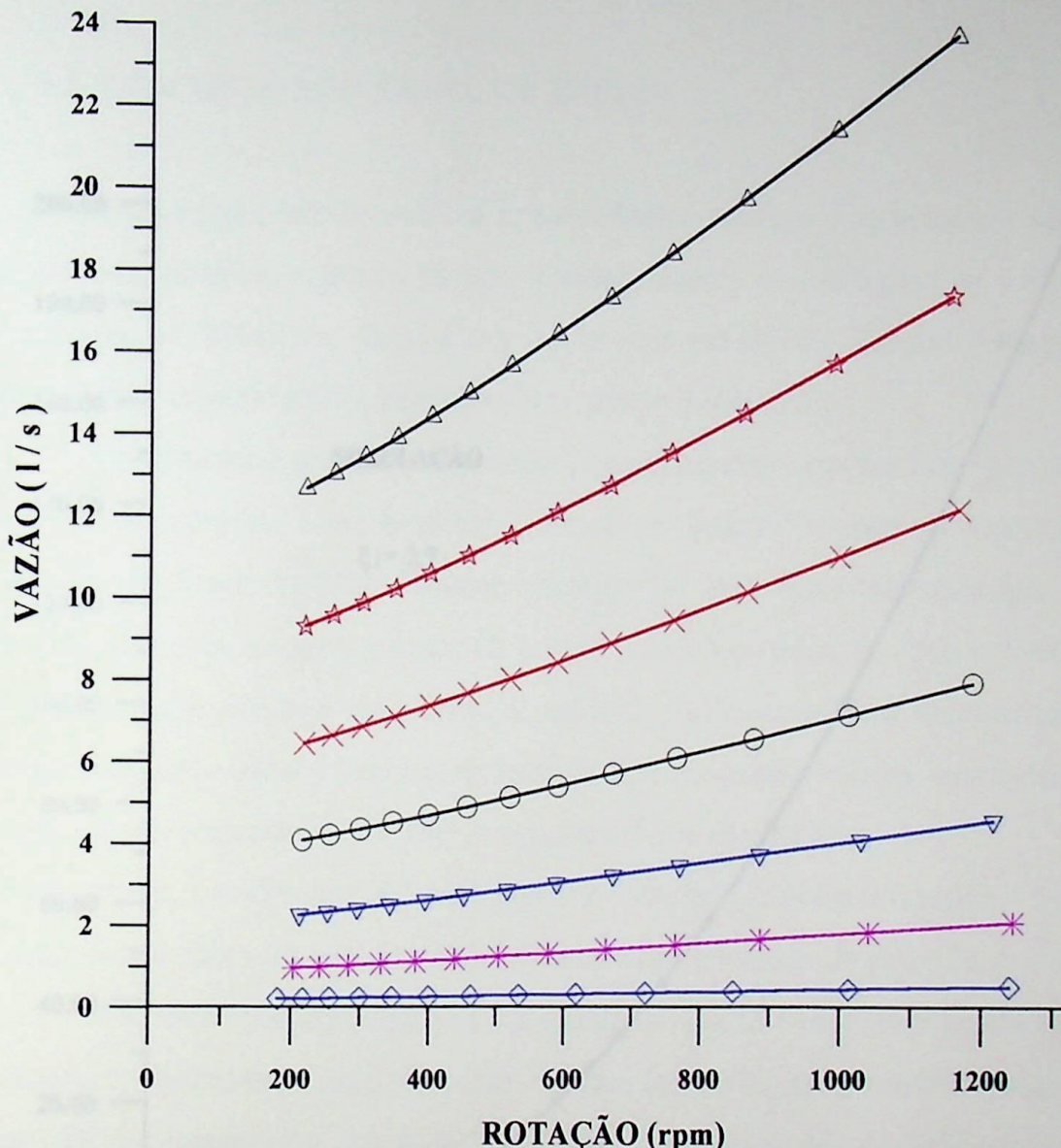
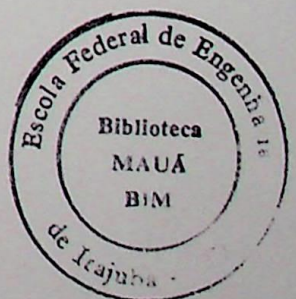


Figura 2.8 - Turbina Regenerativa Tipo Toroidal
Simulação para $Y_{th} = 182,61 \text{ J/kg}$

- $d / D = 0,1$
- $d / D = 0,2$
- $d / D = 0,3$
- $d / D = 0,4$
- $d / D = 0,5$
- $d / D = 0,6$
- $d / D = 0,7$



III ANÁLISE EXPERIMENTAL

3.1 DESCRIÇÃO DO BANCO DE TESTES

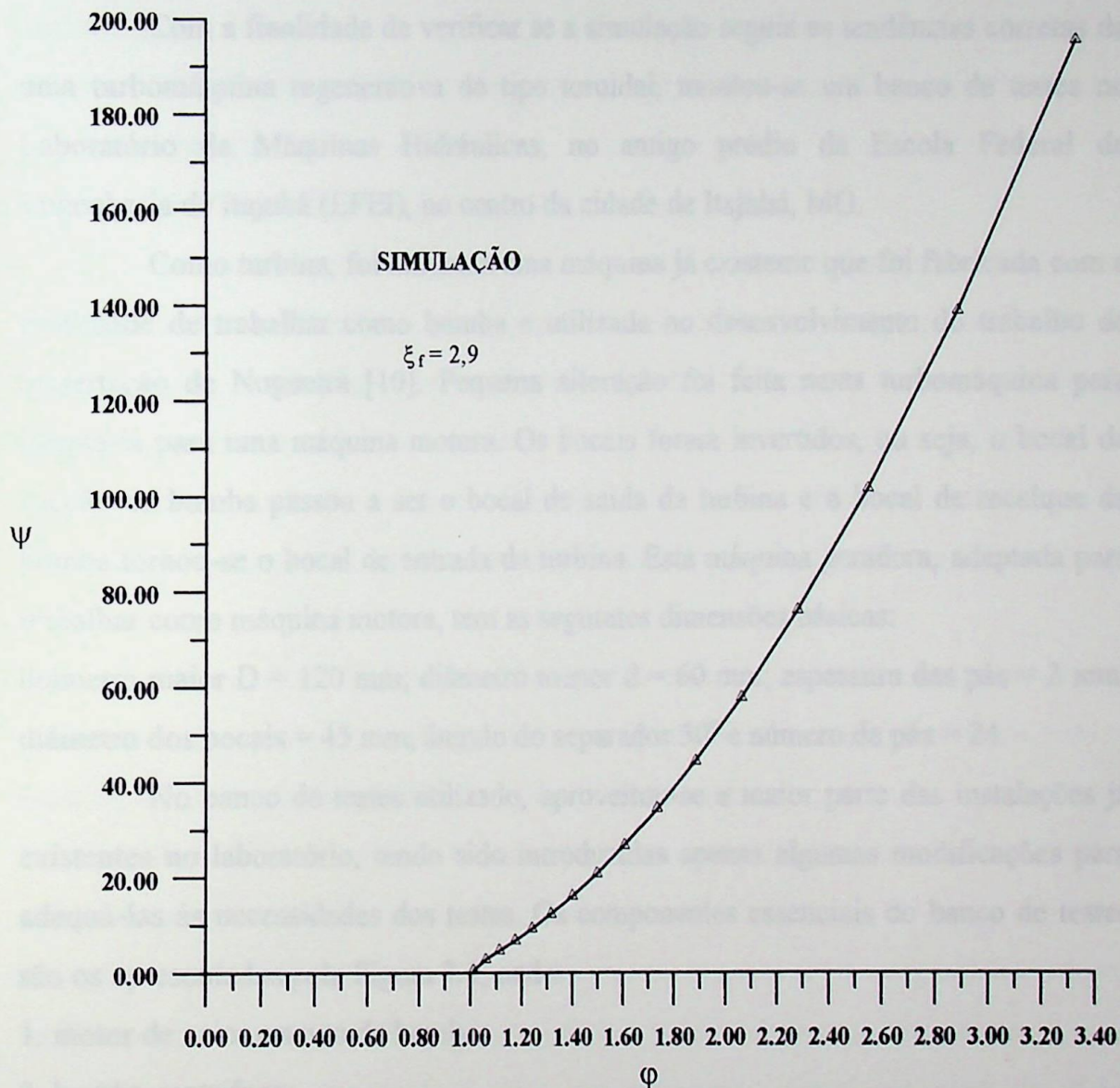


Figura 2.9 - Coeficiente de Pressão (ψ) x Coeficiente de Vazão (ϕ)

III ANÁLISE EXPERIMENTAL

3.1 DESCRIÇÃO DO BANCO DE TESTES

Com a finalidade de verificar se a simulação seguia as tendências corretas de uma turbomáquina regenerativa do tipo toroidal, montou-se um banco de testes no Laboratório de Máquinas Hidráulicas, no antigo prédio da Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI), no centro da cidade de Itajubá, MG.

