

TESE

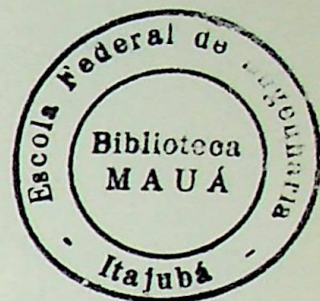
601

Escola  
Federal de  
Engenharia de  
Itajubá

COMPORTAMENTO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS

FUNCIONANDO COMO TURBINAS HIDRÁULICAS

Prof. Augusto Nelson C.Viana



COMPORTAMENTO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS  
FUNCIONANDO COMO TURBINAS HIDRÁULICAS

Prof. Augusto Nelson C.Viana

CLASS. 621.67:621.221 (043.2)  
 COTT. V 614c  
 601



EFEL / BIBLIOTECA

ESTE LIVRO DEVE SER DEVOLVIDO NA  
 ÚLTIMA DATA CARIMBADA.

07.4.94	01/03/02	01/06/2014
22-12-94	05.04.07	19/02/15
28.02.95	09.05.07	18/09/19
<del>05/07/05</del>	31.07.07	
<del>07/11/07</del>	19.9.2007	
14.11.2007	12/11/07	
<del>09</del>	17.12.2007	
03/05/04	21.01.08	
21 MAR 2005	22/04/08	
06/04/05	31/03/08	
<del>16/04/05</del>	05/05/08	
<del>06</del>	10.6.2008	
15/05/02	09.08.08	
19/06/06	08.09.08	
10.08.06	13/10/08	
11/09/06		
18.10.06	28/10/08	
21.11.06	01.12.06	
26/12/07	05.03.09	
<del>02/02/07</del>	30.03.09	



Ministério da Educação e Cultura  
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ  
Reconhecida Lei 3232 - 05/01/1917

A N E X O I

PRONUNCIAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

A Comissão Examinadora, abaixo assinada, nomeada por Portaria nº 311 de 30/11/87, considerando o resultado do Julgamento da Prova de Defesa Pública da Dissertação de Mestrado intitulada: "Comportamento de Bombas Centrifugas Funcionando como Turbinas"

apresenta pronunciamento no sentido de que a Comissão de Pós-Graduação da Escola Federal de Engenharia de Itajubá solicite ao DRA (Departamento de Registros Acadêmicos) a expedição do título de Mestre em Engenharia Mecânica na Área de Concentração de Máquinas de Fluxo satisfeitas as demais exigências regimentais à Augusto Nelson Carvalho Viana.

Itajubá, 01 de dezembro de 1987

1º Examinador

Prof. Richard Bran.

ITA

2º Examinador

Prof. Djalma Brighenti

EFEI

3º Examinador

Prof. Zulcy de Souza

EFEI- Orientador



Ministério da Educação e Cultura  
ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

A N E X O    I I

FOLHA DE JULGAMENTO DA COMISSÃO EXAMINADORA

Título da Dissertação: "Comportamento de Bombas Centrífugas Funcionando Como Turbinas"

Autor: \_\_\_\_\_

JULGAMENTO

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

Resultado médio: Conceito \_\_\_\_\_, ou seja \_\_\_\_\_

Observações: \_\_\_\_\_

Itajubá, 01 de dezembro de 1987

1º Examinador  
Prof. Richard Bran  
ITA

2º Examinador  
Prof. Djalma Brighenti  
EFEI

3º Examinador  
Prof. Zulcy de Souza  
Orientador

ESCOLA FEDERAL DE ENGENHARIA DE ITAJUBÁ

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

"COMPORTAMENTO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS  
FUNCIONANDO COMO TURBINAS HIDRÁULICAS"

"Augusto Nelson Carvalho Viana"

ORIENTADOR: Prof. Dr. Zulcy de Souza

Itajubá, Novembro de 1987.

## AGRADECIMENTOS

Devo agradecer primeiramente a todos os membros da comissão julgadora, que colaboraram neste trabalho.

Agradeço ao Professor Dr. Celso de Souza pela orientação e supervisão.

Devo também agradecer aos Professores Dr. João Carlos Filho, Manoel Gonçalves Moreira Santos e Djalma Brito pelas sugestões e apoio prestados.

Aos alunos Flávio Leite, Tereza Satahi Neto, Carlos Alberto Borges e Antônio Eduardo de Medeiros, por terem participado na parte experimental deste trabalho.

Aos funcionários dos laboratórios do Instituto Tecnológico de Aeronáutica, Dr. Carlos Cavalcanti Junior, Genildo Figueiredo dos Santos, Roberto de Melo Rodrigues e Pedro Batista por terem auxiliado na realização das experiências.

Finalmente, agradeço à minha família: Mãe, pai e irmãos, por terem apoiado e incentivado este trabalho.

## DEDICATÓRIA

À minha esposa FÁTIMA e filhos FABIANA e LUCIANO  
Aos meus pais NELSON e MARIA AUGUSTA

## AGRADECIMENTOS

Meus agradecimentos a todas as pessoas envolvidas direta ou indiretamente, que colaboraram neste trabalho.

Agradeço ao Professor Dr. Zulcy de Souza, pela orientação dessa dissertação.

Meus sinceros agradecimentos aos Professores Geraldo Lúcio Tiago Filho, Afonso Henriques Moreira Santos e Djalma Brighenti, pelo incentivo e apoio prestados.

Aos alunos Flávio Leite, Tsutama Satake Neto, Carlos Alberto Bordón e Antônio Eduardo de Mendonça, pela grande contribuição prestada na parte experimental desse trabalho.

Aos funcionários dos Laboratórios de Pequenas Centrais Hidrelétricas da EFEI, Eng. Marcos Carvalho Campos, Geraldo Francisco dos Santos, Osvaldo de Melo Rodrigues e Pedro Batista Pinto, que auxiliaram nos trabalhos experimentais.

A funcionária Rita de Cássia Guimarães Araújo, pela datilografia desse trabalho.

Em especial, agradeço ao Professor Luiz Fernando Valadão Flôres, que me proporcionou a oportunidade de ingressar no Departamento de Mecânica.

## SIMBOLOGIA

## Caracteres Latinos

$A_p$	Anel piezométrico.
$a$	Largura do vertedor.
$B$	Bomba.
$B_c$	Bomba centrífuga.
$b$	Braço do freio eletrodinamométrico - [m].
$b_1$	Largura da entrada do rotor da BFB ou BFT - [m].
$b_2$	Largura da saída do rotor da BFB ou BFT - [m].
BFB	Bomba funcionando como bomba.
BFT	Bomba funcionando como turbina.
$C$	Canal
$c$	Velocidade absoluta do escoamento - [m/s].
$c_m$	Velocidade meridional do escoamento - [m/s].
$c_u$	Velocidade absoluta na direção tangencial do escoamento [m/s].
$c_{u_{ch}}$	Velocidade absoluta de choque na direção tangencial do escoamento - [m/s].
$D$	Diâmetro do rotor - [m].
$d$	Diâmetro interno da tubulação - [m].
$e$	Espessura da pá.
$e_t$	Espessura tangencial da pá.
$F$	Força aplicada ao freio - [kgf].
$F_e$	Freio eletrodinamométrico
$f_e$	Fator de estrangulamento da pá.
$g$	Aceleração da gravidade - [m/s <sup>2</sup> ].

H	Altura disponível - [m].
$H_d$	Altura referente ao disparo da BFT - [m].
$H_p$	Altura referente a perda de carga na curva antes da BFT [m].
$H_{p\hat{\infty}}$	Altura teórica considerando número infinito de pás - [m].
h	Altura do vertedor - [m].
$h_v$	Altura da crista do vertedor - [m].
J	Piezômetro.
$k_{ae}$	Relação de alturas experimental.
$k_{at}$	Relação de alturas teórica.
$k_{qe}$	Relação de vazões experimental.
$k_{qt}$	Relação de vazões teórica.
$k'_{at}$	Relação de vazões experimental obtida.
$k'_{qe}$	Relação de vazões experimental obtida.
k	Coeficiente de perda.
L	Altura da coluna de mercúrio no manômetro - [m].
L'	Altura da coluna de água no manômetro - [m].
M	Manômetro.
$M_e$	Motor elétrico.
M'	Momento de eixo.
N	Nível.
$n_{qA}$	Rotação específica no sistema internacional.
n	Rotação - [rpm].
$n_d$	Rotação de disparo - [rpm].
$n_f$	Rotação do freio - [rpm].
P	Pressão manométrica - [N/m <sup>2</sup> ].
$P_b$	Pressão barométrica - [mmHg].

$P_e$	Potência de eixo.
$P_{ef}$	Potência de eixo no freio.
$P_h$	Potência hidráulica.
$Q$	Vazão - $[m^3/s]$ .
$Q_d$	Vazão referente ao disparo da BFT - $[m^3/s]$ .
$Q_o$	Vazão para a potência de eixo nula na BFT - $[m^3/s]$ .
$R$	Altura da coluna de mercúrio no manômetro - $[m]$ .
$R_g$	Registro de gaveta.
$S$	Área do rotor - $[m^2]$ .
$S_B$	Área do rotor da bomba - $[m^2]$ .
$S_T$	Área do rotor da turbina - $[m^2]$ .
$T_d$	Tacômetro digital.
$T_s$	Tanque de sucção.
$T_r$	Tanque de retorno.
$t_p$	Tubulação de pressão.
$t_r$	Tubulação de retorno.
$u$	Velocidade tangencial.
$V$	Vertedor.
$V_b$	Válvula borboleta.
$V_e$	Venturi.
$V_h$	Variador hidráulico de velocidades.
$v$	Velocidade média na tubulação - $[m/s]$ .
$w$	Velocidade relativa - $[m/s]$ .
$x$	Altura entre o zero da escala do piezômetro ( $J_2$ ) e o nível do tanque de retorno ( $T_r$ ) - $[m]$ .

y	Altura entre o zero do manômetro ao ponto 2 - [m].
z	Altura entre o ponto 2 e o nível do tanque de sucção - [m].
z <sub>1</sub>	Altura entre o ponto 1 e o zero do piezômetro - [m].

### Caracteres Gregos

$\alpha$	Abertura da válvula borboleta.
$\beta$	Ângulo de construção da pá do rotor entre a velocidade relativa e tangencial.
$\epsilon$	Fator de desvio.
$\epsilon_{ch}$	Fator de choque
$\eta$	Rendimento.
$\theta$	Ângulo entre a velocidade tangencial e absoluta.
$\rho$	Massa específica.
$\tau$	Tensão máxima aplicada ao eixo.
$\psi$	Coeficiente de pressão.
$\varphi$	Coeficiente de vazão.
$\omega$	Velocidade angular ( $2.\pi.n$ ).

### Índices Alfabéticos Inferiores

a <sub>e</sub>	Altura experimental.
a <sub>t</sub>	Altura teórica.
B	Refere-se a bomba.
b	Borboleta.
c	Centrífuga.
ch	Choque.
d	Disparo.

e	Elétrico, quando refere-se a motor.
e	Eixo, quando refere-se a potência.
e	Externo, quando refere-se ao rotor.
$e_f$	Eixo do freio.
g	Gaveta.
h	Hidráulico.
$H_2O$	Refere-se a água.
Hg	Refere-se a mercúrio.
i	Interno.
p	Pressão.
$q_e$	Vazão experimental.
$q_t$	Vazão teórica.
r	Retorno.
S	Sucção.
T	Turbina.
t	Tangencial, quando refere-se a pá.
t	Teórico.
t	Total, quando refere-se a rendimento.
v	Refere-se a vertedor.

### Índices Numéricos Inferiores

Referem-se ao escoamento da água:

- 0 Antes da entrada do rotor.
- 1 Após a entrada do rotor.
- 2 Antes da saída do rotor.
- 3 Após a saída do rotor.

Referem-se aos pontos do balanço de energia:

- 1 Antes da máquina.
- 2 Depois da máquina.
- 3 Nível de sucção.
- 3' Final do tubo de sucção.

FIGURAS	PAG.	
2.1	Bomba Centrífuga Funcionando como Bomba e como Turbina.	06
2.2	Rotor de uma Bomba Centrífuga.	08
2.3	Triângulos de Velocidades para Entrada e Saída do Rotor.	09
3.1	Banco de Ensaio da BFB.	20
3.2	Vertedor Retangular.	21
3.3	Medida de Pressão Através do Anel Piezométrico e Manômetro.	23
3.4	Freio Eletrodinamométrico.	25
3.5	Circuito para Ensaio da BFT.	30
3.6	Banco de Ensaio da BFT.	31
3.7	Canal, Piezômetro e Vertedor.	32
3.8	Rotor da Bomba Ensaçada.	38
3.9	Tubo de Sucção.	39
4.1	Campo Básico de Funcionamento da BFB.	43
4.2	Curvas de Recepção da BFB - $n = 1650$ [rpm].	44
4.3	Campo Básico de Funcionamento da BFT - $Q \times n$ com $H \neq C_{te}$ e $\alpha_{m\acute{a}x}$ .	48
4.4	Curvas de BFT Retiradas do Campo Básico para $n = 1400$ [rpm].	50
4.5	Curvas da BFT Retiradas do Campo Básico para $n = 1650$ [rpm].	51
4.6	Campo Básico de Funcionamento para $H = 14$ [m].	54
4.7	Campo Básico de Funcionamento para $H = 12,1$ [m].	55
4.8	Curvas para $H = 14$ [m] = $C_{te}$ e $\alpha = \alpha_{\acute{o}t} = C_{te}$ .	57
4.9	Curvas para $H = 12,1$ [m] = $C_{te}$ e $\alpha = \alpha_{\acute{o}t} = C_{te}$ .	58

4.10	Comparação Entre as Curvas da BFB (n = 1650 [rpm]) e BFT (n = 1400 [rpm])	63
4.11	Comparação entre as Curvas da BFB e BFT para n = 1650 [rpm].	64
4.12	Lingueta da Caixa Espiral da Bomba Ensaçada.	67
4.13	Propostas de Corte na Lingueta por BONADÉ [01].	67
4.14	Curva de Potência de Atrito da BFT.	70
4.15	Curva dos coeficientes Teóricos e Experimentais.	74
5.1	Curvas Características da BFT, $n_B = n_T = C^{te}$ .	77
5.2	Curvas Características da BFT, $H_T = C^{te}$ .	78

	TABELAS	PAG.
4.1	Comparação dos Resultados de Ensaio e do Fabricante.	45
4.2	Valores Geométricos e Rotação Específica da BFT.	46
4.3	Valores Determinados Teoricamente da BFT.	47
4.4	Condições Ótimas de Funcionamento - BFT.	49
4.5	Comparação Entre Dois Pontos de Operação da BFT.	52
4.6	Condições Ótimas de Funcionamento Retiradas do Campo Básico para $H = C^{te}$ - BFT.	53
4.7	Condições Retiradas do Campo Básico para Rotação de 1650 [rpm] - BFT.	56
4.8	Valores de Rotações de Disparo para $H = 14$ [m] e $H = 12,1$ [m], da BFT.	59
4.9	Comparação dos Resultados Entre BFB e BFT.	62
4.10	Comparação dos Resultados Teóricos e Experimentais da BFT.	73

## CONTEÚDO

i	Folha de Rosto	
ii	Dedicatória	
iii	Agradecimento	
iv	Simbologia	
x	Lista de Figuras	
xii	Lista de Tabelas	
xiii	Índice	
CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO		01
CAPÍTULO 2 - FORMULAÇÃO TEÓRICA		05
2.1	- Descrição	06
2.2	- Análise Teórica	07
2.3	- Determinação da Altura e Vazão da Turbina	13
CAPÍTULO 3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL		17
3.1	- Bancos de Ensaios	18
3.2	- Banco de Ensaios da Bomba Centrífuga Functi onando como Bomba	18
3.2.1	- Objetivo do Ensaio	18
3.2.2	- Descrição do Banco de Ensaios	18
3.2.3	- Instrumentação	19
3.2.4	- Sequência de Cálculos	21
3.2.5	- Sequência de Operações	26
3.3	- Banco de Ensaios da Bomba Funcionando como Turbina	27
3.3.1	- Objetivo do Ensaio	27
3.3.2	- Descrição do Banco de Ensaios	28

3.3.3 - Instrumentação	29
3.3.4 - Sequência de Cálculos	32
3.3.5 - Sequência de Operações	36
3.4 - Escolha da Bomba	37
3.5 - Adaptações	37
CAPÍTULO 4 - RESULTADOS	41
4.1 - Resultados da Bomba Funcionando como Bomba (BFB)	42
4.2 - Resultados Teóricos da Bomba Funcionando como Turbina (BFT)	45
4.3 - Resultados Experimentais da Bomba Funcionando como Turbina (BFT)	46
4.3.1 - Levantamento do Campo Básico de Funcionamento com Variação de Altura	46
4.3.2 - Levantamento do Campo Básico de Funcionamento com Variação de Abertura	52
4.4 - Comparação dos Resultados	60
4.4.1 - Comparação dos Resultados Experimentais	60
4.4.2 - Comparação dos Resultados Experimentais Obtidos com os Resultados Teóricos	68
4.4.3 - Comparação dos Resultados Experimentais Obtidos com os Teóricos e de Outros Autores	72
CAPÍTULO 5 - METODOLOGIA PROPOSTA E VERIFICAÇÕES PARA A ESCOLHA DA BOMBA CENTRÍFUGA	76

5.1 - Metodologia Proposta	77
5.2 - Verificações a Serem Realizadas	81
CAPÍTULO 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	83
6.1 - Conclusões	84
6.2 - Recomendações	84
BIBLIOGRAFIA	86
ANEXO 1 - PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA DETERMINAÇÃO TEÓRICA DA ALTURA E VAZÃO DA BFT (3 PÁGs)	88
ANEXO 2 - PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA DETERMINAÇÃO DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA BFT (2 PÁGs)	92
ANEXO 3 - SEÇÃO DE FOTOGRAFIAS (8 PÁGs)	95
ANEXO 4 - TABELAS DE VALORES LIDOS E CALCULADOS (21 PÁGs)	104

C A P Í T U L O 1

INTRODUÇÃO

## INTRODUÇÃO

Como resultado do aumento da conscientização a respeito da energia, da elevação dos custos da mesma a partir de 1974 e da atual crise de energia elétrica em nosso país, tem sido prestada a maior atenção a fontes menores de energia.

É inaceitável ver regiões com pequenos cursos d'água e verificar propriedades rurais consumindo derivados de petróleo para acionar seu maquinário agrícola.

Por que não aproveitar essa energia hidráulica disponível, transformando-a em energia de eixo utilizável para gerar energia elétrica ou até em primeira instância acionar diretamente o maquinário agrícola, sem passar pela energia elétrica, ou ainda o aproveitamento de ambas?

A situação energética rural do Brasil é alarmante. No trabalho de SOUZA [13] obtem-se que das 5,2 milhões de propriedades rurais brasileiras, apenas cerca de 900 mil estão eletrificadas: somente 17,4%. Estas estão situadas mais ao Sul do que no Norte. Afinal, as regiões Sul (43,7%) e Sudeste (31%) mostram índices de eletrificação rural melhores do que o Nordeste (3,9%) onde se localizam 47,7% do total das propriedades rurais do país.