Como turbina, foi utilizada uma máquina já existente que foi fabricada com a finalidade de trabalhar como bomba e utilizada no desenvolvimento do trabalho de dissertação de Nogueira [10]. Pequena alteração foi feita nesta turbomáquina para adaptá-la para uma máquina motora. Os bocais foram invertidos, ou seja, o bocal de sucção da bomba passou a ser o bocal de saída da turbina e o bocal de recalque da bomba tornou-se o bocal de entrada da turbina. Esta máquina geradora, adaptada para trabalhar como máquina motora, tem as seguintes dimensões básicas:

diâmetro maior $D = 120$ mm; diâmetro menor $d = 60$ mm; espessura das pás = 2 mm; diâmetro dos bocais = 45 mm; ângulo do separador 30° e número de pás = 24.

No banco de testes utilizado, aproveitou-se a maior parte das instalações já existentes no laboratório, tendo sido introduzidas apenas algumas modificações para adequá-las às necessidades dos testes. Os componentes essenciais do banco de testes são os apresentados pela Figura 3.1, onde:

1. motor de acionamento da bomba;
2. bomba centrífuga;
3. tubulação de recalque da bomba;
4. manômetro em U de mercúrio;
5. válvula de controle de vazão;
6. manômetro de Bourdon;
7. turbina regenerativa do tipo toroidal;
8. freio eletrodinamométrico;
9. reostato (caixa de resistência);

10. painel de controle;
11. tubulação de descarga da turbina;
12. canal do vertedouro;
13. ponta limnimétrica;
14. vertedouro.
15. VG1, VG2, E VG4 - válvulas de gaveta que já faziam parte do circuito hidráulico aproveitado;
16. VG3 E VG5 - válvulas de gaveta para controle da vazão.

A altura disponível para a turbina é obtida por uma bomba centrífuga com um manômetro de Bourdon logo no início da tubulação de recalque. Na entrada da turbina ligada à tubulação de recalque da bomba, colocou-se um manômetro de Bourdon. Assim controlou-se a pressão do fluido na saída da bomba e à entrada da turbina, correspondendo à altura disponível do fluido. Antes do manômetro de Bourdon, na entrada da turbina, também colocou-se uma válvula para controle da vazão.

O bocal de saída da turbina foi ligado a uma tubulação que desaguava em um canal com um vertedouro triangular, onde uma ponta limnimétrica foi utilizada para se medir a espessura da lâmina d'água para cálculo da vazão.

Para variar a carga na turbina, foi ligada uma série de resistências elétricas, com o objetivo de se fazer a simulação de cargas.

Um freio eletrodinamométrico com armadura móvel foi acoplado ao eixo da turbina para medição de elementos que levariam ao cálculo da potência efetiva.

A rotação foi medida com um tacômetro digital no eixo do freio eletrodinamométrico.

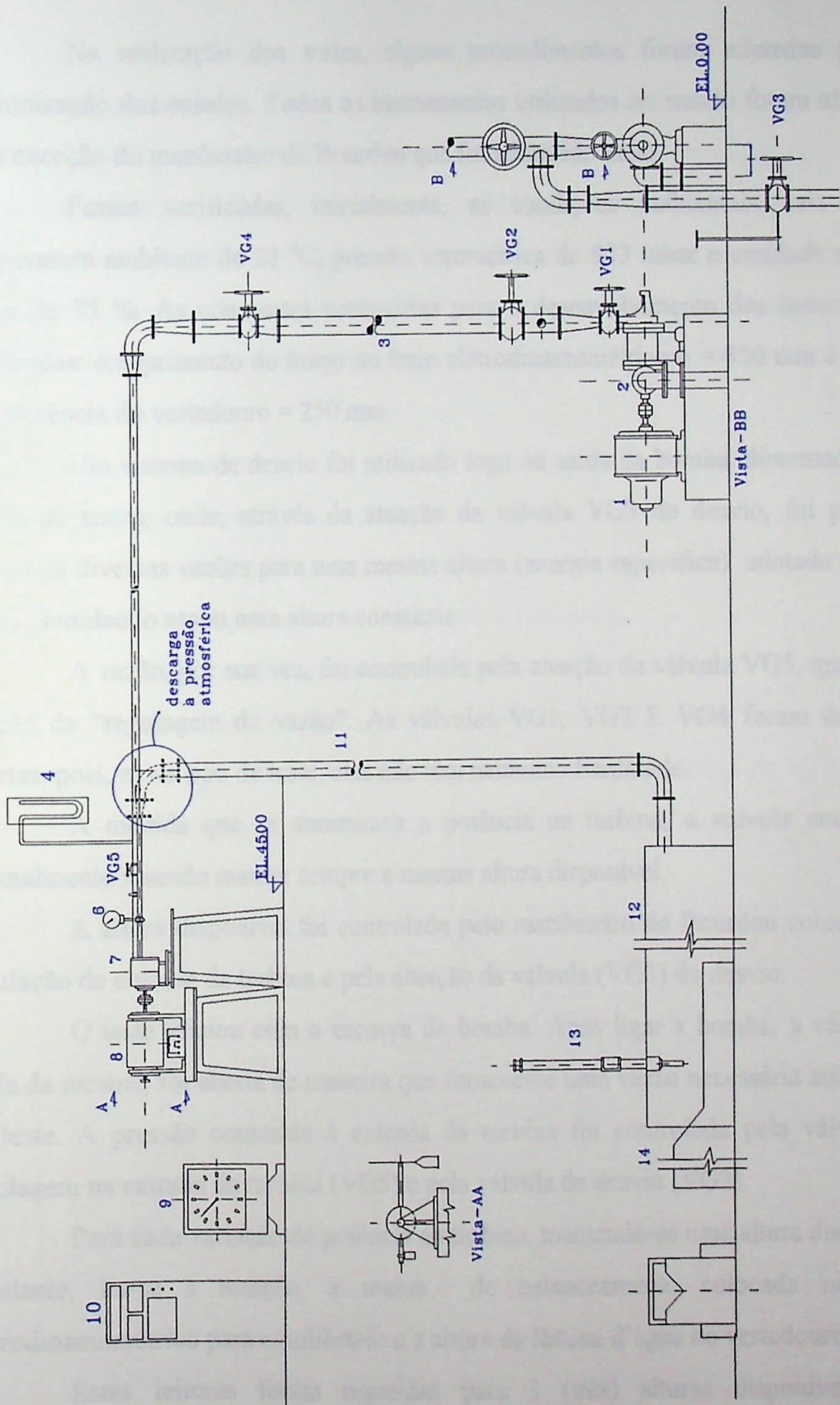


Figura 3.1 - Esquema do Banco de Testes

3.2 METODOLOGIA DOS TESTES

Na realização dos testes, alguns procedimentos foram adotados para a padronização dos ensaios. Todos os instrumentos utilizados no ensaio foram aferidos, com exceção do manômetro de Bourdon que foi adquirido novo.

Foram verificadas, inicialmente, as condições ambientais, tais como: temperatura ambiente de 21 °C, pressão barométrica de 953 mbar e umidade relativa do ar de 75 %. As constantes necessárias para o desenvolvimento dos testes foram conferidas: comprimento do braço do freio eletrodinamométrico $b = 450$ mm e altura de referência do vertedouro = 250 mm.

Um sistema de desvio foi utilizado logo na saída da bomba alimentadora do banco de testes, onde, através da atuação da válvula VG3 do desvio, foi possível ajustar as diversas vazões para uma mesma altura (energia específica) adotada para os testes, simulando assim uma altura constante.

A vazão, por sua vez, foi controlada pela atuação da válvula VG5, que tem a função de “regulagem da vazão”. As válvulas VG1, VG2 E VG4 foram mantidas abertas, pois, neste tipo de teste, elas não têm nenhuma finalidade.

À medida que se aumentava a potência na turbina, a válvula era aberta manualmente visando manter sempre a mesma altura disponível.

A altura disponível foi controlada pelo manômetro de Bourdon colocado na tubulação de entrada da turbina e pela atuação da válvula (VG3) do desvio.

O teste iniciou com a escorva da bomba. Após ligar a bomba, a válvula, à saída da mesma, foi aberta de maneira que fornecesse uma vazão necessária até o final do teste. A pressão constante à entrada da turbina foi controlada pela válvula de regulagem na entrada da turbina (VG5) e pela válvula de desvio (VG3).

Para cada variação de potência na turbina, mantendo-se uma altura disponível constante, lia-se a rotação, a massa de balanceamento colocada no freio eletrodinamométrico para equilibrá-lo e a altura da lâmina d'água no vertedouro.

Estas leituras foram repetidas para 3 (três) alturas disponíveis pré-determinadas.

3.2.1 Técnica Utilizada no Ensaio

Introduzimos uma certa carga na turbina através das resistências elétricas que tinham a função de frenagem, simulando uma carga. Obviamente, com a frenagem a vazão era aumentada através da abertura do registro para que a pressão se mantivesse constante. Mantida a pressão constante na turbina, foram lidas: a rotação com o tacômetro no eixo do freio, a altura da lâmina d'água com a ponta limnimétrica no vertedouro, a pressão de entrada do fluido na entrada da turbina no manômetro de Bourdon e as massas calibradas colocadas no freio eletrodinamométrico para equilíbrio do mesmo.

Com estas medidas lidas, foi possível calcular a vazão, a energia disponível, a potência hidráulica, a potência efetiva e o rendimento.

A cada nova frenagem da turbina, aumentava-se a vazão mantendo-se a pressão de entrada constante. Novas leituras eram realizadas.

Foram realizadas várias medidas com a mesma pressão na entrada da turbina, após o que, esta pressão era variada e o processo se repetia.

Os testes foram realizados com as alturas disponíveis de 10,0 mH₂O, 17,5 mH₂O e 25,0 mH₂O, como podem ser verificados nas Tabelas 3.1, 3.2 e 3.3 respectivamente.

POS.	VALORES LIDOS				VALORES CALCULADOS					
	p ₁	n	h _{vert.}	m	h _v	Q	Y _d	P _h	P _{ef}	η
	k _p /cm ²	rpm	mm	g	mm	l/s	J/kg	kW	kW	%
01	1,00	947	408,5	50	158,5	8,4	109,03	0,9159	0,021	2,30
02	1,00	894	408,0	215	158,0	8,3	109,03	0,9050	0,088	9,80
03	1,00	870	406,8	240	156,8	8,1	109,03	0,8832	0,096	10,90
04	1,00	850	406,6	320	156,6	8,1	109,03	0,8832	0,125	14,23
05	1,00	705	402,5	620	152,5	7,6	109,03	0,8341	0,202	24,22
06	1,00	575	398,0	840	148,0	7,2	109,03	0,7851	0,223	28,44
07	1,00	360	389,5	950	139,5	6,2	109,03	0,6760	0,158	23,38

Tabela 3.1 - Testes realizados com a turbomáquina regenerativa do tipo toroidal com uma altura disponível de 10,0 mH₂O

POS.	VALORES LIDOS				VALORES CALCULADOS					
	p_1	n	$h_{vert.}$	m	h_v	Q	Y_d	P_h	P_{ef}	η
	k_p/cm^2	rpm	mm	g	mm	l/s	J/kg	kW	kW	%
01	1,75	1240	426,8	160	176,8	10,5	182,61	1,9240	0,092	4,78
02	1,75	1134	424,4	490	174,4	10,2	182,61	1,8600	0,256	13,76
03	1,75	1052	422,2	695	172,2	9,8	182,61	1,7890	0,337	18,83
04	1,75	943	420,0	1000	170,0	9,6	182,61	1,7470	0,435	24,89
05	1,75	860	417,7	1225	167,7	9,3	182,61	1,6890	0,487	28,83
06	1,75	755	414,5	1425	164,5	8,8	182,61	1,6100	0,497	30,86
07	1,75	676	412,4	1560	162,4	8,5	182,61	1,5610	0,487	31,19
08	1,75	516	407,0	1740	157,0	7,9	182,61	1,4350	0,415	28,91
09	1,75	460	404,6	1770	154,6	7,6	182,61	1,3820	0,376	27,20
10	1,75	330	400,6	1910	150,6	7,1	182,61	1,2960	0,291	22,45

Tabela 3.2 - Testes realizados com a turbomáquina regenerativa do tipo toroidal, com uma altura disponível de 17,5 mH₂O

POS.	VALORES LIDOS				VALORES CALCULADOS					
	p_1	n	$h_{vert.}$	m	h_v	Q	Y_d	P_h	P_{ef}	η
	k_p/cm^2	rpm	mm	g	mm	l/s	J/kg	kW	kW	%
01	2,50	907	427,3	1760	177,0	10,62	256,18	2,7200	0,737	27,09
02	2,50	838	426,0	2200	176,0	10,43	256,18	2,6710	0,852	31,89
03	2,50	720	422,2	2110	172,2	9,88	256,18	2,5310	0,702	27,73
04	2,50	660	421,4	2300	171,4	9,77	256,18	2,5020	0,701	28,01
05	2,50	640	419,4	2240	169,4	9,49	256,18	2,4310	0,662	27,23
06	2,50	580	418,1	2420	168,1	9,31	256,18	2,3850	0,648	27,16

Tabela 3.3 - Testes realizados com uma turbomáquina regenerativa do tipo toroidal, com uma altura disponível de 25,0 mH₂O

Após um certo aumento de pressão, ou seja, com 25,0 mH₂O as medidas revelaram-se incorretas, o que impossibilitou a continuação dos testes.

Estas incorreções nas medidas ocorreram devido a incompatibilidades de dimensão e resistência da máquina para sujeitar pressões mais elevadas, pois, como foi dito anteriormente, a mesma não fora construída com a finalidade de trabalhar como turbina. À medida que se aumentava a altura disponível, surgiram vazamentos elevados. Esta ocorrência provocou uma instabilidade na rotação da turbina e, por medida de segurança, foram encerrados os testes. A turbina poderia não mais suportar a pressão à qual estava sendo submetida. Com o aumento do vazamento, foi impossível obter-se uma leitura correta da vazão, uma vez que o sistema começou a oscilar, influenciando a rotação da máquina e, por conseguinte, a sua potência, bem como outras variáveis que dependem da vazão e rotação.

3.2.2 Equacionamento

Com os dados levantados do teste da turbina regenerativa passou-se aos cálculos da potência efetiva, potência hidráulica e o rendimento, com o intuito de se traçar os gráficos e compará-los com os resultados da simulação para averiguar se as tendências estavam corretas, já que, até a presente data, não há dados disponíveis sobre o comportamento de uma turbina regenerativa do tipo toroidal.

O método utilizado para se determinar a potência efetiva consistiu nos seguinte procedimentos: inicialmente, foi zerado o sistema; colocou-se contrapeso no freio eletrodinamométrico para que ficasse em equilíbrio, operação realizada a cada variação na simulação de carga na turbina. A cada variação da carga, foram colocadas as massas calibradas para se manter o equilíbrio do freio eletrodinamométrico.

Partindo dos princípios de que

$$P_{ef} = M \omega \quad (3.1)$$

$$M = F b \quad (3.2)$$

$$\omega = \frac{2 \pi n}{60} \quad (3.3)$$

sabendo-se que “b” (distância do ponto de aplicação da força ao centro do eixo) = 450 mm e substituindo-se (3.2) e (3.3) na equação (3.1) tem-se:

$$P_{ef} = 0,46229 \text{ m n } 10^{-3} \quad (3.4)$$

A potência hidráulica é determinada da seguinte maneira:

$$P_h = \rho g H Q \quad (3.5)$$

Como a energia específica disponível é dada por:

$$Y_d = g H \quad (3.6)$$

podemos escrever a equação (3.5) como se segue:

$$P_h = \rho Y_d Q \quad (3.7)$$

Desenvolvendo-se a equação da energia específica disponível, tem-se:

$$Y_d = \frac{\Delta p}{\rho} + \frac{\Delta C^2}{2} + g \Delta z \quad (3.8)$$

O termo referente à energia cinética $\frac{\Delta C^2}{2}$ é anulado, uma vez que o diâmetro do tubo de entrada é exatamente o mesmo da saída e as perdas por fuga foram desprezadas.