A finalidade desse trabalho é de estudar o comportamento das bombas centrífugas funcionando como turbinas, com potências inferiores a 50 [kW], tendo o propósito de serem utilizadas onde haja possibilidade da implantação de uma Micro Central Hidrelétrica a um baixo custo.

As bombas centrífugas de fabricação nacional, com po

tências inferiores a 50 [kW], são fabricadas em série e em modelos padrões. Assim sendo, são facilmente encontradas no comércio, apresentando um baixo custo se comparadas com as turbinas hidráulicas convencionais, que geralmente são fornecidas sob encomenda.

PAMPLONA et alii [07] comparam instalações hidráulicas de potências inferiores a 100 [kW], voltados para os custos das mesmas, utilizando a análise econômica e financeira, com base nos critérios adotados pela engenharia econômica. Instalações estas de bomba funcionando como turbina, turbina Michell-Banki, comparadas com as convencionais Francis e Pelton. Em todas as comparações a bomba funcionando como turbina se mostrou economicamente superior, para a mesma potência.

As bombas funcionando como turbinas, desde as centrífugas até as axiais, vem sendo utilizadas na Europa e E.U.A. Trabalhos como de KITTREDGE [06], BUSE [02], SHAFER [10], BONADÉ [01], SPANGLER [14] e COOPER [03], mostram que em seus países, as bombas funcionando como turbinas (BFTs) tem sido largamente utilizadas, com o apoio do fabricante de bombas. Todos concordam que o aumento na altura e vazão no funcionamento como turbina é necessário, baseados em resultados experimentais.

No trabalho presente é feito um estudo teórico comparativo entre a bomba funcionando como bomba e como turbina, baseado SOUZA [11] e complementado pelo trabalho de ULITH [16]. ULITH [16] apresenta relações de diâmetros das turbinas Francis em função da rotação específica. Assim, considera-se no presente trabalho, a BFT como uma turbina Francis, equacionando teoricamente em função dos parâmetros geométricos, principalmente dos diâmetros de entrada e saída do rotor da bomba.

Na parte experimental, adquiriu-se uma bomba centrífuga de fabricação nacional, montando-se bancos de testes e levantando-se as características da bomba como bomba e como turbina, sob várias condições. Os ensaios apresentaram que a bomba funcionando como turbina obteve rendimento igual e até maior que no funcionamento como bomba, mostrando que uma bomba é uma eficiente turbina.

Baseado nos resultados experimentais obtidos e nos resultados experimentais de KITTREDGE [06], BONADÉ [01] e BUSE [02] levantou-se coeficientes experimentais de altura e vazão da BFB e BFT em função da rotação específica. Além disso, comparativamente, coeficientes teóricos de altura e vazão, foram levantados, baseados nas relações teóricas de STEPANOFF [15], se mostrando próximos dos experimentais.

A partir dos coeficientes experimentais e teóricos, propõe-se uma metodologia de escolha da bomba a partir de altura e vazão necessárias em uma instalação com turbina, dentro de uma faixa de rotação específica.

Uma comparação dos resultados obtidos experimentalmente no funcionamento como turbina, em seu ponto de máximo rendimento com os resultados obtidos pela formulação teórica, mostraram-se muito próximos, para a máquina ensaiada. Porém o equacionamento teórico proposto se mostra ineficaz, na falta de resultados experimentais de outras bombas.

## C A P Í T U L O 2

## FORMULAÇÃO TEÓRICA

## 2 - FORMULAÇÃO TEÓRICA

### 2.1 - Descrição

Para que a bomba centrífuga funcione como turbina, o sentido do fluxo de escoamento da água se inverterá e conseqüentemente haverá a inversão no sentido da rotação. A figura 2.1 ilustra uma bomba centrífuga funcionando como bomba e como turbina, bem como suas partes principais.

No caso do funcionamento como bomba, mostrado na figura 2.1.a, o líquido entra na sucção a baixa pressão, transforma energia de velocidade em pressão através do rotor, saindo pela descarga. No funcionamento como turbina, mostrado na figura 2.1.b, o líquido entra com energia de pressão, aciona o rotor em reverso e sai com baixa pressão.

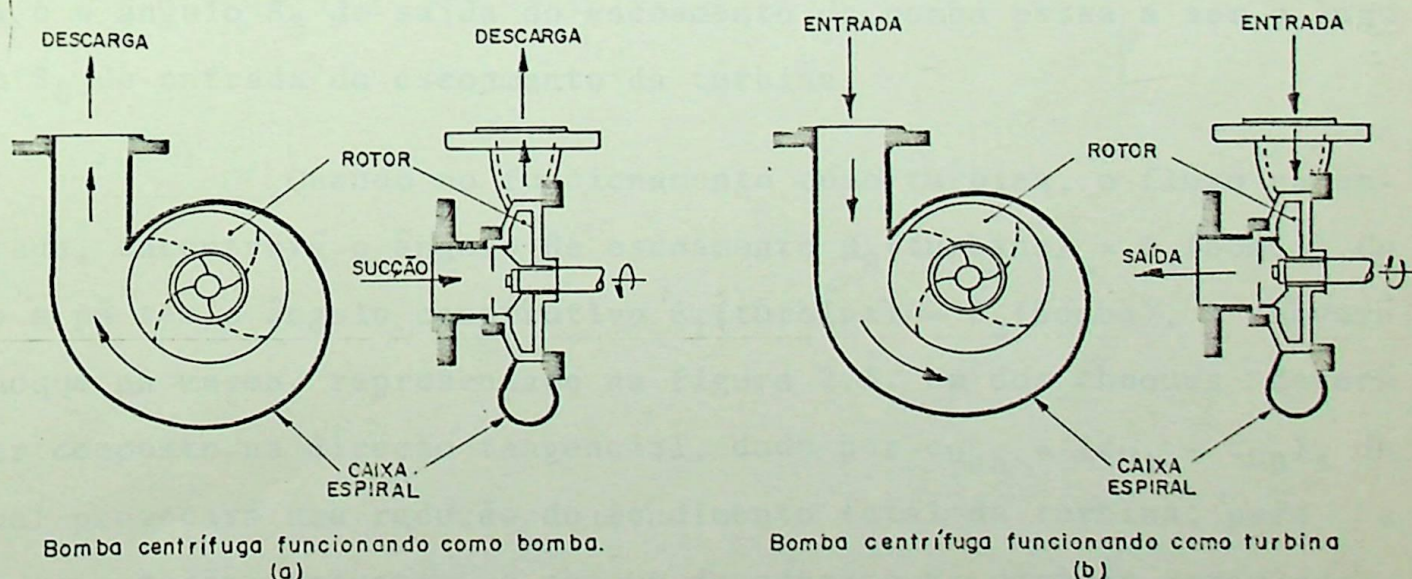


FIGURA 2.1 - Bomba Centrífuga Funcionando como Bomba e como Turbina.

## 2.2 - Análise Teórica

Para a comparação teórica entre a bomba centrífuga funcionando como bomba e funcionando como turbina, será utilizada a análise do escoamento nas turbomáquinas hidráulicas segundo a teoria unidimensional.

A figura 2.2 mostra esquematicamente o rotor da bomba centrífuga, definindo os pontos de entrada e saída do mesmo, bem como os parâmetros geométricos principais, funcionando como bomba e como turbina.

Devido a inversão do sentido do fluxo de escoamento da água, os triângulos de velocidades inverterão. A figura 2.3 ilustra os triângulos de velocidades tanto para a bomba como para a turbina. A saída da bomba passa a ser entrada da turbina e a entrada da bomba passa a ser saída da turbina. Assim sendo, o ângulo  $\beta_2$  de saída do rotor da bomba passa a ser o ângulo  $\beta_1$  de entrada da turbina e o ângulo  $\beta_3$  de saída do escoamento da bomba passa a ser o ângulo  $\beta_0$  de entrada do escoamento da turbina.

Quando no funcionamento como turbina, o fluxo na entrada, encontrará o ângulo de escoamento  $\beta_0(\text{turbina}) = \beta_3(\text{bomba})$ . Como a pá tem o ângulo construtivo  $\beta_1(\text{turbina}) = \beta_2(\text{bomba})$ , haverá choque na mesma, representado na figura 2.3. Um dos choques deverá ser composto na direção tangencial, dado por  $c_{u_{ch}} = (c_{u_1} - c_{u_0})$ , do qual provocará uma redução do rendimento total da turbina, para a mesma rotação. Enquanto, o choque decomposto na direção meridional, deverá ser absorvido pelos mancais da máquina.

Aplicando a equação fundamental das turbomáquinas  $h_i$

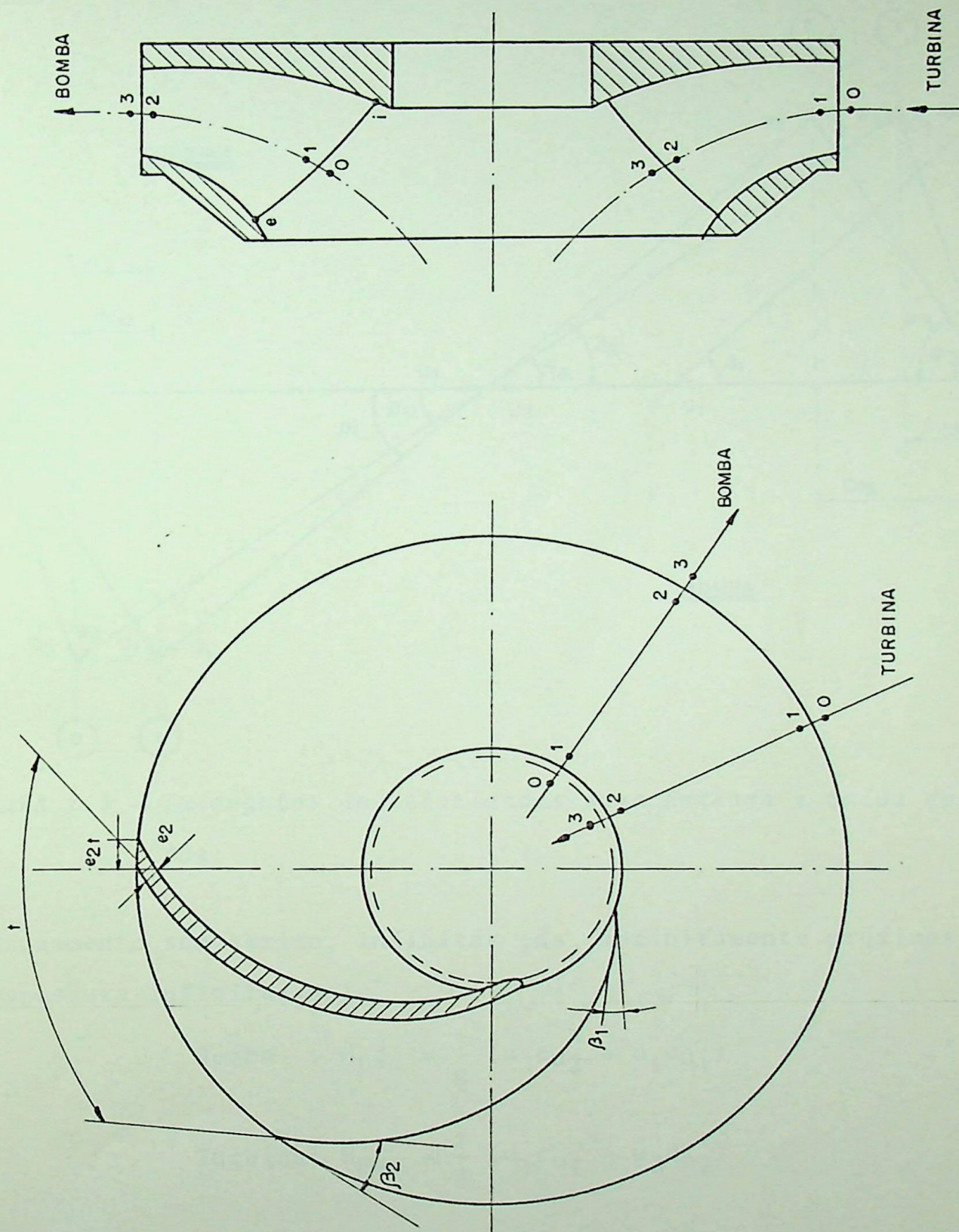


FIGURA 2.2 - Rotor de uma Bomba Centrífuga.

dráulicas, baseado na teoria unidimensional, utilizando os triângulos de velocidades representados na figura 2.3, tem-se as condições abaixo.

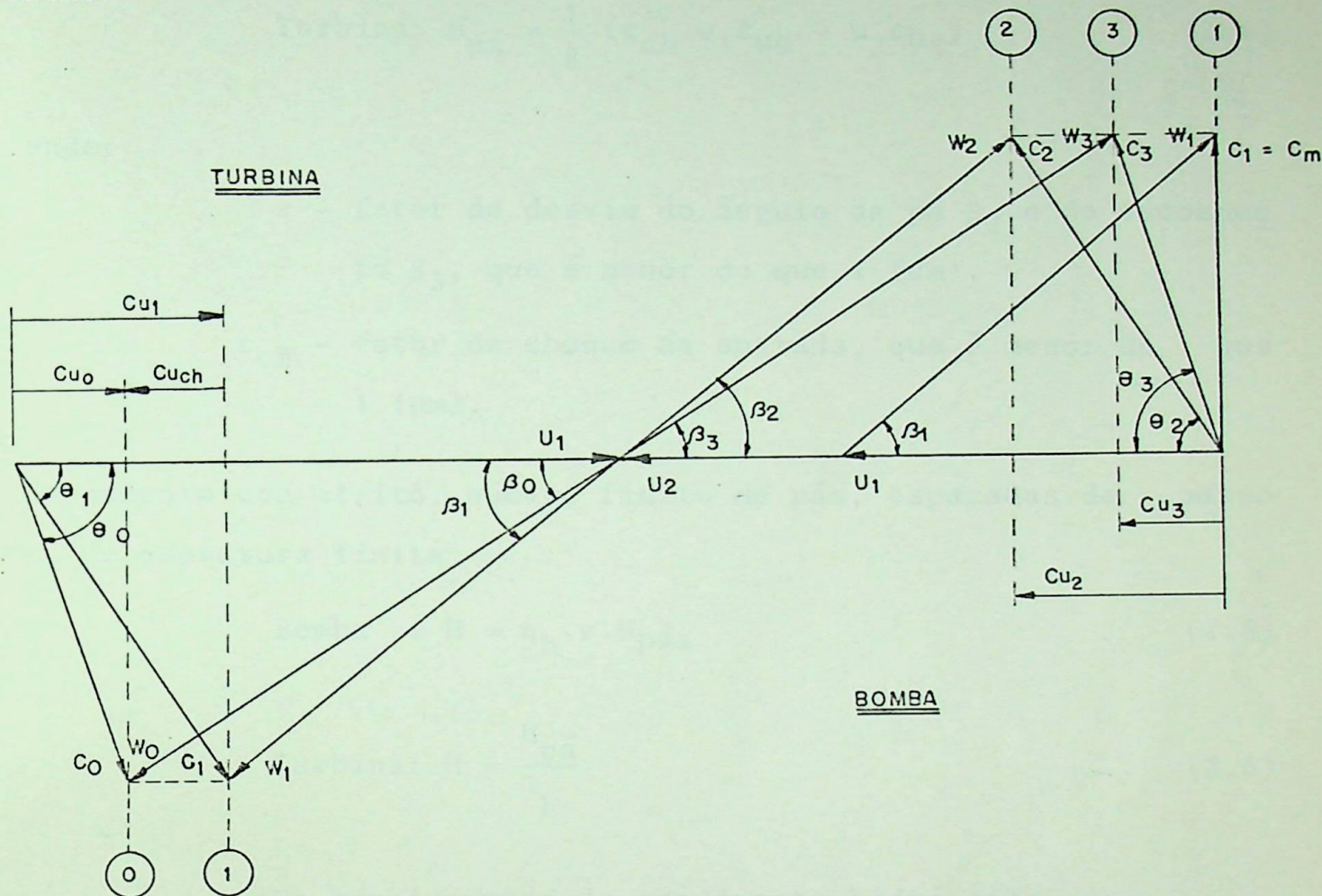


FIGURA 2.3 - Triângulos de Velocidades para Entrada e Saída do Rotor.

- Escoamento sem atrito, infinitas pás, infinitamente próximas, de espessura infinitesimal

$$\text{Bomba} : H_{p\tilde{a}\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{u2} - u_1 c_{u1}) \quad (2.1)$$

$$\text{Turbina: } H_{p\tilde{a}\infty} = \frac{1}{g} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2}) \quad (2.2)$$

- Escoamento sem atrito, número finito de pás, espaçadas de passo  $t$ , de espessura finita

$$\text{Bomba} : H_{p\acute{a}} = \epsilon \cdot H_{p\acute{a}\infty} = \frac{1}{g} (u_2 c_{u3} - u_1 c_{u0}) \quad (2.3)$$

$$\text{Turbina: } H_{p\acute{a}} = \frac{1}{g} (\epsilon_{ch} \cdot u_1 c_{u0} - u_2 c_{u2}) \quad (2.4)$$

onde:

$\epsilon$  - fator de desvio do ângulo da  $p\acute{a}$   $\beta_2$  e do escoamento  $\beta_3$ , que é menor do que 1 (um).

$\epsilon_{ch}$  - fator de choque na entrada, que é menor do que 1 (um).

- Escoamento com atrito, número finito de pás, espaçadas de passo  $t$ , de espessura finita

$$\text{Bomba} : H = \eta_h \cdot \epsilon \cdot H_{p\acute{a}\infty} \quad (2.5)$$

$$\text{Turbina: } H = \frac{H_{p\acute{a}}}{\eta_h} \quad (2.6)$$

Na consideração do rendimento hidráulico, das equações (2.5) e (2.6) se considera a vazão de fuga igual a zero e o rendimento de atrito igual a cem por cento, tanto para a bomba como para a turbina.

Para as condições de máximo rendimento, considerando para a bomba  $c_{u1} = 0$  e para a turbina  $c_{u2} = 0$ , utilizando as equações (2.1), (2.4) e (2.5), (2.6), tem-se:

$$\text{Bomba} : H = \frac{\epsilon}{g} \cdot \eta_h \cdot u_2 c_{u2} \quad \text{ou} \quad H_B = \frac{\epsilon}{g} \cdot \eta_B \cdot u_B c_{uB} \quad (2.7)$$

$$\text{Turbina: } H = \frac{\epsilon_{ch}}{g} \cdot \frac{u_1 c_{u0}}{\eta_h} \quad \text{ou} \quad H_T = \frac{\epsilon_{ch}}{g} \cdot \frac{u_T c_{uT}}{\eta_T} \quad (2.8)$$

Definindo o coeficiente de pressão e o coeficiente de vazão respectivamente, como:

$$\text{Coeficiente de pressão: } \psi = 2 \cdot \frac{H \cdot g}{u^2} \quad (2.9)$$

$$\text{Coeficiente de vazão : } \varphi = \frac{Q}{S \cdot u} \quad (2.10)$$

Dos triângulos de velocidades da figura 2.3, tem-se:

$$\text{Bomba : } c_{uB} = u_B - \frac{Q_B}{S_B \cdot \text{tg}\beta_B} \quad (2.11)$$

$$\text{Turbina: } c_{uT} = u_T - \frac{Q_T}{S_T \cdot \text{tg}\beta_T} \quad (2.12)$$

Das equações (2.7), (2.8), (2.9), (2.10), (2.11) e (2.12), tem-se:

$$\text{Bomba : } \frac{\psi_B}{2 \cdot \varepsilon \cdot \eta_B} = 1 - \frac{\varphi_B}{\text{tg}\beta_B} \quad (2.13)$$

$$\text{Turbina: } \frac{\psi_T \cdot \eta_T}{2 \cdot \varepsilon_{ch}} = 1 - \frac{\varphi_T}{\text{tg}\beta_T} \quad (2.14)$$

Com as várias formas da equação fundamental apresentadas, pode-se fazer uma análise comparativa entre a bomba e a bomba funcionando como turbina, sob várias condições de operação. Assim sendo, tem-se as seguintes condições:

\* Um mesmo rotor de bomba funcionando como turbina, na mesma rotação, sentidos opostos, consumindo a mesma vazão.