Neste caso, a energia específica pode ser representada em função $\frac{\Delta p}{\rho}$ e Δz , obtendo-se:

$$\frac{\Delta p}{\rho} = [(p_1 \cdot 10) + 0,365] \cdot 9,81 \quad (3.9)$$

onde p_1 é a pressão na entrada, medida em manômetro tipo Bourdon, com escala de medição em kgf/cm^2 . Sendo g = aceleração da gravidade no local, e que neste caso considerou-se o valor usual 9,81. O termo 0,365 é a diferença de altura entre o ponto de tomada de pressão no tubo e o ponto de leitura no manômetro.

$$\Delta z = 801,75 - 801,00 \quad (3.10)$$

Substituindo-se as equações (3.9) e (3.10) em (3.8), tem-se:

$$Y_d = (p_1 \cdot 10 + 0,365) \cdot 9,81 + 9,81(801,75 - 801,00) \quad (3.11)$$

$$Y_d = [(p_1 \cdot 10 + 0,365) + 0,75] \cdot 9,81 \quad (3.12)$$

Logo, a potência hidráulica é dada por:

$$P_h = Y_d \cdot Q \cdot 10^{-3} \quad (3.13)$$

A vazão é obtida diretamente do gráfico $h_v = f(Q)$, onde o valor da espessura da lâmina d'água do vertedouro é dado por:

$$h_v = h_{vlido} - 250 \quad (3.14)$$

h_{vlido} é obtido da leitura da ponta limnimétrica e o valor 250 é referência de leitura.

3.2.3 Resultados

Dentro das condições suportadas pela turbomáquina testada, os resultados mostraram as tendências realizadas na simulação. À medida que a altura disponível foi aumentada, houve um aumento de vazão.

Nas Figuras 3.2, 3.3 e 3.4 da vazão x rotação nota-se perfeitamente a tendência mostrada na simulação teórica, ou seja, a rotação aumenta com o acréscimo da vazão. Observou-se que estes aumentos de vazão com os aumentos de rotação obtidos da simulação (teóricos) são maiores que aqueles alcançados experimentalmente, comportamento este provavelmente originário de influência de perdas, que na simulação teórica foram simplificadas. Entretanto, o interessante a observar é que as curvas apresentam as mesmas tendências.

Outro aspecto esclarecedor é o fato das curvas teóricas e as experimentais se cruzarem. Tomando-se como exemplo a Figura 3.2, o ponto de cruzamento situa-se por volta de 540 (rpm), sendo que, para valores maiores, a curva predita teoricamente é maior e, para valores menores, ocorre o inverso, ou seja, a curva teórica apresenta vazões menores que aquelas obtidas experimentalmente. Provavelmente este comportamento esteja diretamente correlacionado com as perdas por choque.

A Figura 3.5 da potência x rotação demonstra a tendência do crescimento da potência efetiva com o aumento da queda disponível, o que nos leva a supor que se pode conseguir um valor consideravelmente maior, se a altura disponível ultrapassar os 25,0 mH₂O. Observa-se que as curvas do gráfico foram ajustadas por interpolação, para uma melhor visão da tendência da máquina, já que problemas como