Nestas condições, tem-se:

$$u_B = u_T; \quad c_{uB} = \epsilon_{ch} \cdot c_{uT}; \quad \psi_B = \psi_T \cdot (Q_f = 0); \quad \beta_B = \beta_T$$

Das equações (2.13) e (2.14):

$$\psi_T = \frac{\epsilon_{ch}}{\epsilon} \cdot \frac{1}{\eta_B \cdot \eta_T} \cdot \psi_B \quad (2.15)$$

ou

$$H_T = \frac{\epsilon_{ch}}{\epsilon} \cdot \frac{1}{\eta_B \cdot \eta_T} \cdot H_B = k \cdot H_B \quad (2.16)$$

De acordo com PFLEIDERER [14], para as bombas centrífugas, o coeficiente de desvio está entre  $0,5 < \epsilon < 0,9$ . Assim, a relação  $\epsilon_{ch}/\epsilon$  deverá dar próxima de 1 (um) ou maior que 1 (um). Como  $(1/\eta_B \cdot \eta_T)$  é um valor maior que 1 (um), a constante  $k$  dará maior que a unidade. Assim, na equação (2.16) para as condições acima citadas, quando a bomba funcionar como turbina, a altura será maior do que no funcionamento como bomba, ou seja,  $H_T > H_B$ .

\*\* Um mesmo rotor de bomba funcionando como turbina, mesma altura, sentidos de rotação opostos.

Nessas condições, tem-se:

$$u_T = k_1 u_B; \quad c_{mT} = k_1 c_{mB}; \quad c_{uT} = k_1 c_{uB}; \quad \beta_T = \beta_B$$

Das equações (2.7) e (2.8), tem-se:

$$k_1 = \sqrt{\epsilon \cdot \eta_B \cdot \eta_T} \quad (2.17)$$

A equação (2.17) mostra que quando a bomba funcionar como turbina, a rotação e vazão serão menores que as mesmas, quando no funcionamento como bomba, para as condições acima citadas.

A equação (2.16) determina que quando a bomba operar como turbina, a altura aumenta, para condições de vazão e rotação constantes, enquanto que a equação (2.17) mostra que a vazão e rotação diminuem para a condição de altura constante.

Assim sendo, com as equações (2.16) e (2.17), é difícil de prever teoricamente se existe variação na altura e vazão, no funcionamento como turbina, sem fixar pelo menos dois parâmetros.

Devido a isso, optou-se para um equacionamento, baseado nas dimensões básicas do rotor da bomba, como está documentado no próximo item.

### 2.3 - Determinação da Altura e Vazão da Turbina

Os trabalhos experimentais de SHAFER [10] e BONADÉ [01], retratam que na operação da bomba centrífuga como turbina, na mesma rotação, a vazão e altura aumentam com relação ao funcionamento como bomba, para se obter o mesmo rendimento.

A comparação entre os resultados de SHAFER [10] com os de BONADÉ [01], mostram que o aumento da altura e vazão é função do tipo de bomba, ou seja, da rotação específica.

Com as informações de SHAFER [10] e BONADÉ [01], procurou-se equacionar os parâmetros geométricos do rotor da bomba com a rotação específica. Como o rotor da bomba centrífuga, principalmente a de rotação específica baixa (lenta), se assemelha ao rotor de uma turbina Francis, relacionou-se os diâmetros de entrada e saída da mesma com a rotação específica, baseado no trabalho de ULITH

[16], onde ele retrata mais de 100 (cem) projetos de turbinas Francis com potências superiores a 100 [MW], operando em todo o mundo.

Com as informações de ULITH [16] chegou-se as seguintes relações médias para a turbina:

para  $60 \leq n_{qA} \leq 100$

$$n_{qA} = 2380 - \frac{1}{0,975 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{D_{1e}}{D_{2e}} \quad (2.18)$$

para  $100 < n_{qA} \leq 250$

$$0,165 \cdot 10^{-4} \cdot n_{qA}^2 - 0,835 \cdot 10^{-2} \cdot n_{qA} + (2,017 - \frac{D_{1e}}{D_{2e}}) = 0 \quad (2.19)$$

para  $250 \leq n_{qA} \leq 350$

$$n_{qA} = 3416,67 - \frac{1}{0,03 \cdot 10^{-2}} \cdot \frac{D_{1e}}{D_{2e}} \quad (2.20)$$

A rotação específica no Sistema Internacional é:

$$n_{qA} = 10^3 \cdot \frac{n \cdot Q^{1/2}}{(H \cdot g)^{3/4}} \quad (2.21)$$

$$Q = \left( \frac{n_{qA} \cdot g^{3/4}}{10^3 \cdot n} \right)^2 \cdot H^{3/2} \quad (2.22)$$

Da equação (2.2), tem-se:

$$H_{p\tilde{a}\infty} = \frac{1}{g} (u_1 c_{u1} - u_2 c_{u2})$$

Para o ponto de projeto, ou seja, desprezando a pré rotação:

$$H_{p\acute{a}\infty} = \frac{u_1 c_{u1}}{g} \cong H_{p\acute{a}} \quad (2.23)$$

Dos triângulos de velocidades da figura 2.3 e da equação da continuidade tem-se, respectivamente,

$$c_{u1} = u_1 - \frac{c_{m1}}{\operatorname{tg}\beta_1} \quad (2.24)$$

$$Q = S_1 \cdot c_{m1} \cdot f_e = \pi \cdot D_1 \cdot b_1 \cdot c_{m1} \cdot f_e \quad (2.25)$$

Assim, de (2.21), (2.22) e (2.23), tem-se:

$$H_{p\acute{a}} = \frac{1}{g} \left( u_1^2 - \frac{Q \cdot n}{b_1 \cdot f_e \cdot \operatorname{tg}\beta_1} \right) \quad (2.26)$$

ou

$$H = \frac{1}{\eta_i \cdot g} \left[ (\pi \cdot D_1 \cdot n)^2 - \frac{Q \cdot n}{b_1 \cdot f_e \cdot \operatorname{tg}\beta_1} \right] \quad (2.27)$$

Tem-se, ainda que:

$$f_e = \frac{t - e_t}{t} \quad (2.28)$$

Com as equações (2.16), (2.17), (2.18), (2.19), (2.25), (2.26) e com os parâmetros geométricos do rotor da bomba conhecidos, determina-se a altura e vazão, para a bomba funcionando como turbina, baseado nas equações das turbinas Francis.

Para a solução das equações (2.22) e (2.27) utilizou-se o método numérico de NEWTON, retirado da referência [05]. Para determinação da altura e vazão da turbina para o ponto de máximo rendimento, os valores da rotação e do rendimento interno serão adota-

dos.

O programa de computador para a solução das equações se encontra no anexo 1.

C A P Í T U L O 3

ANÁLISE EXPERIMENTAL

### 3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL

#### 3.1 - Bancos de Ensaio

Os testes da bomba centrífuga funcionando como bomba foram realizados no Laboratório de Máquinas Hidráulicas (LMH), enquanto que os ensaios da bomba funcionando como turbina (BFT) foram realizados no Laboratório Hidromecânico Didático-Científico (LHDC) para Pequenas Centrais Hidrelétricas (PCH), ambos do Instituto de Engenharia Mecânica (IEM) da Escola Federal de Engenharia de Itajubá (EFEI). Os bancos de ensaios estão descritos a seguir.

#### 3.2 - Banco de Ensaio da Bomba Centrífuga Funcionando como Bomba

##### 3.2.1 - Objetivo do Ensaio

Este ensaio tem como objetivo a obtenção do campo básico de funcionamento ou diagrama de colinas da bomba centrífuga, permitindo assim uma análise de suas possibilidades reais. O campo básico em estudo se refere a altura disponível versus vazão, com curvas de abertura e rotação constantes. A partir desse campo, serão determinadas as condições ótimas de funcionamento, bem como as curvas de recepção.

##### 3.2.2 - Descrição do Banco de Ensaio

A bomba (B) succiona água do tanque de sucção ( $T_s$ ) e recalca para a tubulação de pressão ( $t_p$ ) como mostra a figura 3.1.

O registro de gaveta ( $R_g$ ) permanece fechado, enquanto a água retorna para a tubulação ( $t_r$ ), entrando na válvula borboleta ( $V_b$ ), que tem a finalidade de variar a vazão. Ao passar pela válvula borboleta ( $V_b$ ), a água entra no canal (C), onde passa pelo vertedor (V), que tem a função de medir indiretamente a vazão através da altura da crista do vertedor ( $h_v$ ), retornando para o tanque de sucção ( $T_s$ ). A pressão no ponto 2 é medida indiretamente através de um manômetro de colunas de mercúrio (M), pelas cotas (R) e (L), com tomadas de pressão através do anel piezométrico ( $A_p$ ). A variação da rotação é conseguida através da carga do freio eletrodinamométrico ( $F_e$ ), que aciona diretamente a bomba. A rotação é determinada com um tacômetro óptico digital manual, enquanto a força (F) no braço do freio é medida com pesos padrões. Finalmente o valor da altura (z) entre o nível do poço de sucção e o ponto 2, e o valor da altura (y) entre o zero do manômetro de colunas e o ponto 2 são constantes e conhecidos.

### 3.2.3 - Instrumentação

Para os testes do levantamento do diagrama de colinas da bomba foram utilizados os seguintes aparelhos e instrumentos de medidas:

- Freio eletrodinamométrico: Fabricante: Equacional - Tipo: EGC1160E SP - Nº 7289 - 40 [A] - C.C. 10 [kW] - Rotação: 0-4000[rpm].
- Manômetro: Tipo u - Fabricante: EFEI - Colunas de Mercúrio - Precisão: 1 [mm].
- Tacômetro: Fabricante: Microtest - F45 - Quartzo - Óptico - Série TRI - Nº 4109 - Precisão: 1 [rpm].



- Vertedor: Fabricante: EFEI - Retangular sem Contração.
- Linímetro: Fabricante: EFEI - Precisão: 0,5 [mm].
- Termo-Higrômetro: Fabricante: HAENNI  
     Termômetro: Precisão: 1°C  
     Higrômetro: Precisão: 1%
- Barômetro Aneróide: Fabricante: TAMAYA - Nº 2448 - Precisão: 1 [mmHg].
- Pesos: Fabricante: EFEI - Precisão: 0,005 [kgf].

### 3.2.4 - Sequência de Cálculos

#### A) Vazão: $Q$

A vazão foi medida através do vertedor retangular mostrado esquematicamente na figura 3.2.

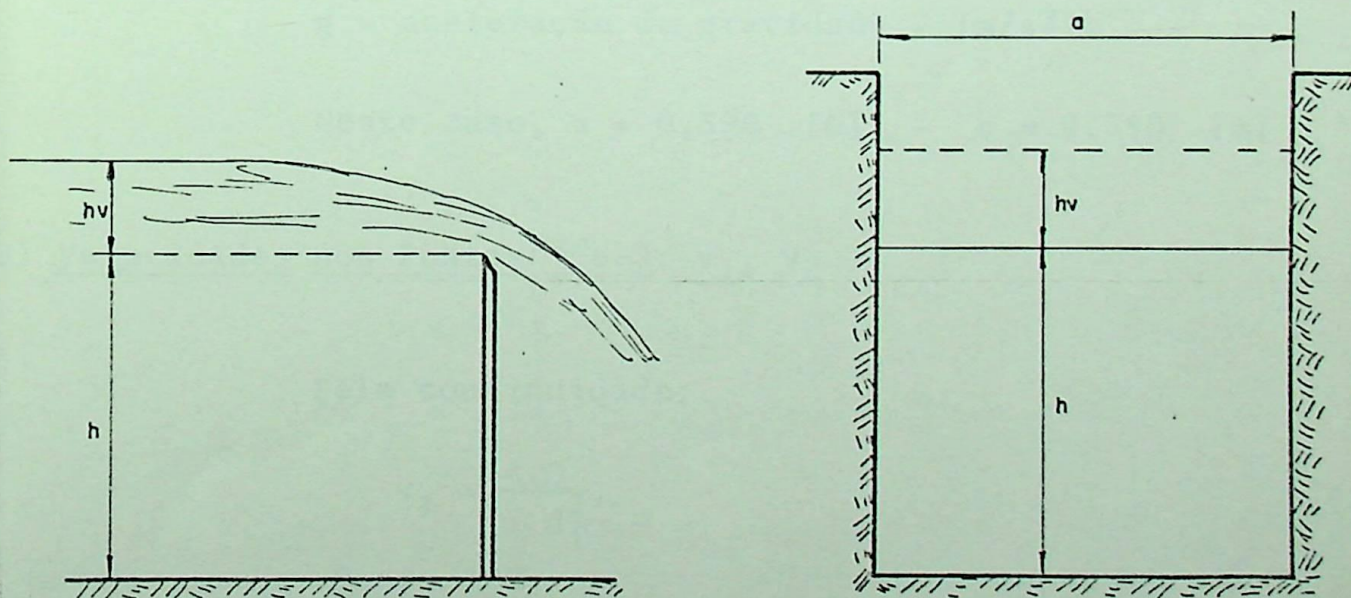


FIGURA 3.2 - Vertedor Retangular.

Pelas fórmulas de Francis, Bazin e Rebock, para vertedor retangular tem-se, respectivamente:

$$Q_1 = 1,84 \cdot a \cdot h_V^{3/2} \cdot \left[ 1 + 0,26 \cdot \left( \frac{h_V}{h_V + h} \right)^2 \right] \quad (3.1)$$

$$Q_2 = \left[ 0,425 + 0,212 \cdot \left( \frac{h_V}{h_V + h} \right)^2 \right] \cdot a \cdot \sqrt{2g} \cdot h_V^{3/2} \quad (3.2)$$

$$Q_3 = \left( 1,782 + 0,25 \cdot \frac{h_V + 0,00111}{h} \right) \cdot a \cdot (h_V + 0,00111)^{3/2} \quad (3.3)$$

Utilizando a média das vazões, tem-se:

$$Q = \frac{Q_1 + Q_2 + Q_3}{3} \quad (3.4)$$

onde:

a - largura do vertedor - [m].

$h_V$  - altura da crista do vertedor - [m].

h - altura do vertedor - [m].

g - aceleração da gravidade - [m/s<sup>2</sup>].

Neste caso, a = 0,590 [m] - h = 0,380 [m]

B) Velocidades nos Pontos 1 e 2:  $v_1$ ,  $v_2$

Pela continuidade:

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1^2} \quad (3.5)$$

$$v_2 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_2^2} \quad (3.6)$$

onde:

$v_1, v_2$  - velocidades nos pontos 1 e 2 - [m/s].

$Q$  - vazão - [m<sup>3</sup>/s].

$d_1, d_2$  - diâmetro interno das tubulações 1 e 2 - [m]

Nesse caso:  $d_1 = 0,155$  [m] -  $d_2 = 0,097$  [m]

C) Altura Referente a Pressão Manométrica no Ponto 2:  $\frac{P_2}{\rho \cdot g}$

A figura 3.3 mostra esquematicamente o manômetro de colunas de mercúrio.

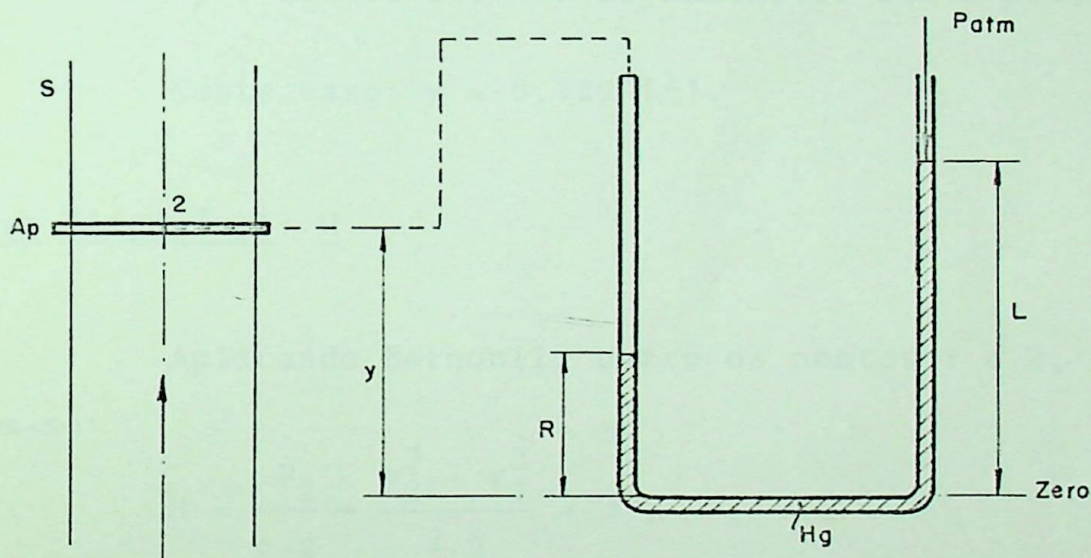


FIGURA 3.3 - Medida de Pressão Através do Anel Piezométrico e Manômetro.

Aplicando a manometria na figura 3.3, tem-se:

$$P_2 + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot (y - R) - \rho_{Hg} \cdot g \cdot (L - R) = 0$$

$$P_2 + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot y - \rho_{H_2O} \cdot g \cdot R - \rho_{Hg} \cdot g \cdot L + \rho_{Hg} \cdot g \cdot R = 0$$

$$\frac{P_2}{\rho_{H_2O} \cdot g} = R \cdot \left(1 - \frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}}\right) + \frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}} \cdot L - y$$

onde:

$v_1, v_2$  - velocidades nos pontos 1 e 2 - [m/s].

$Q$  - vazão - [m<sup>3</sup>/s].

$d_1, d_2$  - diâmetro interno das tubulações 1 e 2 - [m]

Nesse caso:  $d_1 = 0,155$  [m] -  $d_2 = 0,097$  [m]

C) Altura Referente a Pressão Manométrica no Ponto 2:  $\frac{P_2}{\rho \cdot g}$

A figura 3.3 mostra esquematicamente o manômetro de colunas de mercúrio.

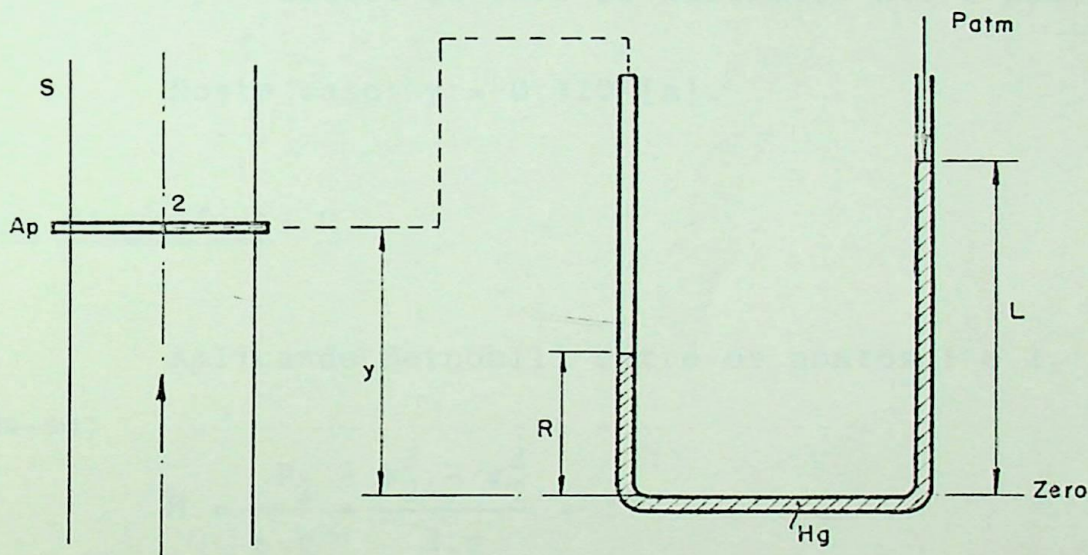


FIGURA 3.3 - Medida de Pressão Através do Anel Piezométrico e Manômetro.

Aplicando a manometria na figura 3.3, tem-se:

$$P_2 + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot (y - R) - \rho_{Hg} \cdot g \cdot (L - R) = 0$$

$$P_2 + \rho_{H_2O} \cdot g \cdot y - \rho_{H_2O} \cdot g \cdot R - \rho_{Hg} \cdot g \cdot L + \rho_{Hg} \cdot g \cdot R = 0$$

$$\frac{P_2}{\rho_{H_2O} \cdot g} = R \cdot \left(1 - \frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}}\right) + \frac{\rho_{Hg}}{\rho_{H_2O}} \cdot L - y$$

Adotando a densidade do mercúrio igual a 13,6 e a massa específica da água  $\rho_{H_2O} = \rho$ , tem-se:

$$\frac{P_2}{\rho \cdot g} = 13,6 \cdot L - 12,6 \cdot R - y \quad (3.7)$$

onde:

$\frac{P_2}{\rho \cdot g}$  - altura referente a pressão manométrica em 2 - [m].

L,R - alturas das colunas de mercúrio, referentes ao zero do manômetro - [m].

y - altura do zero do manômetro até o ponto 2 - [m]

Neste caso:  $y = 0,120$  [m].

#### D) Altura Disponível: H

Aplicando Bernoulli entre os pontos 1 e 2, da figura 3.1, tem-se:

$$H = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2 \cdot g} + z \quad (3.8)$$

onde:

H - altura disponível - [m].

$\frac{P_2}{\rho \cdot g}$  - altura referente a pressão manométrica no ponto 2 - [m].

$v_1, v_2$  - velocidades nos pontos 1 e 2 - [m/s].

z - altura entre o ponto 2 e o nível do tanque de sucção - [m].

Nesse caso:  $z = 1,830$  [m].

E) Potência Hidráulica:  $P_h$ 

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-3} \quad (3.9)$$

onde:

$P_h$  - potência hidráulica - [kW]

$\rho$  - massa específica da água - [kg/m<sup>3</sup>]

$Q$  - vazão - [m<sup>3</sup>/s]

$H$  - altura disponível - [m]

F) Potência de Eixo:  $P_e$ 

A figura 3.4, mostra esquematicamente o freio eletrodinâmico ( $F_e$ ), que tem a carcaça em balanço, com o braço (b) e a posição de colocação dos pesos padrões.

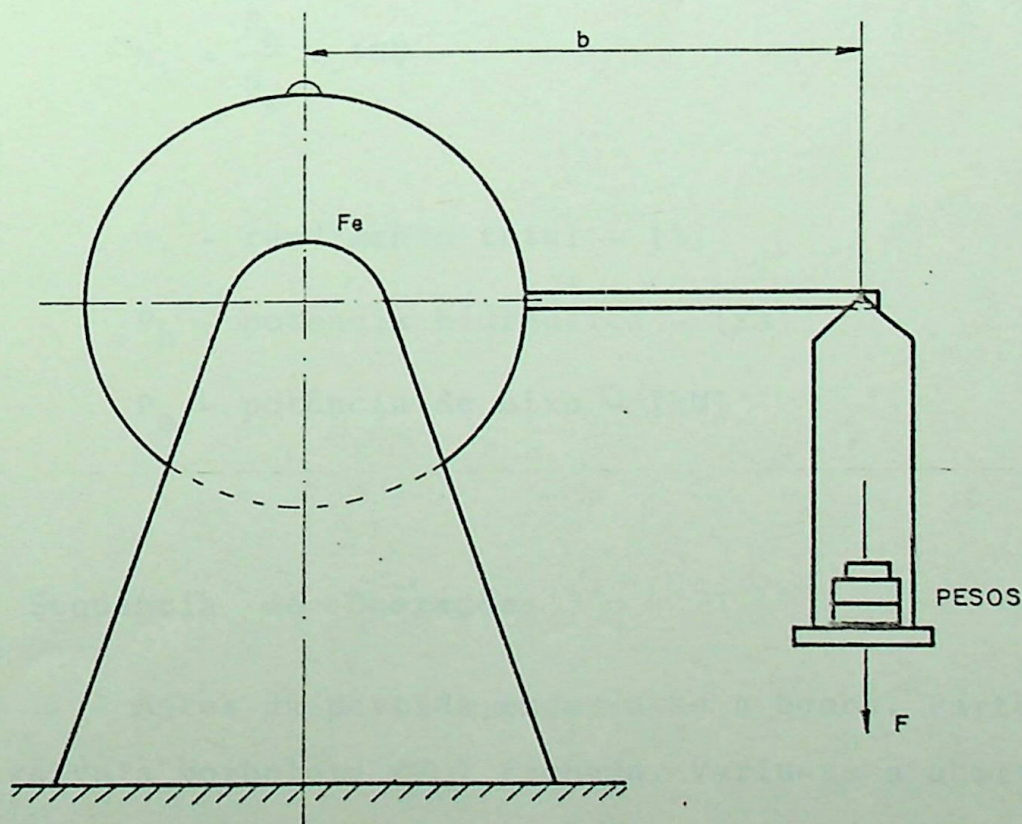


FIGURA 3.4 - Freio Eletrodinâmico.

A potência de eixo será:

$$P_e = M'.w = F.b.2.\pi.n$$

ou

$$P_e = 1,025.F.b.n.10^{-3} \quad (3.10)$$

onde:

$P_e$  - potência de eixo - [kW]

F - força aplicada - [kgf]

b - distância do ponto de aplicação da força ao Centro do eixo - [m]

n - rotação - [rpm]

Neste caso:  $b = 0,430$  [m].

G) Rendimento Total:  $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{P_h}{P_e} \cdot 100 \quad (3.11)$$

onde:

$\eta_t$  - rendimento total - [%]

$P_h$  - potência hidráulica - [kW]

$P_e$  - potência de eixo - [kW]

### 3.2.5 - Sequência de Operações

Antes da partida, escorva-se a bomba. Parte-se a bomba com a válvula borboleta ( $V_b$ ) fechada. Varia-se a abertura da válvula borboleta ( $V_b$ ). Para cada abertura, varia-se a rotação através do freio eletrodinamométrico ( $F_e$ ). Para cada rotação faz-se as lei-

turas das cotas (R) e (L) no manômetro (M), da altura da crista do vertedor ( $h_v$ ), da rotação no tacômetro ( $T_d$ ) e da força (F) do braço do freio.

Com os valores lidos, determinam-se os valores calculados, ou seja, a vazão (Q), a altura disponível (H), a potência hidráulica ( $P_h$ ), a potência de eixo ( $P_e$ ) e o rendimento total ( $\eta_t$ ). De posse dos valores lidos e calculados constrói-se o diagrama de colina, altura disponível (H) versus vazão (Q) com curvas de abertura ( $\alpha$ ), rotação (n) e rendimento total ( $\eta_t$ ) constantes.

As condições ambientes são lidas no início e final do ensaio.

### 3.3 - Banco de Ensaio da Bomba Funcionando como Turbina

#### 3.3.1 - Objetivo do Ensaio

Este ensaio tem como objetivo o levantamento do campo básico de funcionamento ou diagrama de colina da bomba funcionando como turbina, para análise de suas possibilidades na inversão do fluxo.

O campo básico em estudo se refere a vazão versus rotação, com curvas de abertura e rendimento constante, mantendo a altura disponível constante.

A partir do diagrama de colinas serão determinadas as condições ótimas de funcionamento, bem como as curvas de recepção teóricas.

### 3.3.2 - Descrição do Banco de Ensaio

A figura 3.5 mostra em perspectiva o circuito do Laboratório Hidromecânico Didático-Científico (LHDC) da EFEI. A adaptação da plataforma para os ensaios da BFT foi feita na tubulação de retorno ( $t_r$ ).

O LHDC possui uma bomba centrífuga ( $B_c$ ) com possibilidades de alturas de 0 a 25 [m] e vazões de 0 a 0,15 [ $m^3/s$ ], acionada por um motor elétrico ( $M_e$ ) de rotação constante, tendo um variador hidráulico de velocidades ( $V_h$ ). A bomba ( $B_c$ ) succiona água do tanque ( $T_s$ ), recalcando para o tanque de pressão ( $T_p$ ) e em seguida para a tubulação ( $t_m$ ), onde existe a possibilidade da medida de vazão através do venturi ( $V_e$ ). Na tubulação de retorno ( $t_r$ ), após o registro de gaveta ( $R_g$ ), foi adaptada a plataforma para testes da BFT, onde foi colocado a válvula borboleta ( $V_b$ ), com a finalidade de variar a vazão. A água ao passar pela BFT, entra no canal (C), onde no final do mesmo existe outra possibilidade de medida de vazão através do vertedor (V). Ao passar pelo vertedor (V), a água retorna para o tanque de sucção ( $T_s$ ).

A figura 3.6 apresenta especificamente a plataforma de ensaios da BFT, mostrando os principais pontos de medidas. A bomba ( $B_c$ ) simula a altura na entrada da BFT, ou seja no ponto 1. Nesse ponto é feita a tomada de pressão, através do anel piezométrico ( $A_p$ ), sendo medida indiretamente pelo manômetro de colunas de mercúrio (M), pelas alturas (R), (L) e (L'), mostrado na figura 3.6. A válvula borboleta ( $V_b$ ), tem a finalidade de variar a vazão, enquanto a simulação de carga é conseguida pelo freio eletrodinamométrico ( $F_e$ ), que está acoplado indiretamente por correias. A rotação do

freio e da BFT é medida com um tacômetro digital manual na ponta de cada eixo, enquanto a força (F) no braço (b) do freio é medida com pesos padrões, tendo como auxílio o nível (N). A altura (z) entre o ponto 1 e o zero do piezômetro ( $J_2$ ), e a altura entre o ponto 1 e o zero do manômetro (M) são constantes e conhecidas. A altura (x) entre o zero do piezômetro ( $J_2$ ) e o nível do tanque de retorno ( $T_r$ ) é medida na escala do próprio piezômetro. A medição de vazão é conseguida indiretamente pela leitura no piezômetro ( $J_1$ ) da altura da crista do vertedor ( $h_v$ ), como mostra a figura 3.7.

### 3.3.3 - Instrumentação

Para os testes do levantamento do diagrama de colinas da BFT foram utilizados os seguintes aparelhos e instrumentos de medidas:

- Freio eletrodinamométrico: Fabricante: Equacional - Tipo: EGC1160 ESP - Nº 7.289 - 40 [A] - C.C. 10 [kW] - Rotação: 0-4000 [rpm].
- Manômetro: Fabricante: Engecon - Colunas de Mercúrio - Precisão: 0,5 [mm].
- Piezômetros: Fabricante: Engecon - Precisão: 0,5 [mm].
- Tacômetro: Fabricante: Microtest - L25 - Quartzo - Série: CRI - Nº 1.868 - Precisão: 1 [rpm].
- Vertedor: Fabricante: Engecon - Retangular sem Contração.
- Higrômetro: Fabricante: ASAHI - Tóquio - Precisão: 1 [%].
- Barômetro e Termômetro: Fabricante: PRINCO

Barômetro: Precisão: 0,1 [mmHg]

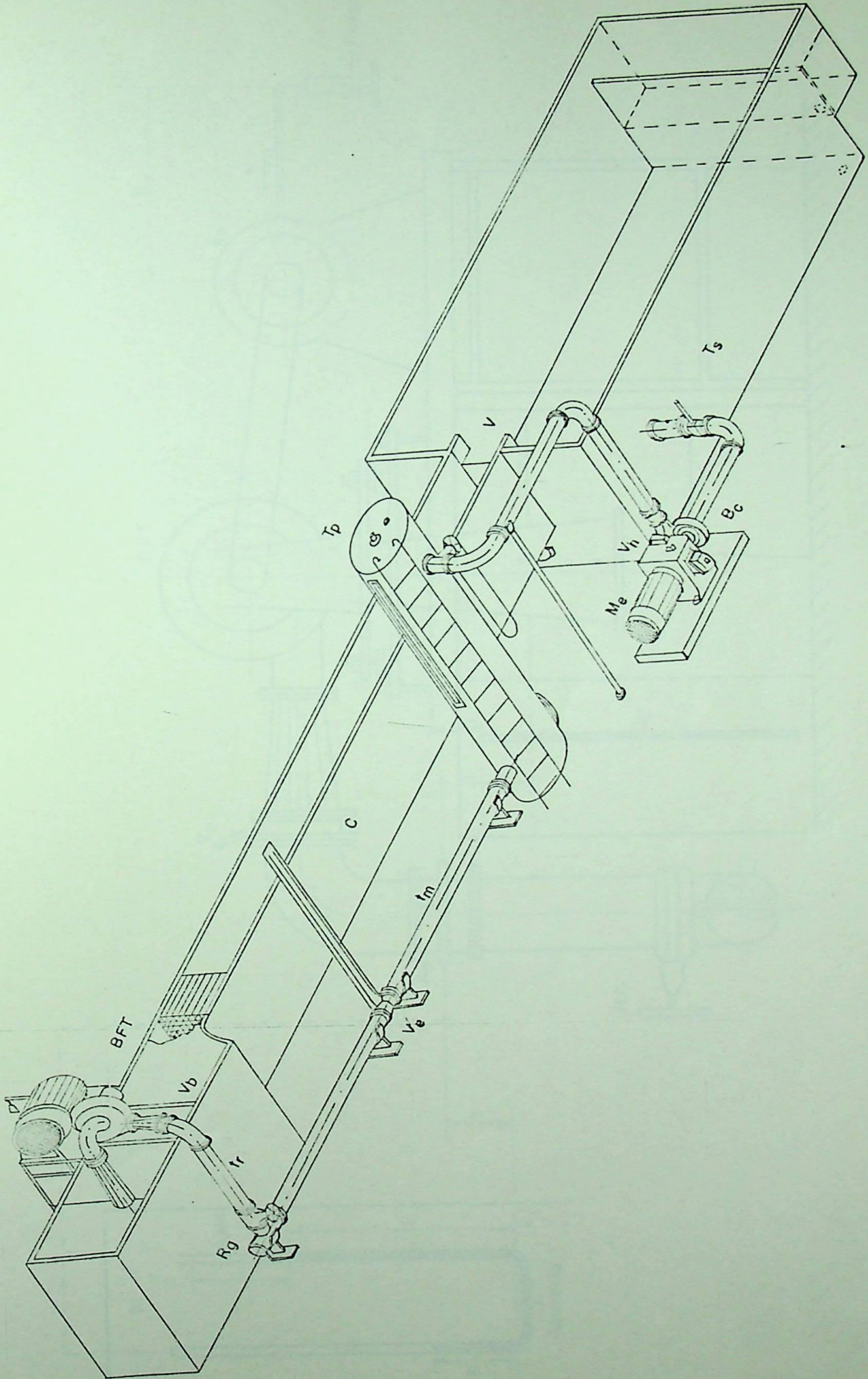


FIGURA 3.5 - Circuito para Ensaio da BFT.

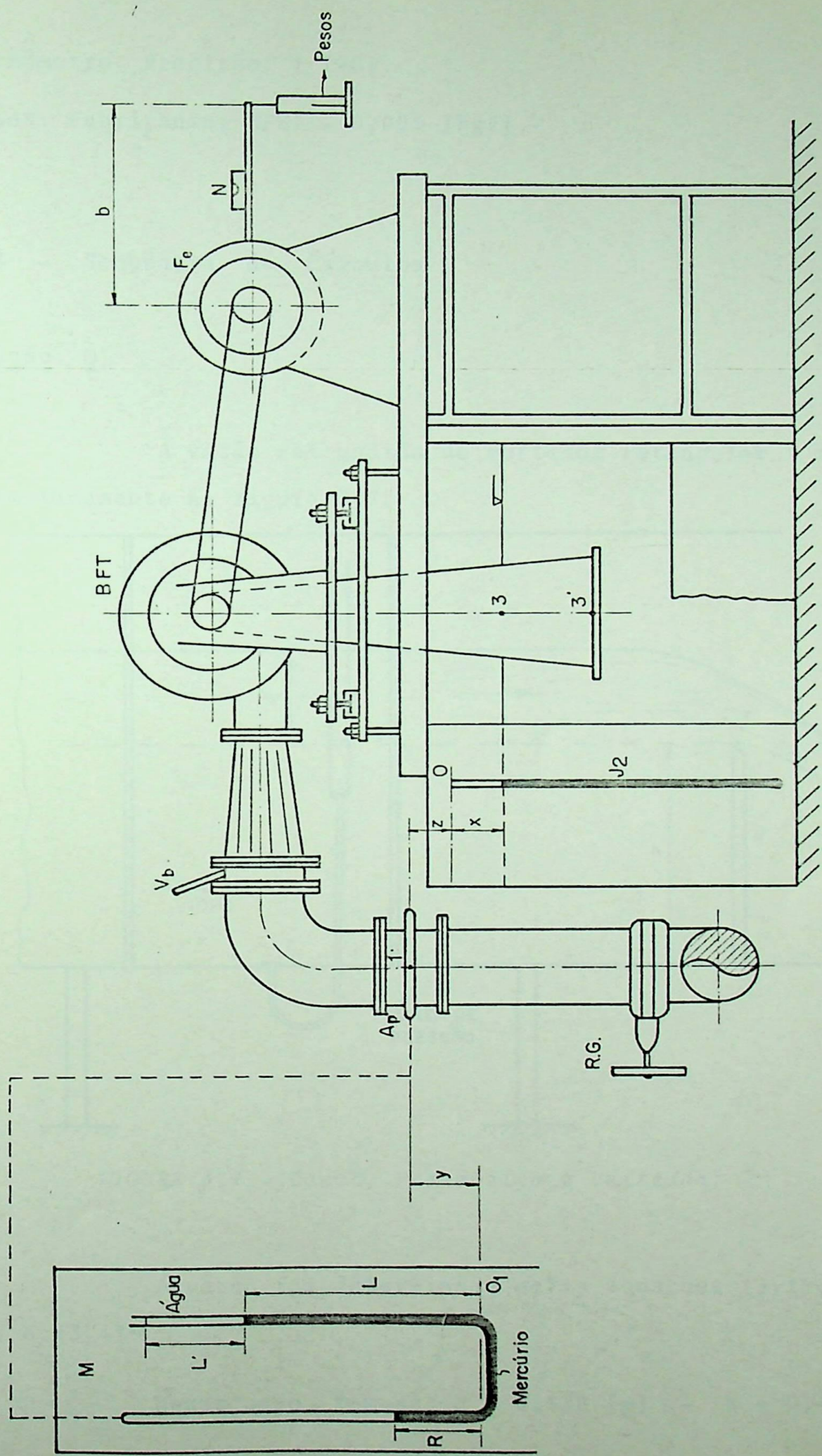


FIGURA 3.6 - Banco de Ensaios da BFT.