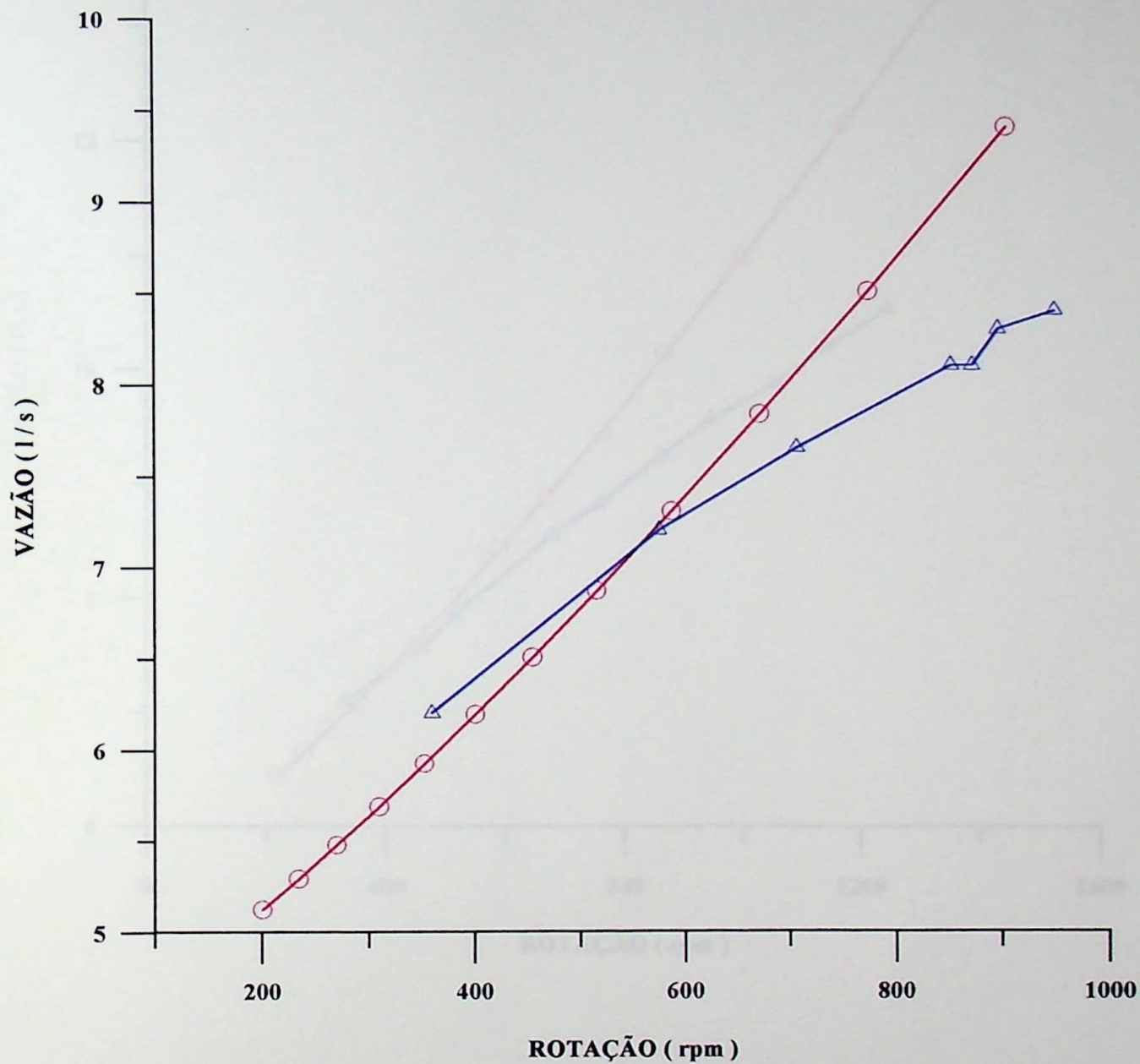


Figura 3.2 - Simulação e Ensaio para $Y_d = 109,03 \text{ J/kg}$

- Simulação
- △— Ensaio

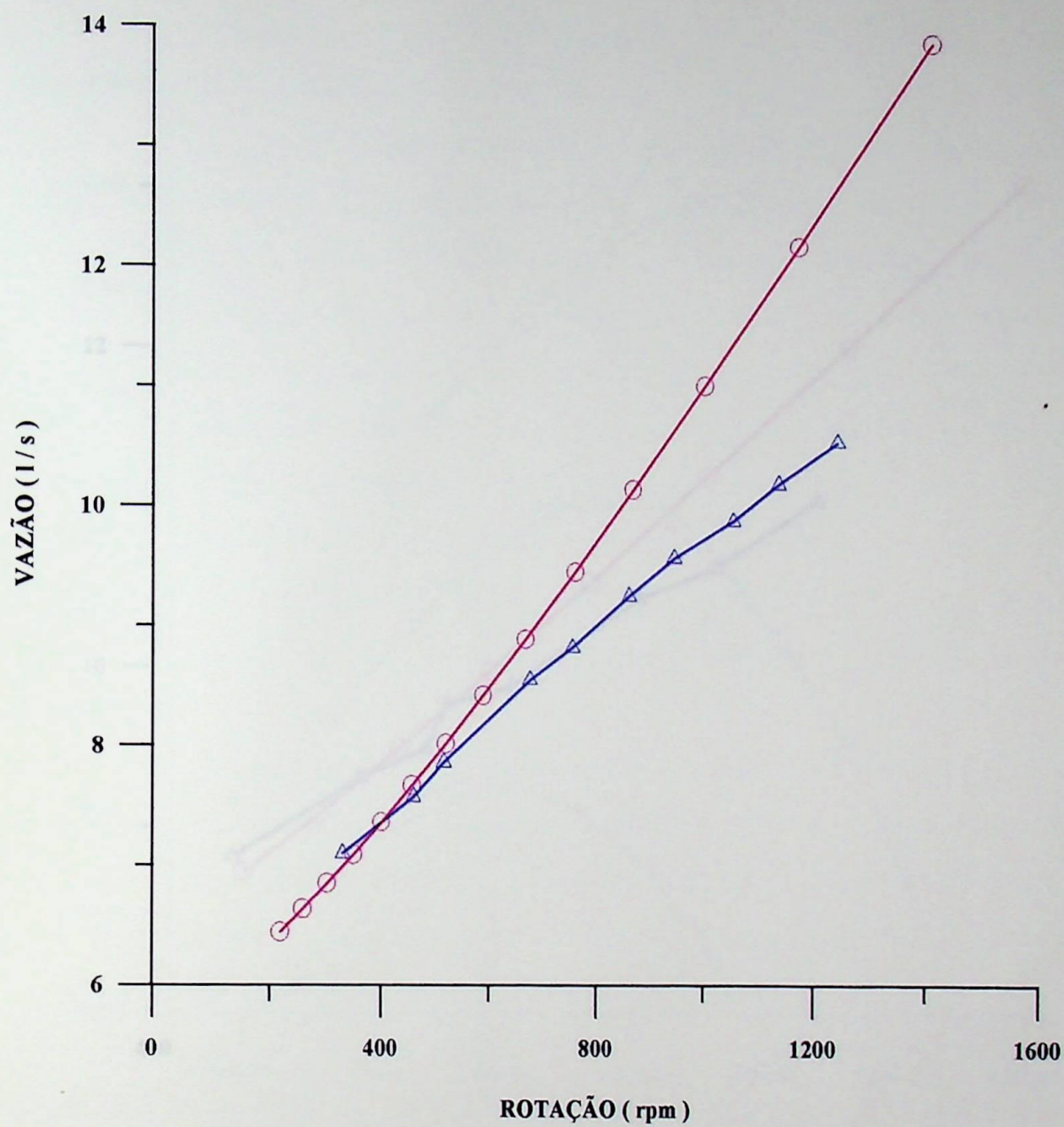


Figura 3.3 - Simulação e Ensaio para $Y_d = 182,61 \text{ J/kg}$

- Simulação
- △ Ensaio

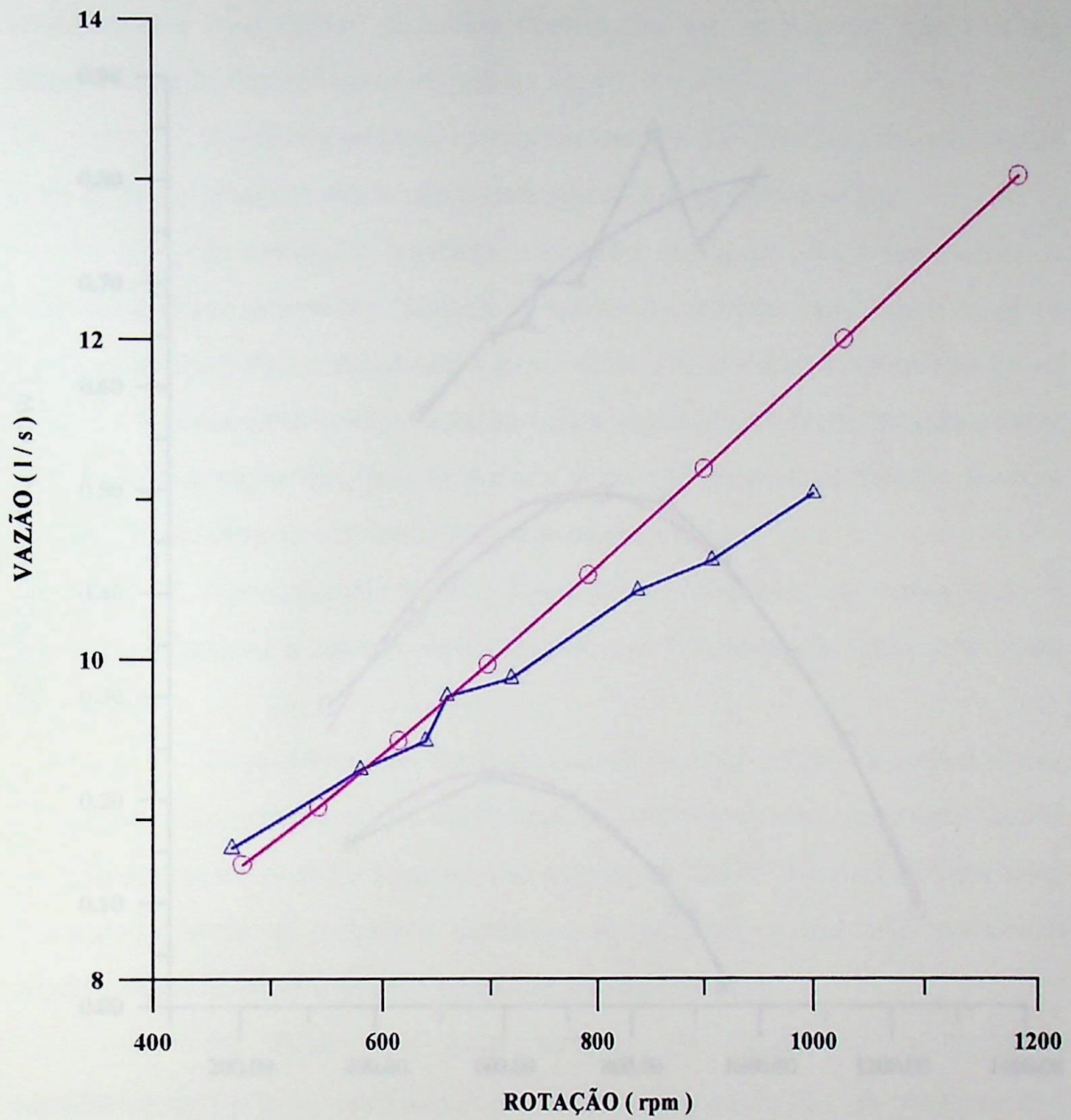


Figura 3.4 - Simulação e Ensaio para $Y_d = 256,18 \text{ J/kg}$

- Simulação
- △— Ensaio

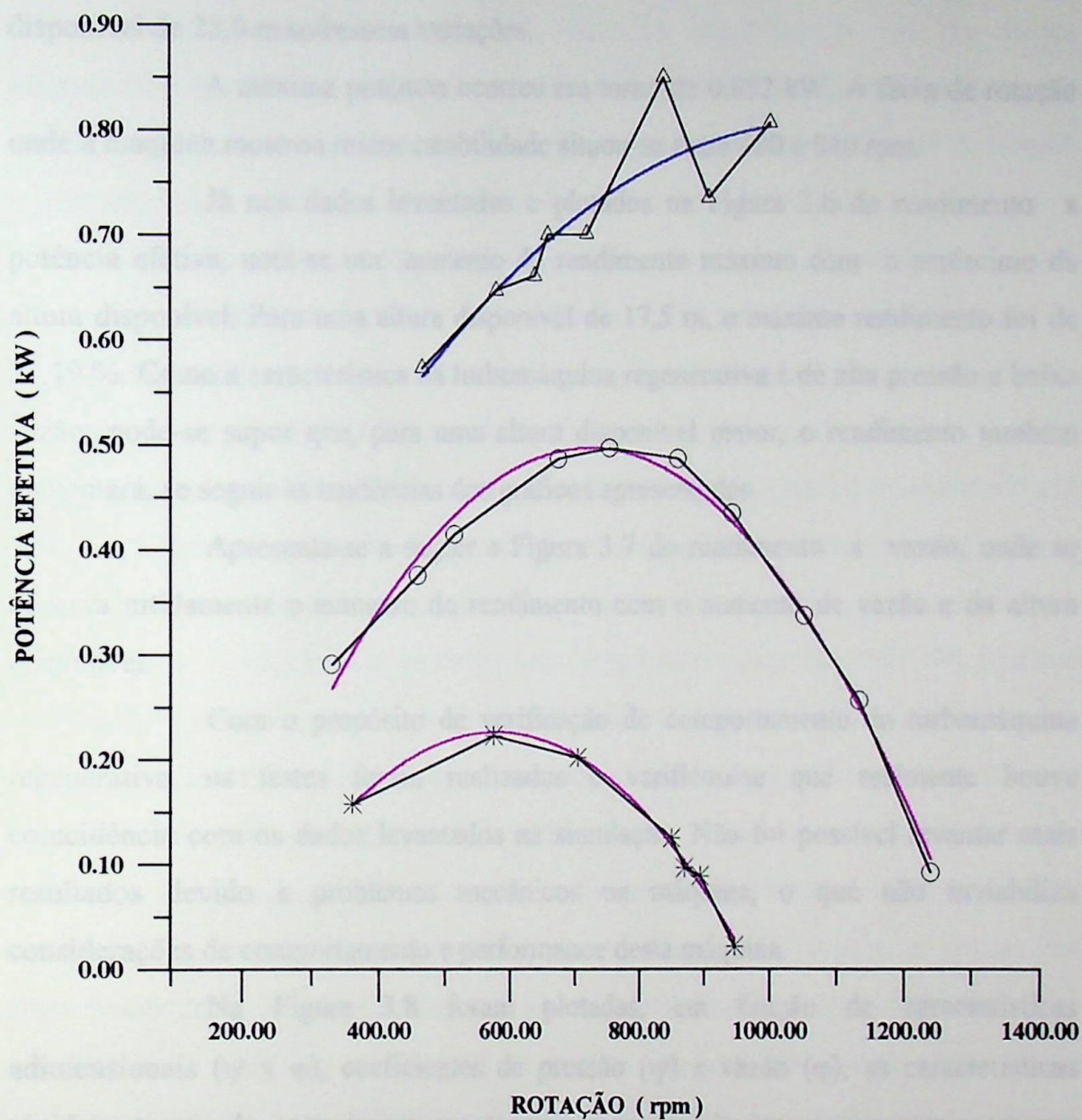


Figura 3.5 - Ensaio Turbina Regenerativa Tipo Toroidal

- *— $Y_d = 109,03 \text{ J/kg}$
- $Y_d = 182,61 \text{ J/kg}$
- △— $Y_d = 256,18 \text{ J/kg}$

vazamentos e instabilidade na turbina fizeram com que as medidas para a altura disponível de 25,0 m sofressem variações.

A máxima potência ocorreu em torno de 0,852 kW. A faixa de rotação onde a máquina mostrou maior estabilidade situou-se entre 480 e 840 rpm.

Já nos dados levantados e plotados na Figura 3.6 do rendimento \times potência efetiva, nota-se um aumento do rendimento máximo com o acréscimo da altura disponível. Para uma altura disponível de 17,5 m, o máximo rendimento foi de 31,19 %. Como a característica da turbomáquina regenerativa é de alta pressão e baixa vazão, pode-se supor que, para uma altura disponível maior, o rendimento também aumentará, se seguir as tendências dos gráficos apresentados.

Apresenta-se a seguir a Figura 3.7 do rendimento \times vazão, onde se observa nitidamente o aumento do rendimento com o aumento de vazão e da altura disponível.

Com o propósito de verificação do comportamento da turbomáquina regenerativa, os testes foram realizados e verificou-se que realmente houve coincidência com os dados levantados na simulação. Não foi possível levantar mais resultados devido a problemas mecânicos na máquina, o que não inviabiliza considerações de comportamento e performance desta máquina.

Na Figura 3.8 foram plotadas, em função de características adimensionais ($\psi \times \varphi$), coeficientes de pressão (ψ) e vazão (φ), as características obtidas através do equacionamento teórico e dos resultados experimentais em sua modalidade de bomba e de turbina. Os resultados experimentais da máquina funcionando como bomba foram transcritos da dissertação de Nogueira [10].