Termômetro: Precisão: 1 [°C].

- Pesos: Fabricante: EFEI - 0,005 [kgf].

### 3.3.4 - Sequência de Cálculos

#### A) Vazão: $Q$

A vazão foi medida do vertedor retangular mostrado esquematicamente na figura 3.7.

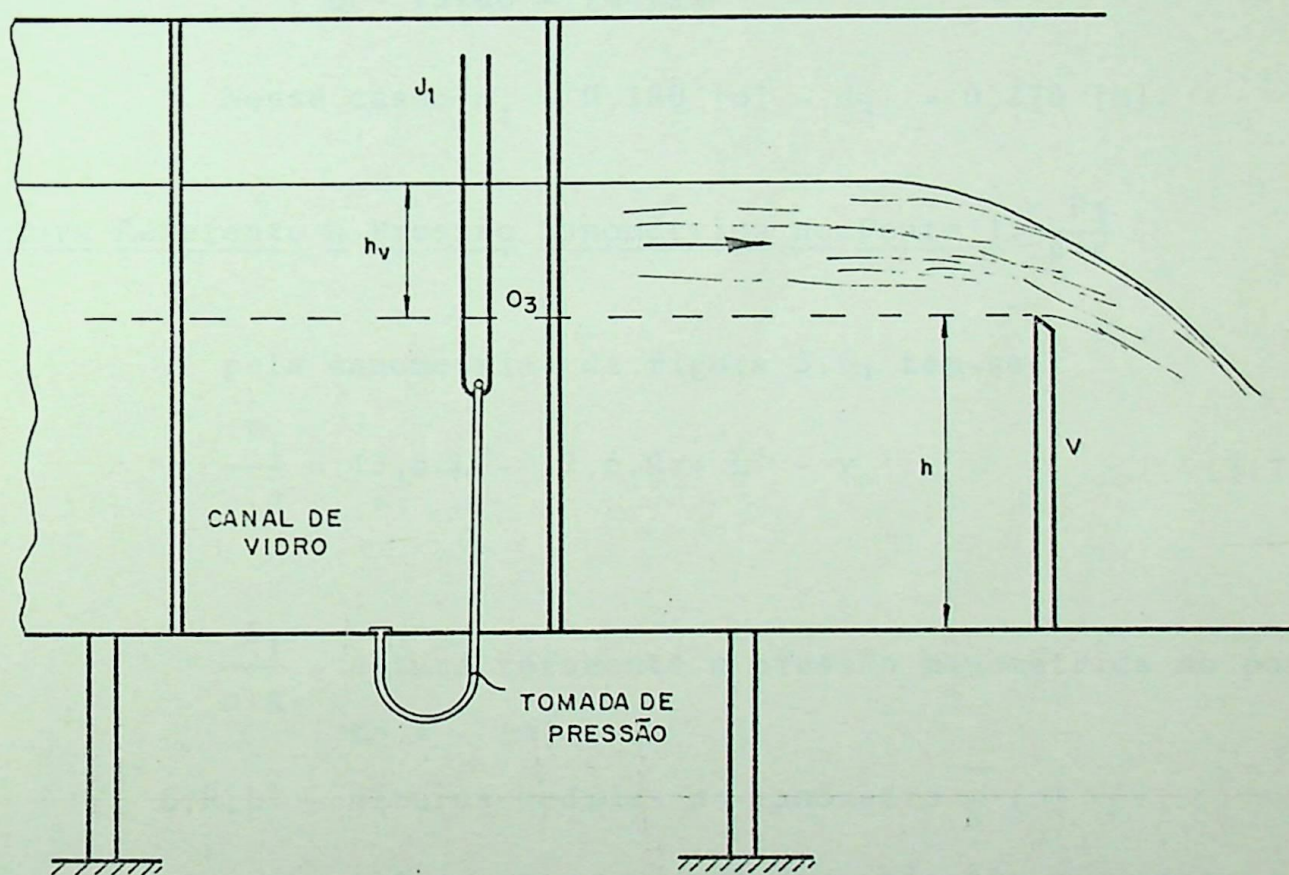


FIGURA 3.7 - Canal, Piezômetro e Vertedor.

A vazão foi determinada pelas equações (3.1), (3.2), (3.3) e (3.4):

Nesse caso, tem-se:  $h = 0,520$  [m] -  $a = 0,495$  [m].

B) Velocidades nos pontos 1 e 3':  $v_1, v_{3'}$

$$v_1 = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_1} \quad (3.12)$$

$$v_{3'} = \frac{4 \cdot Q}{\pi \cdot d_{3'}} \quad (3.13)$$

onde:

$v_1, v_{3'}$  - velocidades médias nos pontos 1 e 3' - [m/s]

$d_1, d_{3'}$  - diâmetros internos nos pontos 1 e 3' - [m]

$Q$  - vazão - [m<sup>3</sup>/s]

Nesse caso:  $d_1 = 0,180$  [m] -  $d_{3'} = 0,270$  [m].

C) Altura Referente a Pressão Manométrica no Ponto 1:  $\frac{P_1}{\rho \cdot g}$

pela manometria, da figura 3.6, tem-se:

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} = 13,6 \cdot L - 12,6 \cdot R + L' - y \quad (3.14)$$

onde:

$\frac{P_1}{\rho \cdot g}$  - altura referente a pressão manométrica no ponto 1 - [m]

$L, R, L'$  - alturas medidas no manômetro - [m]

$y$  - altura entre o zero do manômetro e o ponto 1 - [m]

Nesse caso:  $y = 0,942$  [m].

D) Altura Disponível:  $H$

Aplicando Bernoulli entre os pontos 1 e 3, tem-se:

$$H = \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_{3'}^2}{2 \cdot g} + z_1 + x \quad (3.15)$$

07! NÃO É  
DO TÂNQUE DA  
DB = DISTÂNCIA (19)9

onde:

$H$  - altura disponível da BFT - [m]

$\frac{P_1}{\rho \cdot g}$  - altura referente a pressão manométrica em 1 - [m]

$z_1$  - altura entre o zero da escala do piezômetro ( $J_2$ ) e o ponto 1 - [m]

$x$  - altura entre o zero da escala do piezômetro ( $J_2$ ) e o nível do tanque de retorno ( $T_r$ ) - [m]

Nesse caso:  $z_1 = 0,2315$  [m].

Como o ponto 1 se localiza antes da curva mostrada na figura 3.6, adotar-se-ã como altura disponível da turbina o seguinte:

$$H = \frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{v_1^2 - v_{3'}^2}{2 \cdot g} + z_1 + x - H_p \quad (3.16)$$

onde:

$H_p$  - perda de carga localizada na curva de  $90^\circ$  - [m]

$$H_p = k \cdot \frac{v_1^2}{2 \cdot g} \quad (3.17a)$$

$k$  - coeficiente de perda

$g$  - aceleração da gravidade - [m/s<sup>2</sup>]

E) Potência Hidráulica:  $P_h$

$$P_h = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H \cdot 10^{-5} \quad (3.17b)$$

onde:

$P_h$  - potência hidráulica da BFT - [kW]

$\rho$  - massa específica da água - [kg/m<sup>3</sup>]

$g$  - aceleração da gravidade - [m/s<sup>2</sup>]

$Q$  - vazão - [m<sup>3</sup>/s]

$H$  - altura disponível - [m]

F) Potência de Eixo do Freio:  $P_{ef}$

$$P_{ef} = 1,025 \cdot F \cdot b \cdot n_f \cdot 10^{-3} \quad (3.18)$$

onde:

$P_{ef}$  - potência de eixo no freio - [kW]

$F$  - força aplicada - [kgf]

$b$  - distância do ponto de aplicação da força ao centro do eixo - [m]

$n_f$  - rotação do freio - [rpm]

G) Potência de Eixo da BFT:  $P_e$

$$P_e = \frac{P_{ef}}{\eta} \quad (3.19)$$

onde:

$P_e$  - potência de eixo da BFT - [kW]

$P_{ef}$  - potência de eixo do freio - [kW]

$\eta$  - rendimento da transmissão -  $\eta = 95\%$

H) Rendimento Total da BFT:  $\eta_t$

$$\eta_t = \frac{P_e}{P_h} \cdot 100 \quad (3.20)$$

onde:

$\eta_t$  - rendimento total da BFT - [%]

$P_e$  - potência de eixo da BFT - [kW]

$P_h$  - potência hidráulica da BFT - [kW]

### 3.3.5 - Sequência de Operações

Liga-se o motor elétrico ( $M_e$ ) com o mínimo de óleo no variador hidráulico de velocidades ( $V_h$ ), partindo a bomba ( $B_c$ ). Em seguida o registro ( $R_g$ ) é aberto, mantendo a válvula ( $V_b$ ) fechada. Através do variador de velocidades ( $V_h$ ), coloca-se a pressão desejada na entrada da BFT. Tendo a pressão desejada, parte-se para o ensaio propriamente dito. Com a válvula borboleta ( $V_b$ ), varia-se a abertura da mesma. Para cada abertura, através das cargas do freio eletrodinamométrico ( $F_e$ ), varia-se a rotação. Para cada rotação fazem-se as leituras das alturas ( $R$ ) e ( $L$ ) no manômetro ( $M$ ), da altura da crista do vertedor ( $h_v$ ), da altura ( $x$ ) do piezômetro ( $J_2$ ) das rotações do freio ( $n_f$ ) e da BFT ( $n_T$ ), e da força ( $F$ ) do braço do freio. A altura ( $L'$ ) no manômetro ( $M$ ) é lida no início do ensaio e se mantém constante.

Com os valores lidos, determinam-se os valores calculados, ou seja, a vazão ( $Q$ ), a altura disponível ( $H$ ), a potência hidráulica ( $P_h$ ), a potência de eixo ( $P_e$ ) e o rendimento total da BFT ( $\eta_t$ ). De posse dos valores lidos e calculados levanta-se o diagrama de colinas vazão ( $Q$ ) versus rotação da BFT ( $n_t$ ) com curvas de abertura ( $\alpha$ ) e rendimento ( $\eta_t$ ) constantes. As condições ambientes são lidas no início e final do ensaio.

### 3.4 - Escolha da Bomba

A escolha da bomba centrífuga foi feita em função das potencialidades do Laboratório Hidromecânico Didático-Científico (LHDC). Escolheu-se a bomba centrífuga de um fabricante nacional com as seguintes especificações:

Fabricante: JACUZZI

Altura:  $H = 6$  [m]

Vazão:  $Q = 112$  [m<sup>3</sup>/h] = 0,031 [m<sup>3</sup>/s]

Rotação:  $n = 1760$  [rpm]

Potência:  $P = 5$  [HP] = 3,729 [kW]

Frequência: 60 [Hz]

Modelo: B5FC4-B

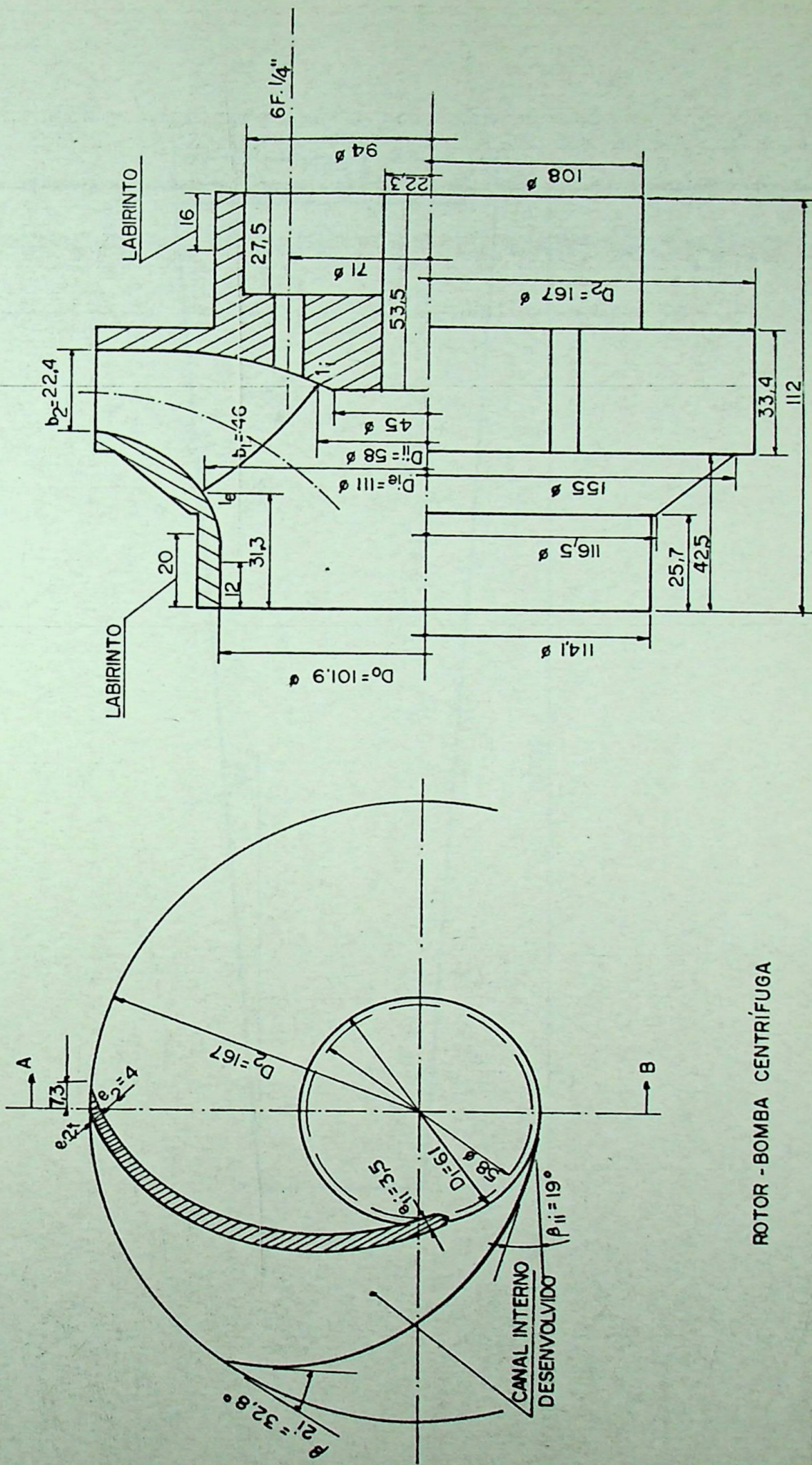
Material do Rotor: Ferro fundido

Material da Caixa Espiral: Ferro fundido

Após a aquisição da bomba, desmontou-se a mesma, levantando-se os dados geométricos do rotor, que estão apresentados na figura 3.8.

### 3.5 - Adaptações

As adaptações limitaram-se a modificações no tubo de sucção, quando no funcionamento como turbina. O tubo de sucção que no caso do funcionamento como bomba era reto-cilíndrico, foi modificado para tronco-cônico para o funcionamento como turbina. O tubo de sucção construído, está mostrado na figura 3.9.



ROTOR - BOMBA CENTRÍFUGA

FIGURA 3.8 - Rotor da Bomba Ensaaiada.

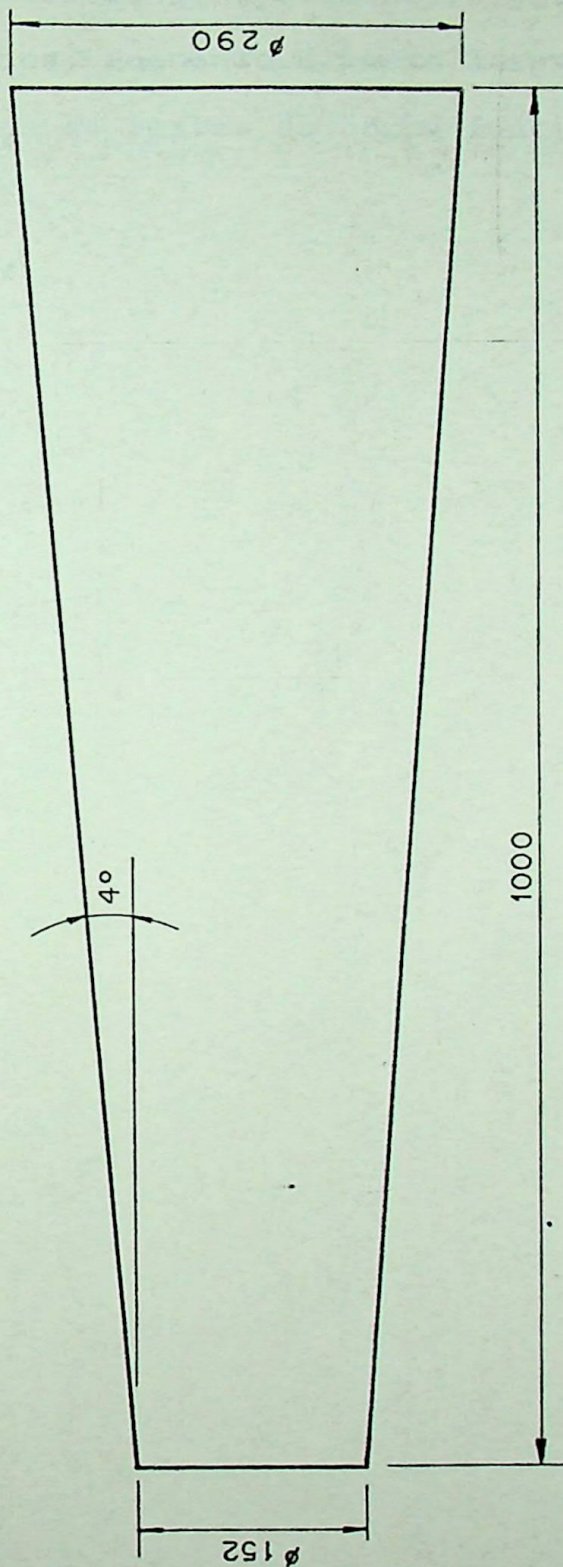


FIGURA 3.9 - Tubo de Sucção da BFT.

O anexo 2 apresenta um programa de computador para determinação dos resultados experimentais nos ensaios da bomba funcionando como turbina. Enquanto o anexo 3 apresenta uma seção de fotografias dos bancos de testes da bomba funcionando como bomba e como turbina.

## C A P Í T U L O 4

## RESULTADOS

## 4 - RESULTADOS

### 4.1 - Resultados da Bomba Funcionando como Bomba (BFB)

Ensaiou-se a bomba funcionando como bomba e levantou-se seu campo básico de funcionamento, determinando as condições ótimas de funcionamento, definidas como sendo as condições de máximo rendimento. A figura 4.1 apresenta o campo básico de funcionamento, bem como as condições ótimas.

A partir do campo básico de funcionamento, levantou-se as curvas de altura disponível ( $H$ ), potência de eixo ( $P_e$ ), potência hidráulica ( $P_h$ ) e rendimento total ( $\eta_t$ ) versus a vazão ( $Q$ ), denominadas curvas de recepção. A figura 4.2 apresenta as curvas de recepção da bomba.

No anexo 4 encontram-se os valores lidos e calculados tabelados, tanto para o campo básico, bem como para as curvas de recepção.

Com os resultados do ensaio da bomba e os valores especificados para a aquisição da mesma, apresenta-se na tabela 4.1, a comparação entre os mesmos.

A comparação apresentada na tabela 4.1, mostra que os dados do fabricante são bem diferentes dos obtidos no ensaio. A altura disponível de ensaio se apresenta maior que a especificada e conseqüentemente a vazão se torna menor. A rotação de ensaio é menor que a especificada, levando a rotação específica real a uma bomba lenta. Pelos dados geométricos do rotor, apresentados na figura 3.9, já se previa uma bomba lenta.

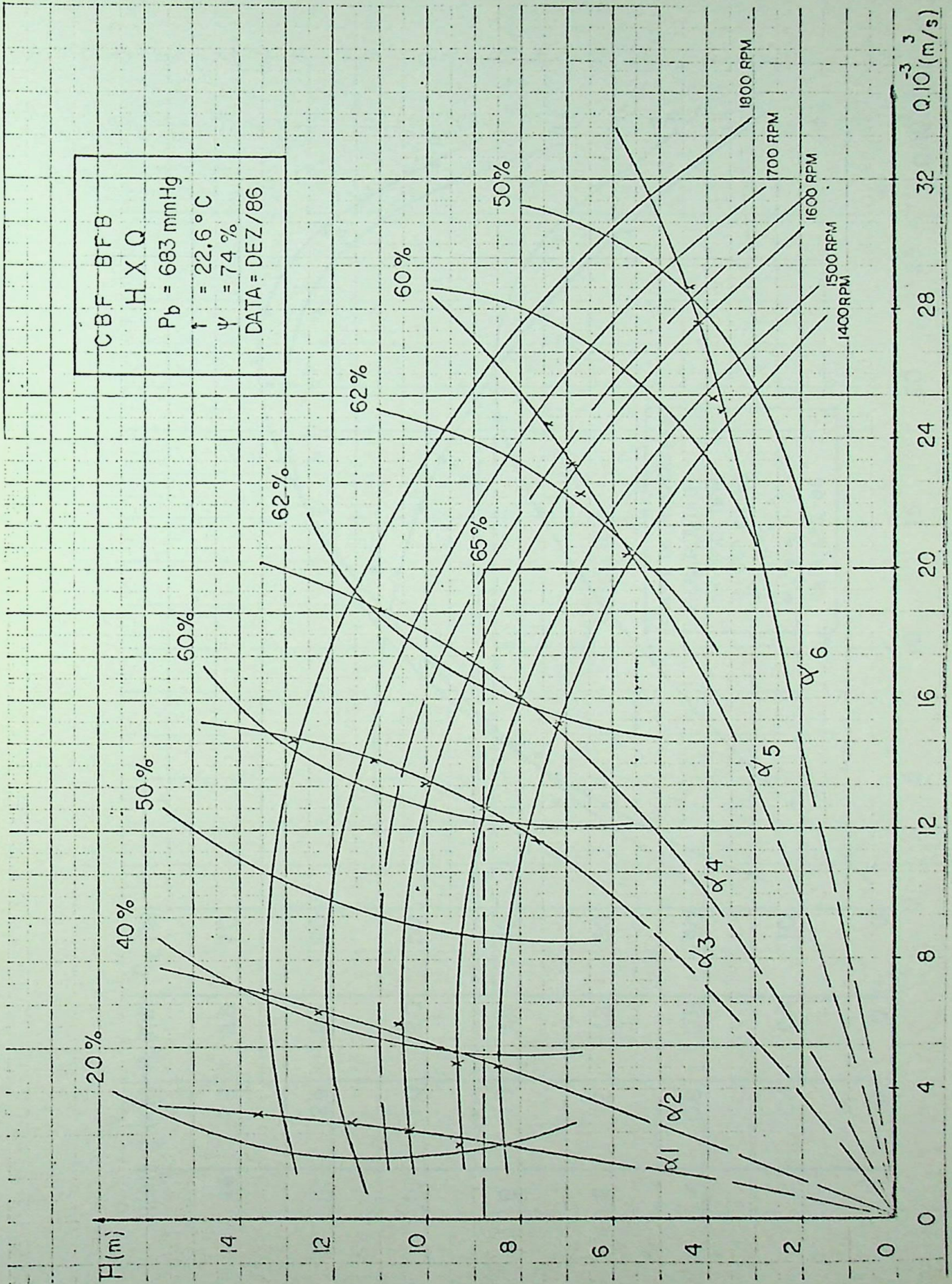


FIGURA 4.1 - Campo Básico de Funcionamento da BFB.

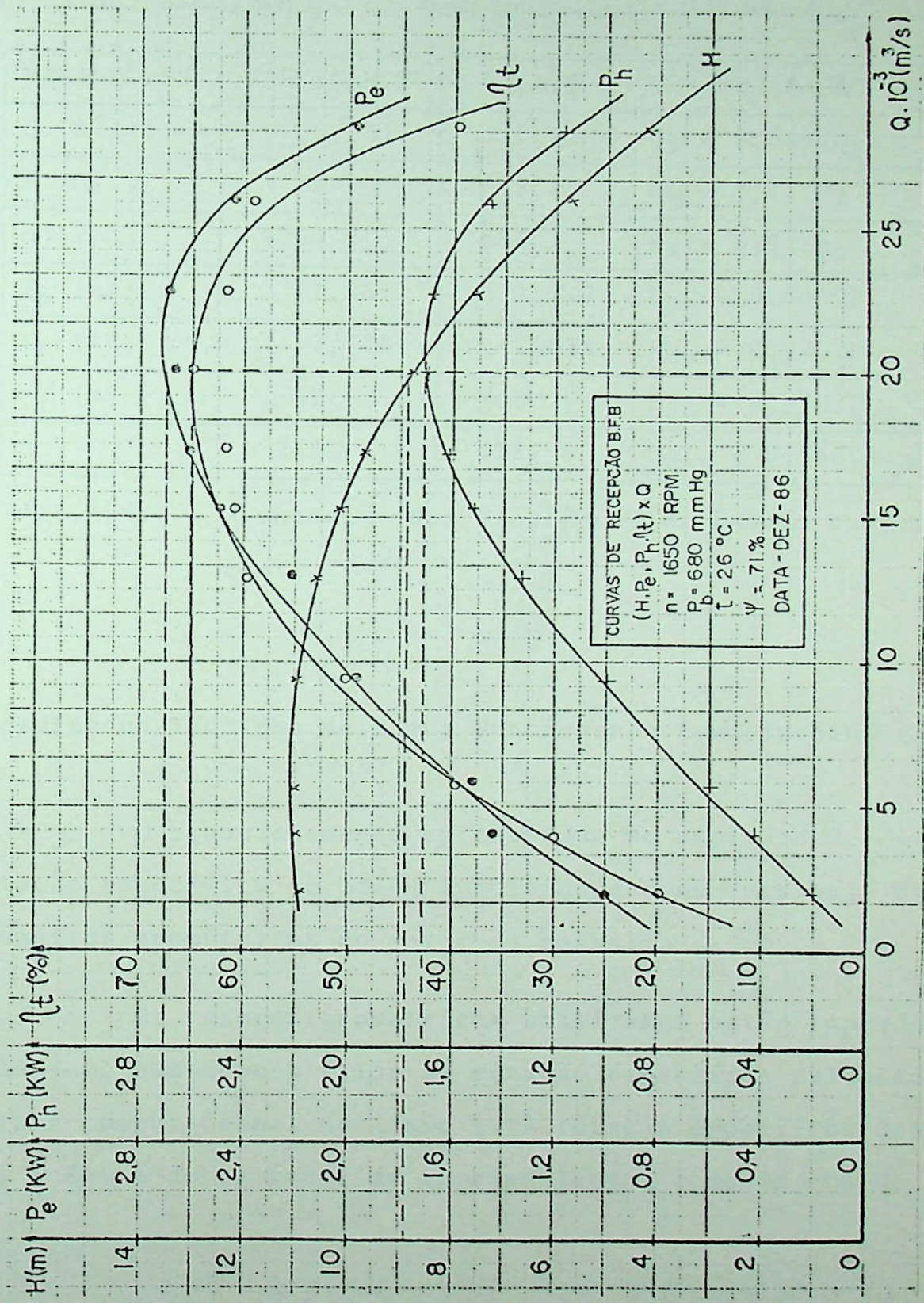


FIGURA 4.2 - Curvas de Recepção da BFB -  $n = 1650 \text{ [rpm]}$ .

Os resultados obtidos no ensaio da bomba funcionando como bomba serão utilizados para posteriores comparações.

PARÂMETROS	FABRICANTE	ENSAIO	COMPARAÇÃO
Q [m <sup>3</sup> /s]	0,031	0,020	$Q_E = 0,645 \cdot Q_F$
H [m]	6	8,8	$H_E = 1,47 \cdot H_F$
n [rpm]	1760	1650	$n_E = 0,94 \cdot n_F$
P <sub>h</sub> [kW]	1,831	1,722	$P_{hE} = 0,941 \cdot P_{hF}$
P <sub>e</sub> [kW]	2,733	2,650	$P_{eE} = 0,970 \cdot P_{eF}$
η <sub>t</sub> [%]	67	65	$P_{eE} = 0,970 \cdot P_{eF}$
n <sub>qA</sub>	244	138	$n_{qAE} = 0,566 \cdot n_{qAF}$

TABELA 4.1 - Comparação dos Resultados de Ensaio e do Fabricante.

#### 4.2 - Resultados Teóricos da Bomba Funcionando como Turbina (BFT)

O equacionamento apresentado no capítulo 2, determina a rotação específica da bomba funcionando como turbina, baseado nos parâmetros geométricos do rotor da bomba.

Os valores geométricos utilizados estão reproduzidos na tabela 4.2, bem como o valor da rotação específica calculada pelo programa computacional no Anexo 1. A rotação específica determinada  $n_{qA} = 84$ , é de um rotor de turbina lenta, como já era de se esperar.

Após calcular a rotação específica, o programa determina as alturas e vazões, baseado na adoção de uma faixa de rendimentos internos, para cada rotação também adotada.

Os resultados teóricos estão mostrados na tabela 4.3. Esses resultados não indicam qual é a altura, vazão e rotação para o melhor ponto de rendimento, mas mostram que nas rotações de 1100 [rpm] e 1800 [rpm], esse ponto não se encontra. Isto porque de acordo com o trabalho de BUSE [02], quando no funcionamento como turbina, o aumento da altura e vazão, para se obter um rendimento máximo próximo da bomba, varia de um fator de 1,1 a 2,2, dependendo da rotação específica.

Os resultados teóricos terão importância na comparação com os resultados experimentais.

PARÂMETROS GEOMÉTRICOS - BFT	
$D_{1e} = D_1 = 167$ [m]	$\beta_1 = 32,8^\circ$
$D_{2e} = 0,111$ [m]	$t = 0,087$ [m]
$b_1 = 0,0224$ [m]	$e_t = 0,0073$ [m]
Rotação Específica: $n_{qA} = 84$	

TABELA 4.2 - Valores Geométricos e Rotação Específica.

#### 4.3 - Resultados Experimentais da Bomba Funcionando como Turbina (BFT)

##### 4.3.1 - Levantamento do Campo Básico de Funcionamento com Variação de Altura

Inicialmente, levantou-se o campo básico de funcionamento da BFT variando-se a altura e mantendo a abertura máxima na válvula borboleta. Este campo está mostrado conforme figura 4.3. Do

n	$\eta_i$	Q	H	n	$\eta_i$	Q	H	n	$\eta_i$	Q	H
rpm	%	$m^3/s$	m	rpm	%	$m^3/s$	m	rpm	%	$m^3/s$	m
ADOTADA	ADOTADA	DETERM.	DETERM.	ADOTADA	ADOTADA	DETERM.	DETERM.	ADOTADA	ADOTADA	DETERM.	DETERM.
1100	75	0,0220	8,45	1400	75	0,0244	14,56	1650	75	0,0287	20,22
	80	0,0208	8,13		80	0,0229	13,97		80	0,0270	19,41
	85	0,0197	7,84		85	0,0216	13,43		85	0,0255	18,66
	90	0,0187	7,57		90	0,0204	12,93		90	0,0241	17,96
1200	75	0,0240	10,05	1500	75	0,0261	16,71	1700	75	0,0296	21,47
	80	0,0227	9,68		80	0,0246	16,04		80	0,0279	20,61
	85	0,0215	9,33		85	0,0232	15,42		85	0,0263	19,81
	90	0,0204	9,01		90	0,0219	14,84		90	0,0248	19,06
1300	75	0,0226	12,55	1600	75	0,0279	19,01	1800	75	0,0314	24,06
	80	0,0213	12,05		80	0,0262	18,25		80	0,0295	23,10
	85	0,0190	11,15		85	0,0247	17,55		85	0,0278	22,21
	90	0,0201	11,58		90	0,0233	16,89		90	0,0262	21,57

TABELA 4.3 - Valores Determinados Teoricamente.

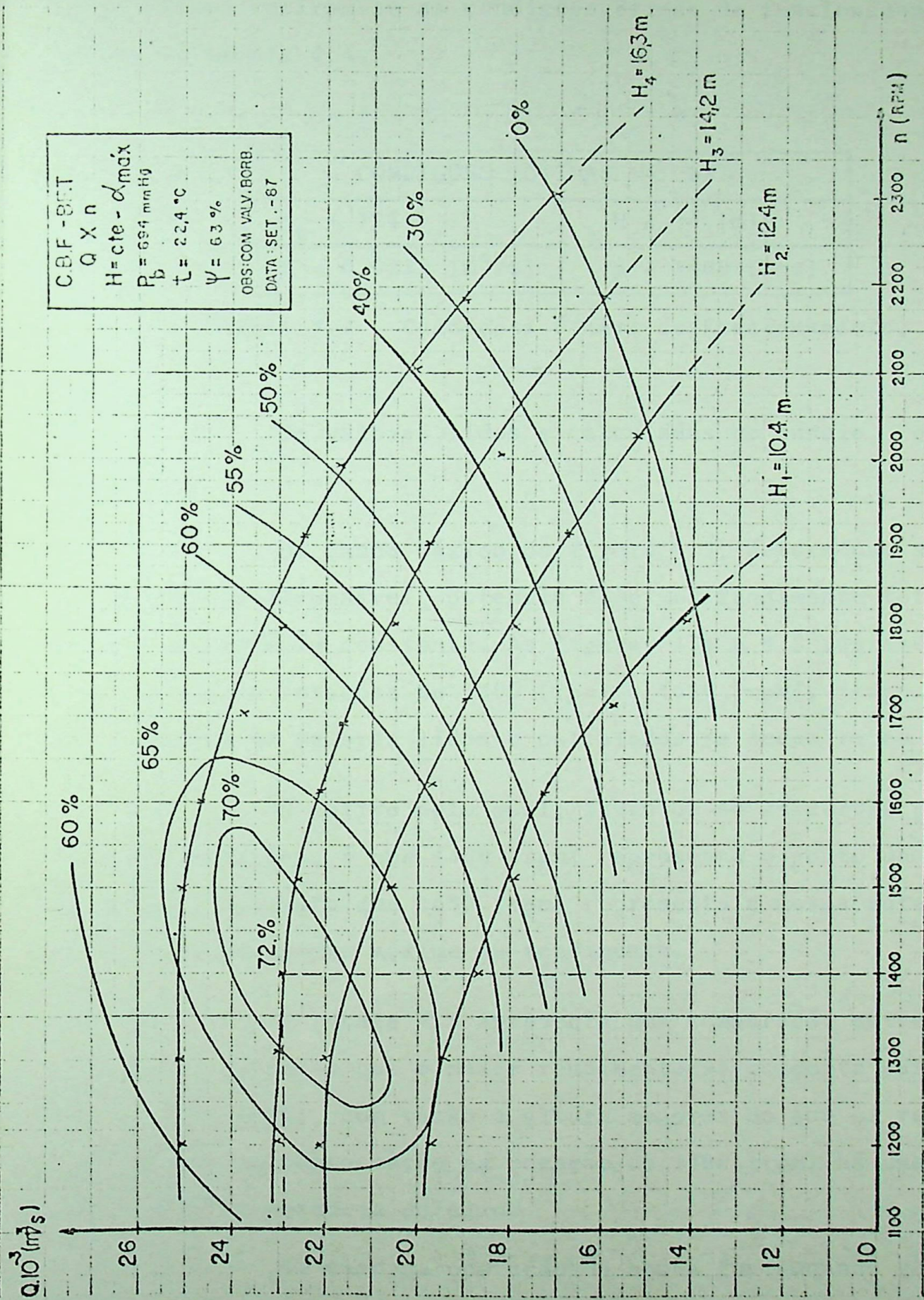


FIGURA 4.3 - Campo Básico de Funcionamento da BFT - Q x n com H = cte e  $\alpha_{max}$ .

campo básico retiram-se as condições ótimas de funcionamento, mostradas na tabela 4.4.

CONDIÇÕES ÓTIMAS - BFT	
$\eta_t = 72\%$	$H = 14 \text{ [m]}$
$Q = 0,0229 \text{ [m}^3\text{/s]}$	$n = 1400 \text{ [rpm]}$

TABELA 4.4 - Condições Ótimas de Funcionamento.

Os valores lidos e calculados do ensaio, estão no anexo 4.

Do campo básico da figura 4.3, determinam-se as curvas de altura disponível, potência de eixo, rendimento total versus vazão, com rotação constante. As figuras 4.4 e 4.5 representam as curvas para as rotações de 1400 [rpm] e 1650 [rpm], respectivamente. O quadro de valores lidos e calculados se encontra no anexo 3.

O motivo pelo qual, levantou-se as curvas para essas duas rotações, é que 1400 [rpm] representa o ponto de rendimento máximo, enquanto que 1650 [rpm] representa a mesma rotação da bomba para seu ponto máximo de rendimento.