Como a máquina é a mesma na modelagem teórica, considerou-se o mesmo coeficiente de atrito $\xi_f = 2,9$, conforme mencionado anteriormente, demonstrando, assim, que a teoria desenvolvida aplica-se razoavelmente bem, tanto para bomba como para turbina.

Semelhante comportamento é apresentado para a máquina funcionando como turbina, observando-se, neste caso, um efeito mais acentuado tanto da perda por choque como do efeito de escorregamento, uma vez que, nesta condição (funcionando

como turbina), o gradiente (campo) de pressão atua na mesma direção da rotação da máquina, razão esta que espalha os resultados experimentais em sua forma adimensional (coeficiente de pressão x coeficiente de vazão). Tais resultados deveriam ser representados por uma única curva, ou seja, deveriam ser independentes da pressão e rotação. Assim sendo, necessariamente devem ser introduzidos no equacionamento teórico os efeitos de escorregamento e perdas por choque. Desta forma, seriam previstas, com mais exatidão, as características de funcionamento que, no caso da turbina, dependem da pressão de trabalho, conforme comportamento demonstrado claramente pelos resultados experimentais (Figura. 3.8). E no mesmo gráfico, observa-se que o comportamento predito, com o equacionamento proposto, é representado por uma única curva, o que indica a necessidade de um tratamento (equacionamento) mais apurado para previsão de características de funcionamento da turbina regenerativa.

É interessante observar que os resultados experimentais são bastante consistentes, em que pese o fato de haverem sido obtidos de forma precária, na sua modalidade de turbina, uma vez que é pequeno o espalhamento entre pontos na curva adimensional, para as três condições de pressão dadas. Ainda mais, devemos considerar que a máquina não estava projetada para funcionar como turbina, portanto, com mancais permitindo deslocamentos. Com o aumento da pressão, as perdas por fuga passaram a ser representativas, o que provavelmente está provocando este espalhamento, uma vez que era de se esperar somente uma curva adimensional representativa das três condições de pressão (energia específica) em que foram realizados os testes.

Novamente neste gráfico, observa-se o comportamento de cruzamento das curvas teóricas e experimentais, tanto na modalidade de bomba como na de turbina, podendo ser associado às perdas por choque e atrito.