A tabela 4.5 apresenta uma comparação entre as duas rotações, mostrando que o maior rendimento se comporta para a rotação de 1400 [rpm], com vazão e altura menores do que as relativas a 1650 [rpm]. Em compensação na rotação de 1400 [rpm] há uma queda de 0,312 [kW] na potência de eixo.

No caso da operação da bomba funcionando como turbina com rotações menores que a do funcionamento como bomba, o eixo será mais solicitado. Assim sendo, uma checagem na limitação do ei-

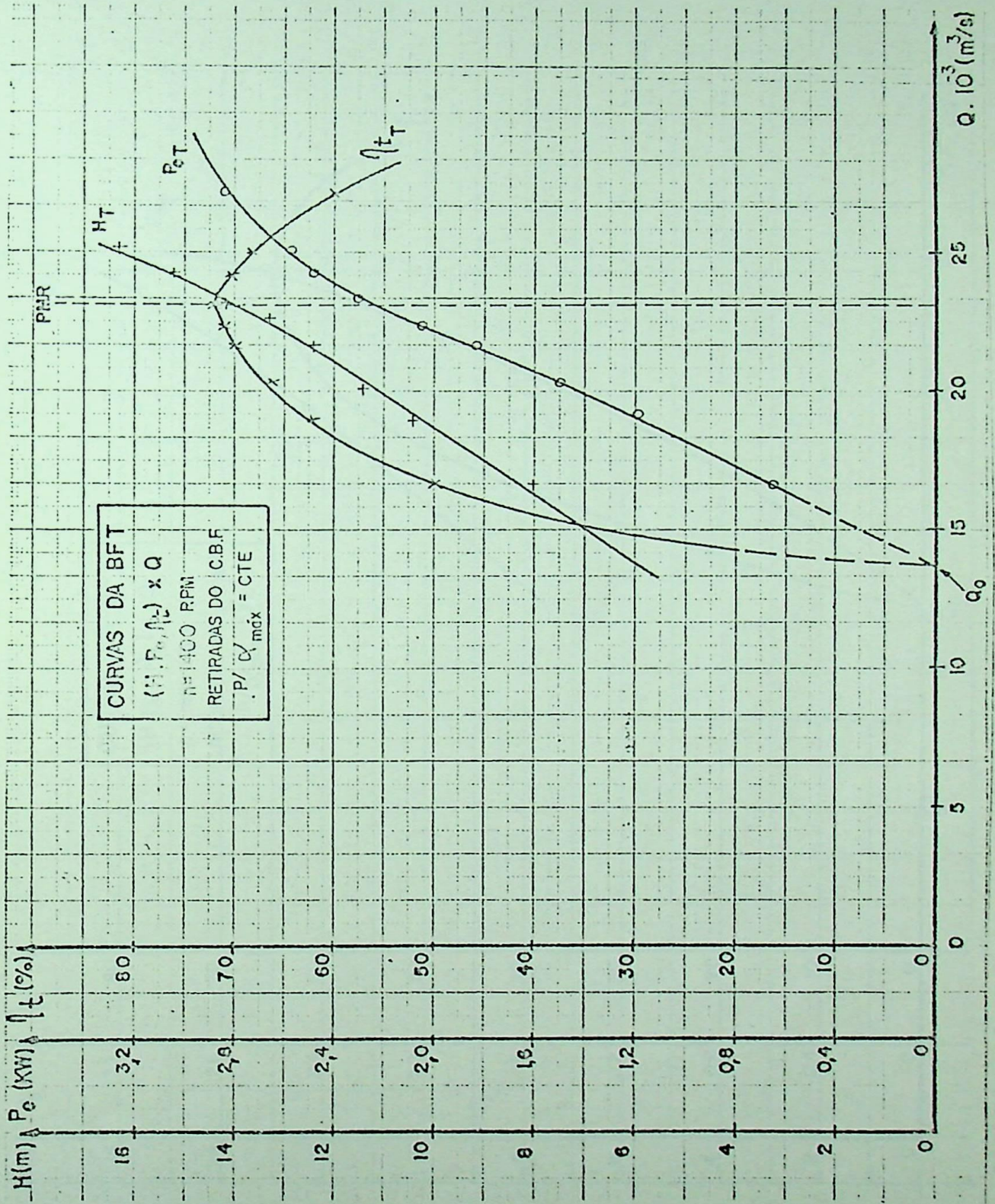


FIGURA 4.4 - Curvas da BFT Retiradas do Campo Básico para n = 1400 [rpm].

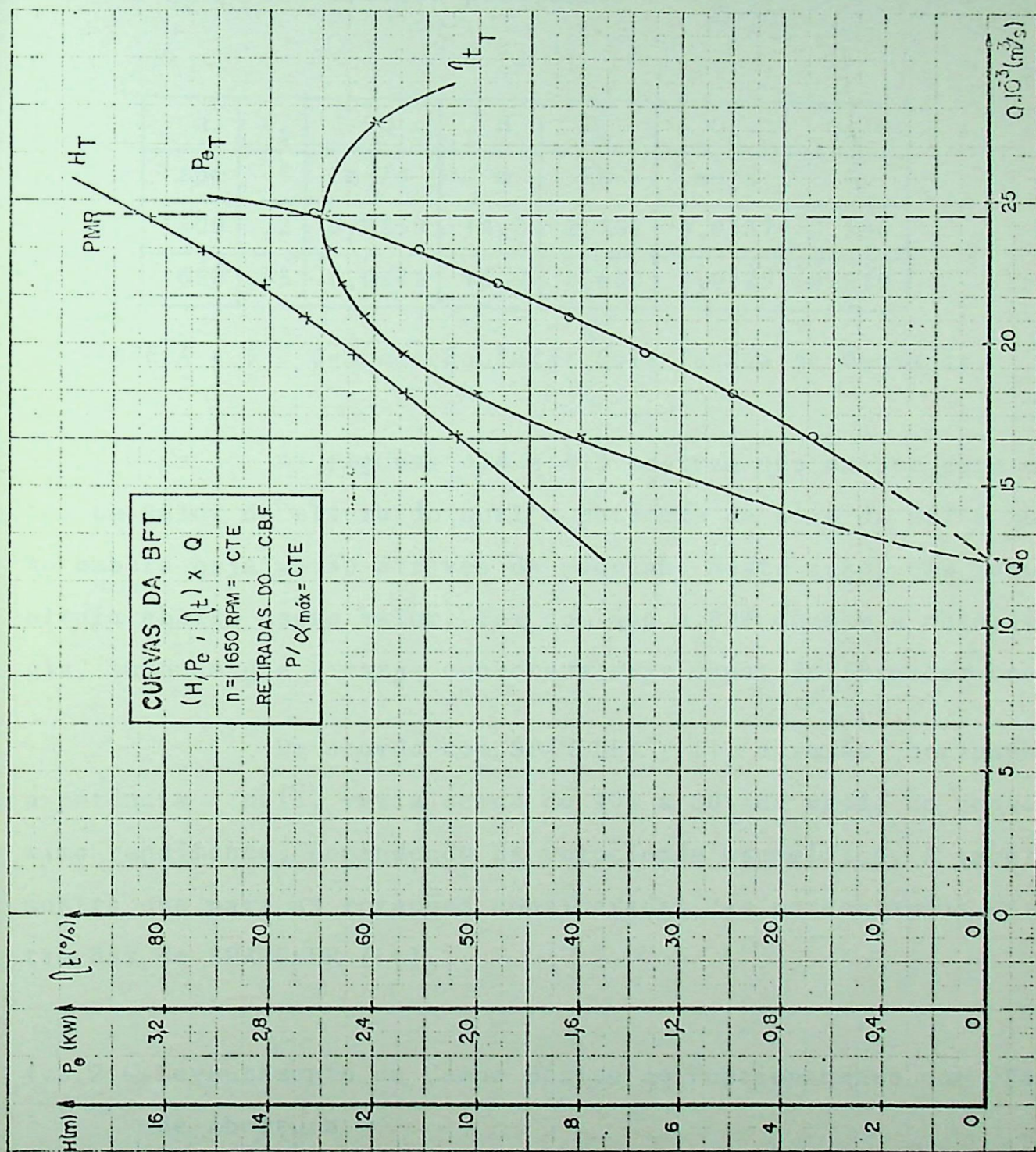


FIGURA 4.5 - Curvas da BFT Retiradas do Campo Básico para  $n = 1650 \text{ [rpm]}$ .

xo é necessária.

No caso da BFT em estudo, na rotação de 1400 [rpm] , solicitaria um eixo de 15,5 [mm] de diâmetro. Como o diâmetro do eixo é 22 [mm], não haveria problema.

n	$\eta_t$	Q	H	$P_e$	$Q_o$	$Q_o/Q$
rpm	%	$m^3/s$	m	kW	$m^3/s$	-
1400	72	0,0230	14,0	2,268	0,0137	0,596
1650	65	0,0245	16,7	2,600	0,0125	0,510

TABELA 4.5 - Comparação Entre Dois Pontos de Operação.

As figuras 4.4 e 4.5 mostram que existe para cada caso, um valor de altura do qual a potência de eixo da BFT é nula, muito embora haja vazão através da máquina. Neste caso, uma redução da altura abaixo desse valor, faz com que a BFT comece a absorver energia, supondo que a carga conectada seja capaz de fornecer energia.

De acordo com SPANGLER [14], a vazão correspondente a potência nula, varia cerca de 40% a 80% da vazão do ponto de máximo rendimento, dependendo da velocidade específica. A tabela 4.5 mostra que para as rotações consideradas, as percentagens estão dentro das de SPANGLER [14].

#### 4.3.2 - Levantamento do Campo Básico de Funcionamento com Variação de Abertura

Baseado nos resultados do campo básico apresentado na figura 4.3, foram levantados novos campos básicos da BFT, variando-se a abertura da válvula borboleta, mantendo a altura constante.

Os campos levantados se referem as alturas constantes e iguais a 14 [m] e 12,1 [m]. No caso da altura de 14 [m], nesta se encontra o ponto de máximo rendimento, enquanto no caso da altura de 12,1 [m], procura-se estudar o comportamento da máquina para uma situação fora do ponto de máximo rendimento, objetivando analisar essa condição.

Nas figuras 4.6 e 4.7, são apresentados os campos básicos respectivamente, referentes as alturas de 14 e 12,1 [m].

As tabelas de valores lidos e calculados se encontram no anexo 4.

Na tabela 4.6, são apresentadas as condições ótimas de funcionamento para as alturas de 14 e 12,1 [m].

H	Q	n	$\eta_t$	$P_h$	$P_e$
m	m <sup>3</sup> /s	rpm	%	kW	kW
14,0	0,0229	1400	74	3,137	2,322
12,1	0,0216	1330	70	2,577	1,790

TABELA 4.6 - Condições Ótimas de Funcionamento Retiradas do Campo Básico para H = Constante.

Os resultados apresentados na tabela 4.6, mostram que a BFT pode trabalhar com altura menor, correspondendo um pequeno prejuízo no rendimento. O que realmente é significativo é a queda de potência de eixo, cerca de 23% com relação a equivalente a altura de 14 [m].

Nada impede do usuário em funcionar a BFT em alturas

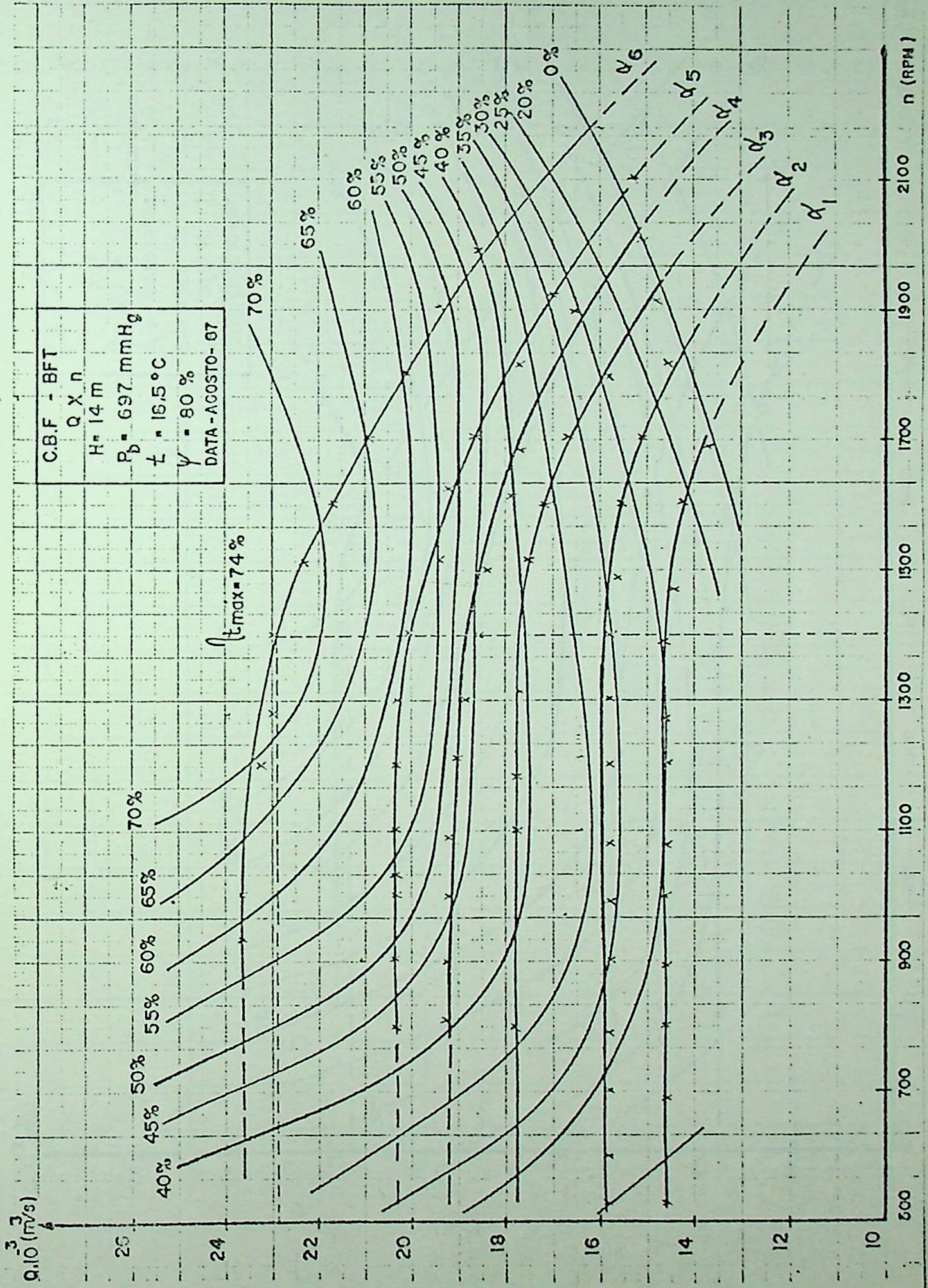


FIGURA 4.6 - Campo Básico de Funcionamento para H = 14 [m].

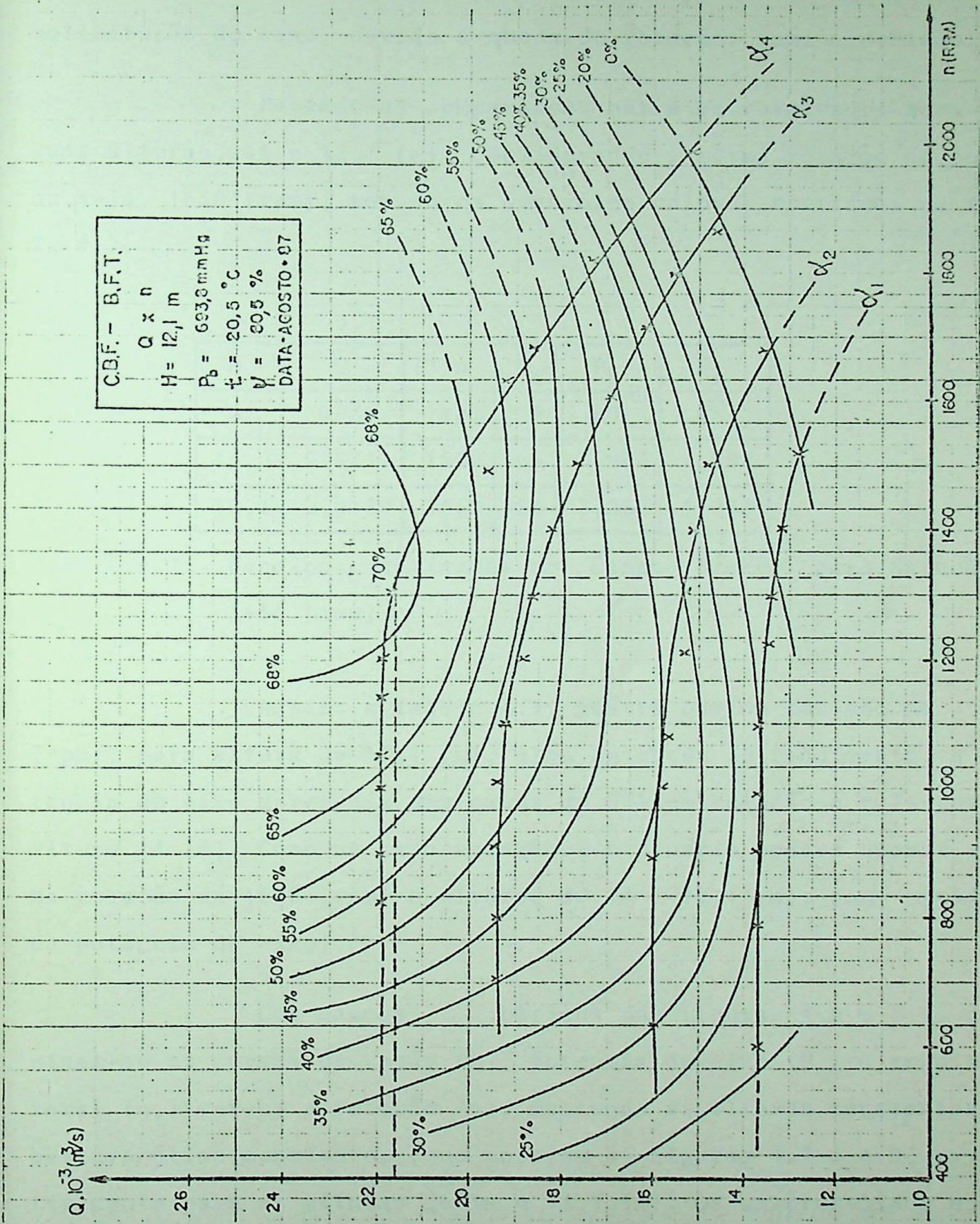


FIGURA 4.7 - Campo Básico de Funcionamento para  $H = 12,1 \text{ [m]}$ .

e vazões menores, desde que uma checagem seja feita com relação a solicitação do eixo, devido a queda de rotação, como comentado.

Fazendo as comparações entre os resultados para as duas alturas, 14 e 12,1 [m], considerando a mesma rotação da bomba, ou seja, 1650 [rpm], tem-se os seguintes valores mostrados na tabela 4.7.