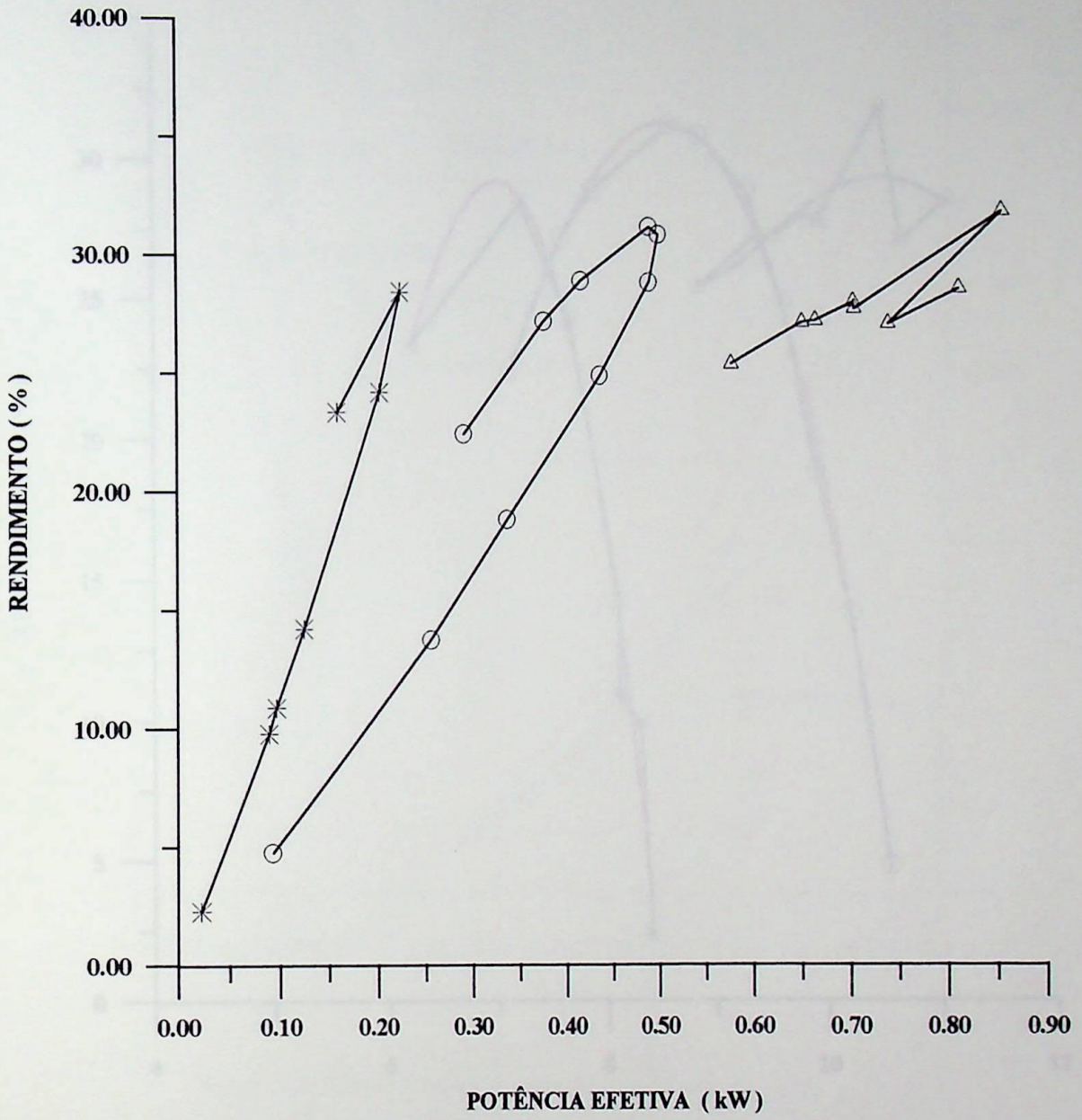


Figura 3.6 - Ensaio Turbina Regenerativa Tipo Toroidal

—*— Yd = 109,03 J/kg

—○— Yd = 182,61 J/kg

—△— Yd = 256,18 J/kg

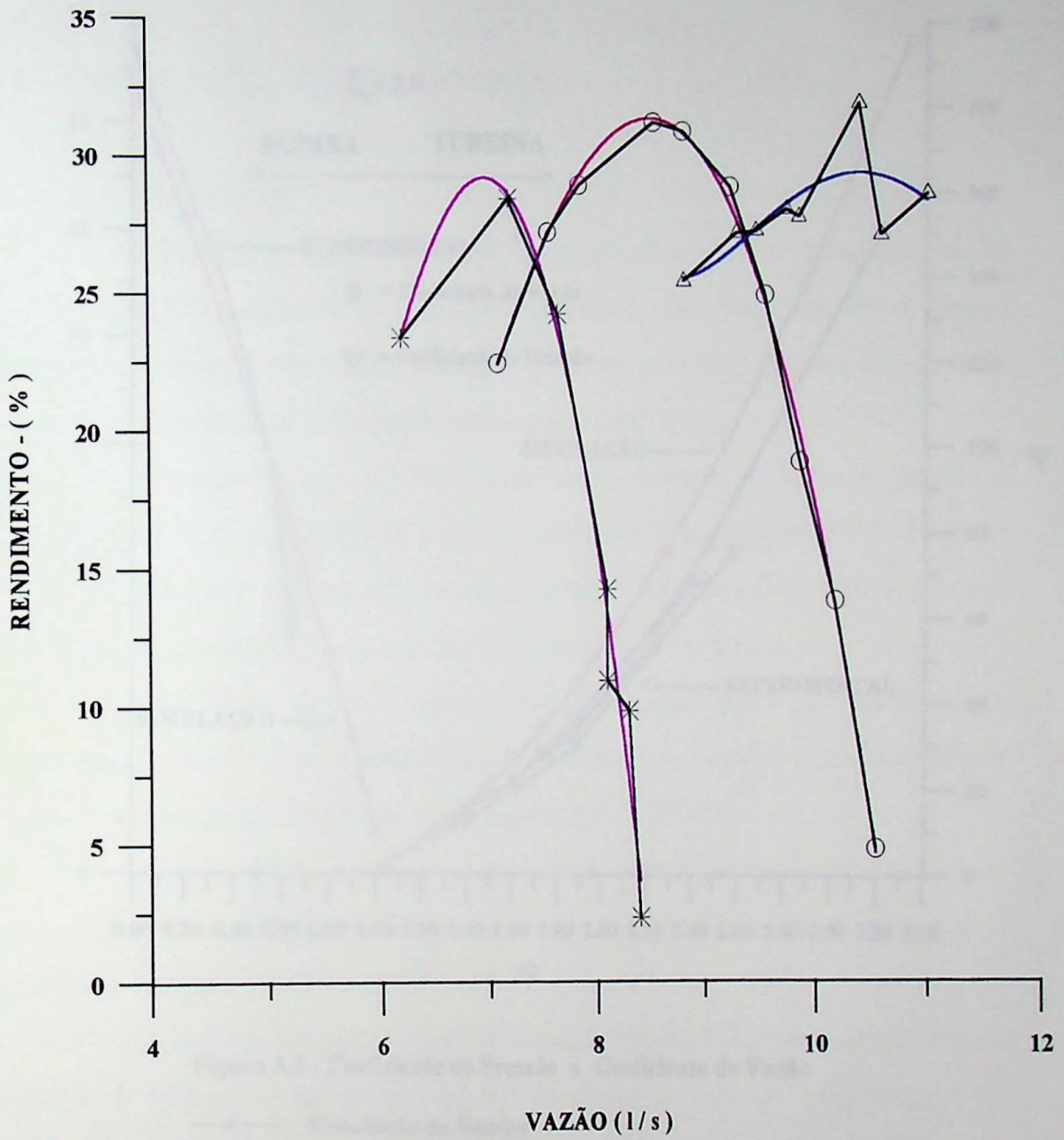


Figura 3.7 - Ensaio Turbina Regenerativa do Tipo Toroidal

- * — $Y_d = 109,03 \text{ J/kg}$
- ○ — $Y_d = 182,61 \text{ J/kg}$
- △ — $Y_d = 256,18 \text{ J/kg}$

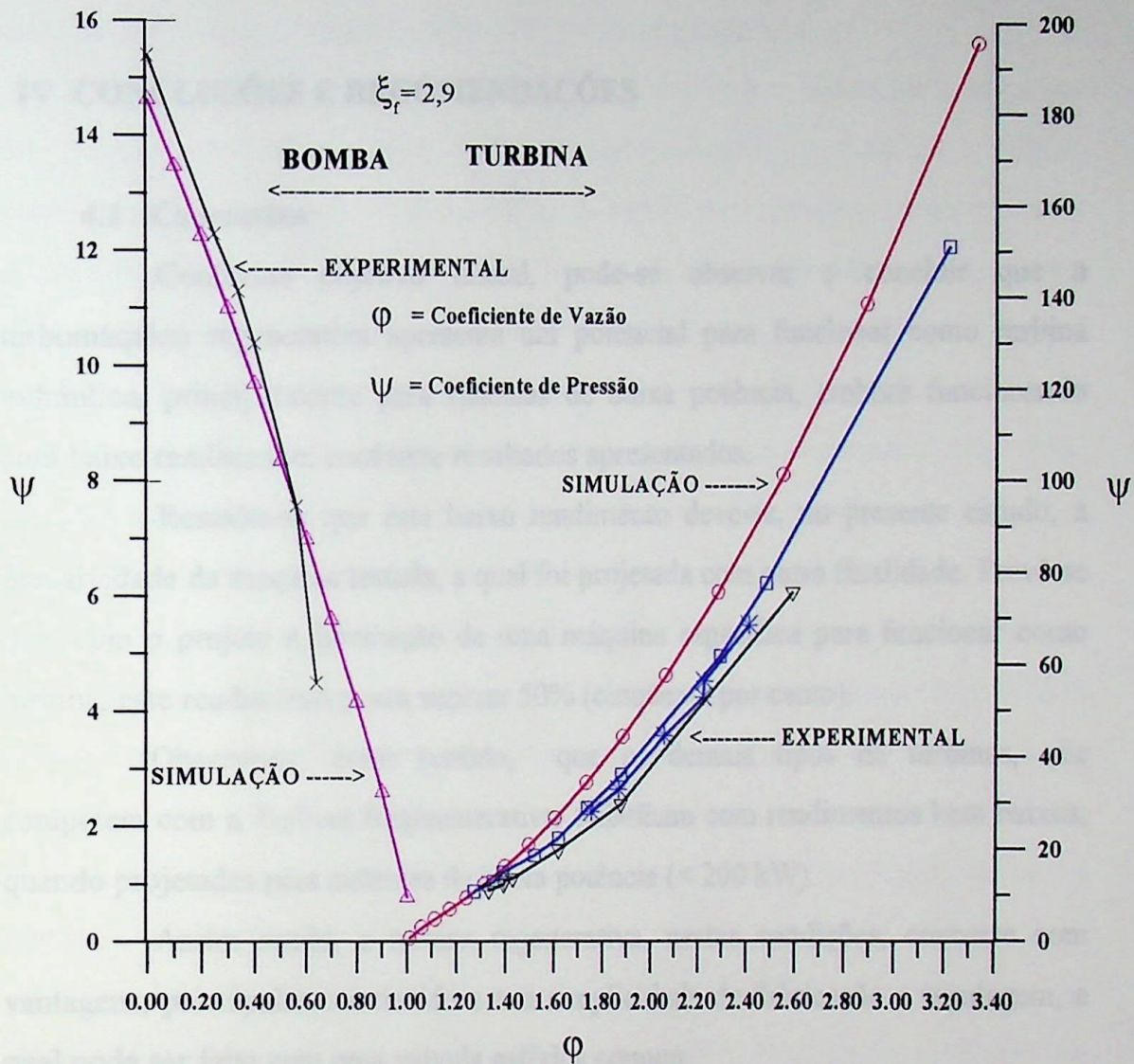


Figura 3.8 - Coeficiente de Pressão x Coeficiente de Vazão

- △— Simulação da Bomba
- ×— Ensaio Bomba conforme referência [10]
- Simulação da Turbina
- ▽— Ensaio Turbina para $Y_d = 109,03 \text{ J/kg}$
- Ensaio Turbina para $Y_d = 182,61 \text{ J/kg}$
- *— Ensaio Turbina para $Y_d = 256,18 \text{ J/kg}$

IV CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

4.1 Conclusões

Conforme objetivo inicial, pode-se observar e concluir que a turbomáquina regenerativa apresenta um potencial para funcionar como turbina hidráulica, principalmente para sistemas de baixa potência, embora funcionando com baixo rendimento, conforme resultados apresentados.

Ressalte-se que este baixo rendimento deve-se, no presente estudo, à precariedade da máquina testada, a qual foi projetada com outra finalidade. Prevê-se que, com o projeto e fabricação de uma máquina específica para funcionar como turbina, este rendimento possa superar 50% (cinquenta por cento).

Observa-se, neste sentido, que os demais tipos de turbinas, que competem com a Turbina Regenerativa, trabalham com rendimentos bem baixos, quando projetadas para sistemas de baixa potência (< 200 kW).

Assim sendo, a turbina regenerativa, nestas condições, concorre com vantagens, principalmente devido a sua simplicidade de fabricação e regulagem, a qual pode ser feita com uma válvula esférica comum.

A turbina Pelton é a principal concorrente deste tipo de turbina, ora em estudo. A fabricação do sistema injetor da Pelton resulta em melhoria do seu rendimento, porém, ocasiona um aumento sensível de seu custo.

Com relação aos resultados da simulação teórica e dos experimentos, observa-se uma boa concordância entre os mesmos, apesar de se ter utilizado um equacionamento simplificado para a simulação. Assim sendo, mais uma vez ficam comprovados os fundamentos da Teoria Circulatória para representação e análise do funcionamento da turbomáquina regenerativa.

Conforme pode ser observado na Figura 3.8, ficou demonstrado que o modelo utilizado pode ser estendido para análise de turbina regenerativa, sem

nenhuma dificuldade, bastando para isto inverter simplesmente os raios de entrada e saída do rotor no posicionamento da linha média representativa.

É interessante observar que existe um cruzamento nítido entre as curvas de funcionamento previstas (obtidas teoricamente) e aquelas obtidas experimentalmente (Figuras 3.2, 3.3 e 3.4). A origem provável deste comportamento reside nas perdas, principalmente as de choque, que, neste tipo de máquina, passam a ter predominância, uma vez que o fluido passa diversas vezes pelo rotor em seu percurso entre os bocais de entrada e saída da máquina. Esta perda por choque ocorre a cada entrada do fluido nas pás, portanto, apresentando um efeito cumulativo com influência inversa para rotações maiores ou menores, relativas à rotação “nominal”, dependendo diretamente da pressão da máquina. Por exemplo, se considerarmos a rotação de 800 rpm (Figuras 3.2 a 3.4), vemos que a diferença entre a curva prevista e a experimental é maior para alturas (energias específicas) menores, decrescendo para alturas maiores, que mostra claramente a influência das perdas como origem da diferença entre valores previstos e experimentais. Obviamente a área de cruzamento entre as curvas indica uma região de perda mínima.

Na Figura 3.7 é mostrado também este efeito, principalmente se observarmos a curva obtida para a bomba. Neste caso, o cruzamento se dá para um coeficiente de vazão 0,6 aproximadamente, o qual corresponde ao ponto de projeto da referida máquina.

Observou-se também, pelos resultados experimentais da máquina funcionando como bomba (Nogueira 10), que o coeficiente de vazão 0,6 corresponde ao ponto de funcionamento da bomba, ou seja, ponto de máximo rendimento, portanto, de mínima perda, o que comprova a linha de raciocínio acima descrita.

De forma semelhante, o mesmo raciocínio pode ser aplicado para analisar o efeito de escorregamento, que também ocasiona diferença entre a curva prevista e a experimental. Quanto ao efeito de escorregamento, que normalmente não ocorre nos outros tipos de turbina, na turbina regenerativa ele é presente,

principalmente devido à existência de gradiente de pressão no canal lateral e, portanto, apresenta-se com bastante influência tanto na perda por choque, como no efeito de escorregamento.

Neste trabalho, por limitação de tempo, não foi possível fazer um estudo mais apurado das perdas e subsequente introdução de seus efeitos no equacionamento para predição de características de funcionamento.

4.2 SUGESTÕES PARA DESENVOLVIMENTO DE TRABALHOS FUTUROS

Não foram considerados os efeitos das perdas no equacionamento, mas, como exposto anteriormente, estes efeitos estão presentes e com relativa intensidade. Portanto, sugere-se que seja realizado um estudo destas perdas com maior profundidade, introduzindo-se estes efeitos no equacionamento, preferencialmente procedendo-se a uma análise teórico-experimental de cada uma das perdas, individualmente e com posterior inter-relacionamento entre si.

Outra linha de estudo bastante interessante seria a aplicação de métodos numéricos à análise de escoamento neste tipo de máquina.

Sob o aspecto experimental, deve-se projetar e construir diversas turbinas, procurando identificar e quantificar influências de fatores tais como:

- Comportamento de máquinas com diferentes relações d/D , o que certamente estaria ligado com a identificação da rotação específica;
- Influência do número de pás;
- Influência do ângulo de inclinação das pás;
- Influência da geometria dos bocais e do separador, bem como identificação de sua interdependência.

BIBLIOGRAFIA

1. BAIBAKOV, O. V. **"The development of theoretical methods, for the calculation of regenerative (vortex) pump"**. VNII gidromash, Issue XXXV, 1965, p. 81-113.
2. BURTON. J. D. **"A theoretical and experimental analysis of the flow in regenerative pumps and turbomachines"**. Ph. D. Thesis, University of Southampton, 1966.
3. BURTON. J. D. **"The prediction and improvement of regenerative turbomachine performance"**. The BHRA Members Conference, Cranfield, Report SP 915, 1967.
4. BURTON. J. D. **"Mathematical Model for Regenerative or Peripheral Turbomachines"**. Conference on Fluid Machinery, Budapest, p. 298 - 308. 1979.
5. ENGELS, H. **"Untersuchungen an Ringpumpen (Seitenkanal pumpen)"**. Doktor Thesis, TH-Hannover, 1940.
6. GRABOW, G., SUONG, NGUYEN DUE. **"Charakteristiken der Seitenkanalmaschine als Turbine und Pumpe"**. Forschung im Ingenieurwesen Engineering Research Bd. 60, 1994, Nr. 4.
7. GRABOW, G. **"Comparison of several theories of the mechanism of flow in peripheral regenerative pumps"**. Proceedings of the fourth conference on Fluid Machinery. Akademiai Kiado, Budapest, p. 497 - 524, 1972.
8. GRABOW, G. **"Effect of the shape of blades on the characteristics in the partial load area of peripheral regenerative pumps, Hidrodynamic fluid couplings and vortex pumps"**. Proceedings of the fourth conference on Fluid Machinery. Akademiai Kiado, Budapest, p. 497 - 524, 1972.
9. IVERSEN, H. W. **"Performance of the periphery pump"**. Transaction of the ASME, vol 77, 1955.
10. NOGUEIRA, M. F. M. **"Análise da Bomba Regenerativa como Separadora de Fluidos"**. Dissertação submetida à Escola Federal de Engenharia de Itajubá, para obtenção do grau de Mestre em Ciências, em Engenharia Mecânica, 1994.

11.VARELLA, S. **“A theoretical and experimental analysis of regenerative blower”**. Dissertation submitted to Southampter University for degree of Doctor of Philosophy, March 1981.

12.WALLACE, F. J., et alii. **“A theoretical model for the performance prediction of fully filled fluid couplings”**. Int. J. Mech Science, vol. 20, p. 335 - 347, Pergamon Press Ltda, England, 1978.

13.WILSON, W. A., SANTALO, M. A., OELRICH, J. A. **“A theory of the fluid dynamic mechanism of regenerative pumps”**. Trans. of the ASME, vol. 77, p. 1303 - 1316, 1955.