H	Q	n	$\eta_t$	$P_h$	$P_e$
m	m <sup>3</sup> /s	rpm	%	kW	kW
14,0	0,0212	1650	65	2,904	1,888
12,1	0,0189	1650	56	2,238	1,253

TABELA 4.7 - Condições Retiradas do Campo Básico para Rotação de 1650 [rpm].

Assim, a tabela 4.7, mostra que na rotação de 1650 [rpm], para altura de 12,1 [m], além da queda do rendimento, a potência de eixo apresenta uma queda de 34% em relação a referente de altura 14 [m]. Como no caso anterior, o usuário poderá operar a BFT na rotação de 1650 [rpm] e alturas de 14 e 12,1 [m], com prejuízo da potência de eixo.

Dos campos básicos das figuras 4.6 e 4.7, determinam-se as curvas de vazão (Q), potência de eixo ( $P_e$ ) e rendimento total ( $\eta_t$ ) versus a rotação (n), mantendo as alturas constantes e a abertura ótima constante, como mostram as figuras 4.8 e 4.9, respectivamente para as alturas de 14 e 12,1 [m]. Os valores lidos e calculados se encontram no anexo 4.

As figuras 4.8 e 4.9 mostram que, para cada caso, e-

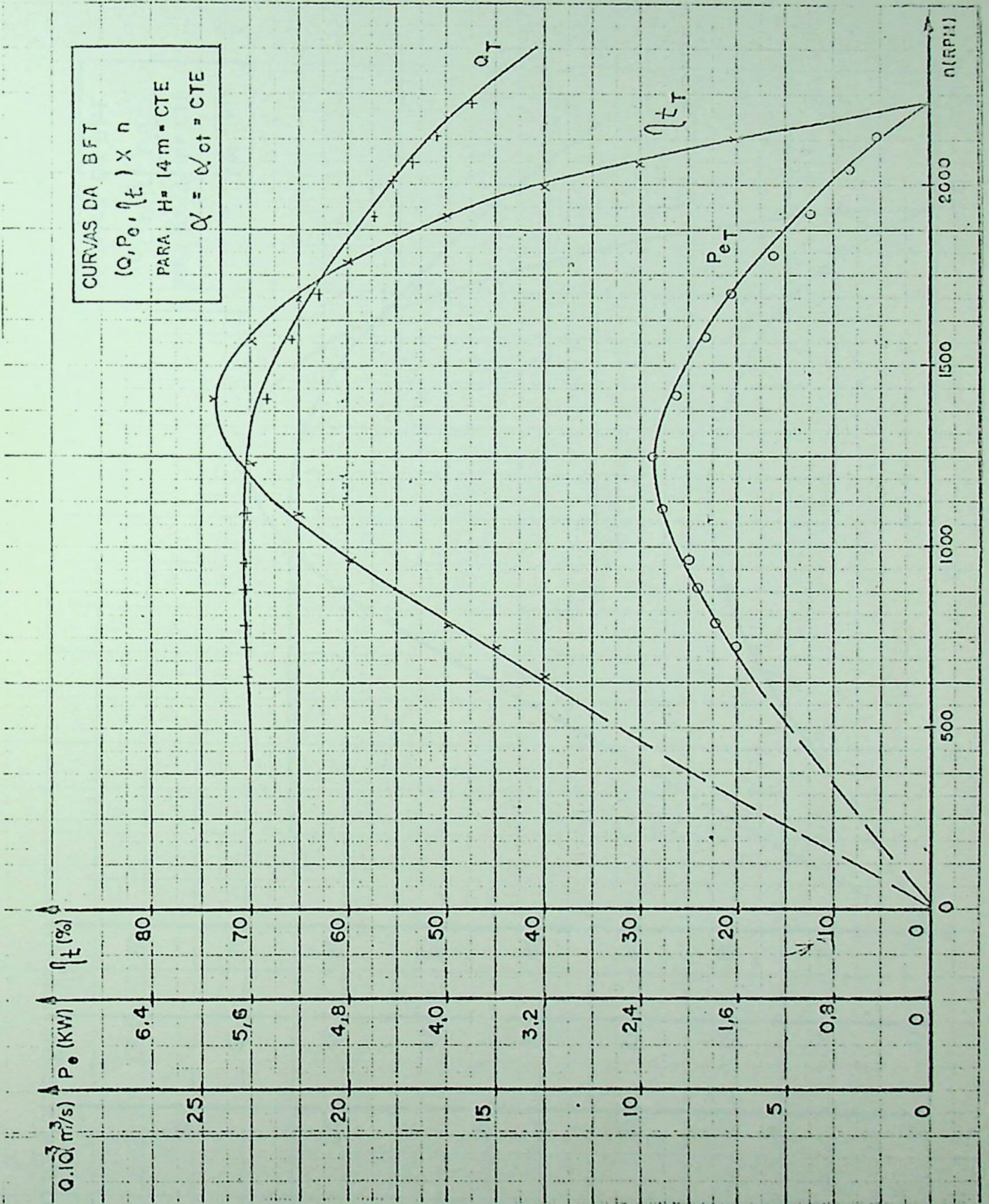


FIGURA 4.8 - Curvas para H = 14 [m] = Cte e α = α<sub>0t</sub> = Cte.

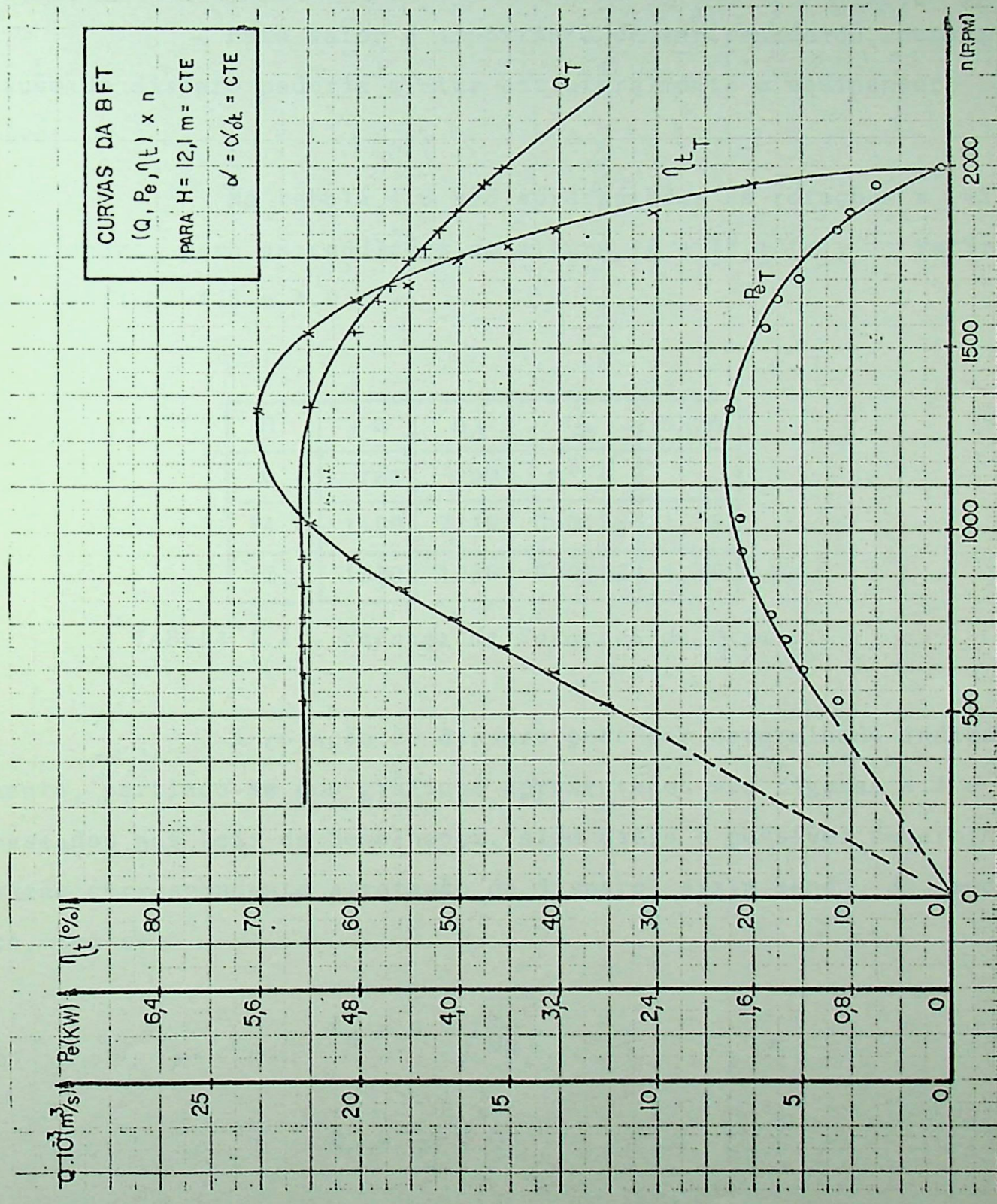


FIGURA 4.9 - Curvas para H = 12,1 [m] = C<sub>te</sub> e α = α<sub>0t</sub> = C<sub>te</sub>.

xiste um ponto de rotação máxima para a BFT a uma determinada altura, denominada rotação de disparo. A rotação de disparo pode ser lida diretamente nas curvas da figura 4.8 e 4.9, respectivamente para as alturas de 14 e 12,1 [m].

Este valor é importante de ser conhecido, pois a rotação de disparo poderia afetar estruturalmente o equipamento rotativo.

Na tabela 4.8 são apresentadas as rotações e vazões de disparo, para as condições de altura 14 e 12,1 [m], retirados dos gráficos 4.8 e 4.9.

H	n	$n_d$	$Q_d$	$n_d/n$
m	rpm	rpm	$m^3/s$	-
14,0	1400	2210	0,0158	1,58
12,1	1330	1980	0,0152	1,49

TABELA 4.8 - Valores de Rotações de Disparo.

A rotação de disparo pode ser determinada indiretamente, partindo-se dos gráficos apresentados nas figuras 4.4 e 4.5, baseados nas Leis da Semelhança. Além disso é possível determinar a vazão correspondente a rotação de disparo. Assim sendo, da semelhança, tem-se:

$$n_d = n \cdot \sqrt{\frac{H}{H_d}} \quad (01)$$

$$Q_d = \frac{n}{n_d} \cdot Q \quad (02)$$

onde:

- $n_d$  - rotação de disparo.  
 $n$  - rotação nominal.  
 $H$  - altura da qual se calcula o disparo.  
 $H_d$  - altura referente ao disparo.  
 $Q_d$  - vazão referente ao disparo.  
 $Q$  - vazão da qual se calcula o disparo.

Como exemplo, sejam os valores retirados da figura 4.4:  $n = 1400$  [rpm];  $H = 14$  [m];  $H_d = 6$  [m];  $Q = 0,023$  [m<sup>3</sup>/s].

$$n_d = 1400 \cdot \sqrt{14/6} = 2140 \text{ [rpm]}$$

$$Q_d = \frac{1400}{2140} \cdot 0,023 = 0,0151 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$n_d/n = 1,53$$

Os resultados mostrados na tabela 4.8, para a altura de 14 [m], se mostram muito próximos dos calculados pela Semelhança. Assim sendo, pode-se ter uma aproximação da rotação de disparo e da vazão referente ao disparo, baseado nas curvas apresentadas na figura 4.5.

Com relação a velocidade de disparo, para a máxima altura possível da BFT, deverá ser verificada, qual a rotação máxima do mancal.

#### 4.4 - Comparação dos Resultados

##### 4.4.1 - Comparação dos Resultados Experimentais

Pelos resultados experimentais apresentados da bomba

funcionando como bomba e da bomba funcionando como turbina apresenta-se neste item, a comparação entre os mesmos.

Os trabalhos de KITTREDGE [06], BUSE [02], SHAFER e AGOSTINELLI [10], BONADÉ [01], SCHNITZER [09], COOPER [03] e SPANGLER [14] analisam a BFB e BFT sempre para rotações iguais a rotação da BFB, no máximo ponto de rendimento. Isto deve-se ao fato de que em seus países de origem, as Micro Centrais com BFTs funcionam em sistemas interligados, utilizando motores de indução funcionando como geradores de indução. Na realidade, o usuário adquire a bomba e o motor de indução na rotação estabelecida para o funcionamento como bomba. Quando funcionar como turbina, essa rotação é praticamente a mesma.

Nos resultados experimentais da bomba ensaiada como bomba, o máximo rendimento não coincide na mesma rotação para o máximo rendimento da bomba ensaiada como turbina.

Assim sendo, inicialmente, uma comparação dos resultados é feita nos pontos de máximo rendimento da BFB e BFT.

A figura 4.10 mostra uma comparação da operação normal como bomba e como turbina, nas rotações equivalentes ao ponto de máximo rendimento. As curvas são normalizadas pelos valores de altura disponível, vazão, rendimento total e potência de eixo.

Comparando as curvas da figura 4.10, a altura e vazão da BFT são maiores que da BFB. Neste caso a BFT tem um acréscimo na altura de 59% e na vazão de 15%, em relação a BFB, para as condições citadas. O rendimento da BFT se mostra 7% superior ao da BFB. Em compensação a potência de eixo da BFT é inferior a da BFB em cerca de 14,4%.

Do mesmo modo, a figura 4.11 apresenta uma comparação entre as curvas da BFB e BFT para a rotação de 1650 [rpm]. A altura tem um acréscimo de 90%, enquanto a vazão um acréscimo de 22,5% em relação aos valores da BFB para rotação de 1650 [rpm]. A potência de eixo é praticamente a mesma e o rendimento é exatamente igual.

A tabela 4.9 apresenta a comparação dos resultados comentados acima, bem como as relações entre as grandezas.

B F B				B F B			
H	Q	P <sub>e</sub>	η <sub>t</sub>	H	Q	P <sub>e</sub>	η <sub>t</sub>
m	m <sup>3</sup> /s	kW	%	m	m <sup>3</sup> /s	kW	%
n = 1650 [rpm]				n = 1650 [rpm]			
8,8	0,020	2,650	65	8,8	0,020	2,650	65
B F T				B F T			
H	Q	P <sub>e</sub>	η <sub>t</sub>	H	Q	P <sub>e</sub>	η <sub>t</sub>
m	m <sup>3</sup> /s	kW	%	m	m <sup>3</sup> /s	kW	%
n = 1400 [rpm]				n = 1650 [rpm]			
14	0,0230	2,268	72	16,7	0,0245	2,600	65
RELAÇÕES				RELAÇÕES			
H <sub>T</sub> /H <sub>B</sub>	Q <sub>T</sub> /Q <sub>B</sub>	P <sub>eT</sub> /P <sub>eB</sub>	η <sub>tT</sub> /η <sub>tB</sub>	H <sub>T</sub> /H <sub>B</sub>	Q <sub>T</sub> /Q <sub>B</sub>	P <sub>eT</sub> /P <sub>eB</sub>	η <sub>tT</sub> /η <sub>tB</sub>
1,59	1,15	0,856	1,11	1,9	1,225	0,98	1

TABELA 4.9 - Comparação dos Resultados.

Como no trabalho de SPANGLER [14], SHAFER e AGOSTINELLI [10], comentam que o aumento da altura e vazão na BFT, em relação a BFB, variam de 1,1 a 2,2, dependendo da rotação específica. Esses valores são obtidos de resultados experimentais. De acordo com a tabela 4.9, para a máquina ensaiada, as relações estão dentro dessa faixa.

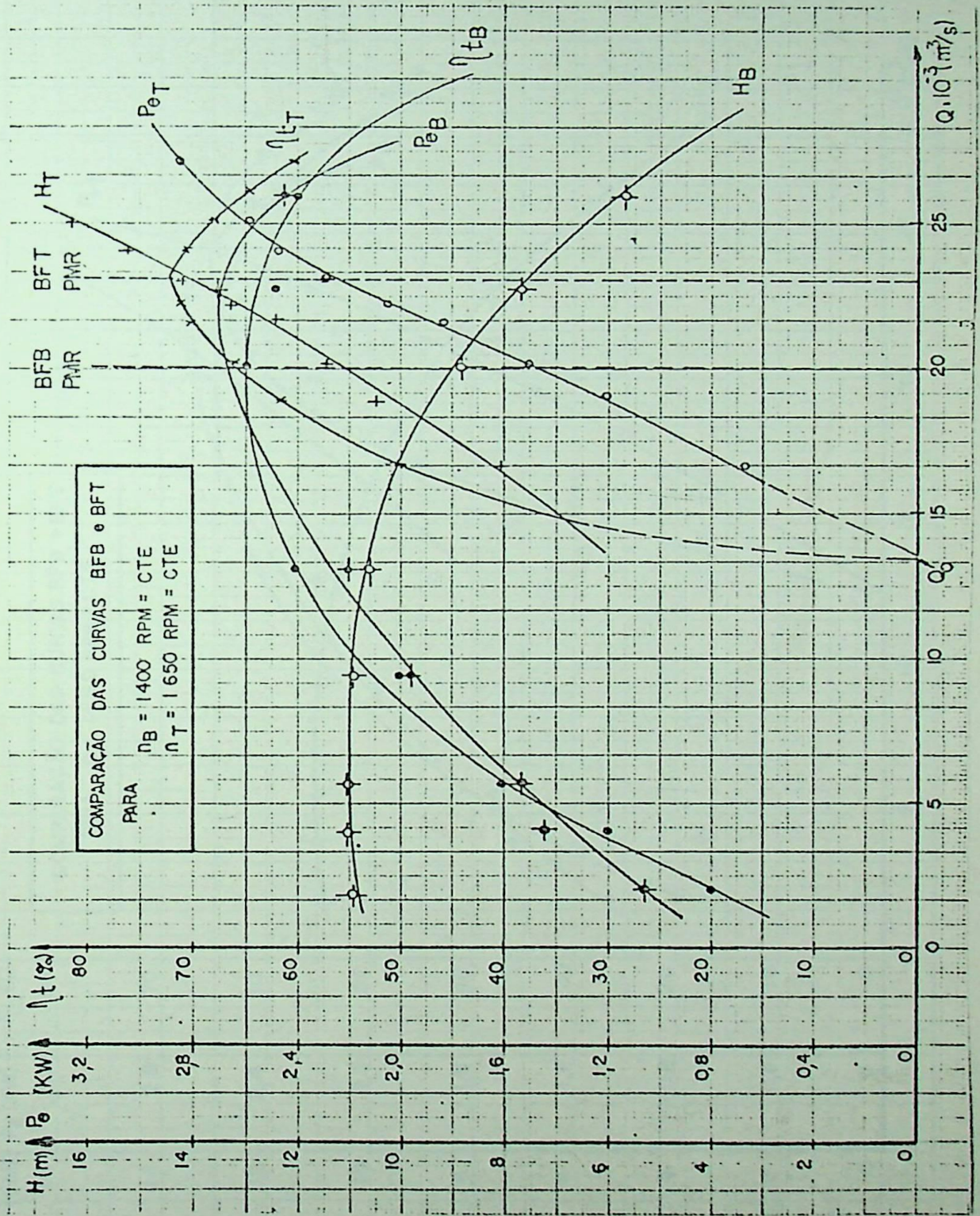


FIGURA 4.10 - Comparação Entre as Curvas de BFB ( $n = 1650 \text{ [rpm]}$ ) e BFT ( $n = 1400 \text{ [rpm]}$ ).

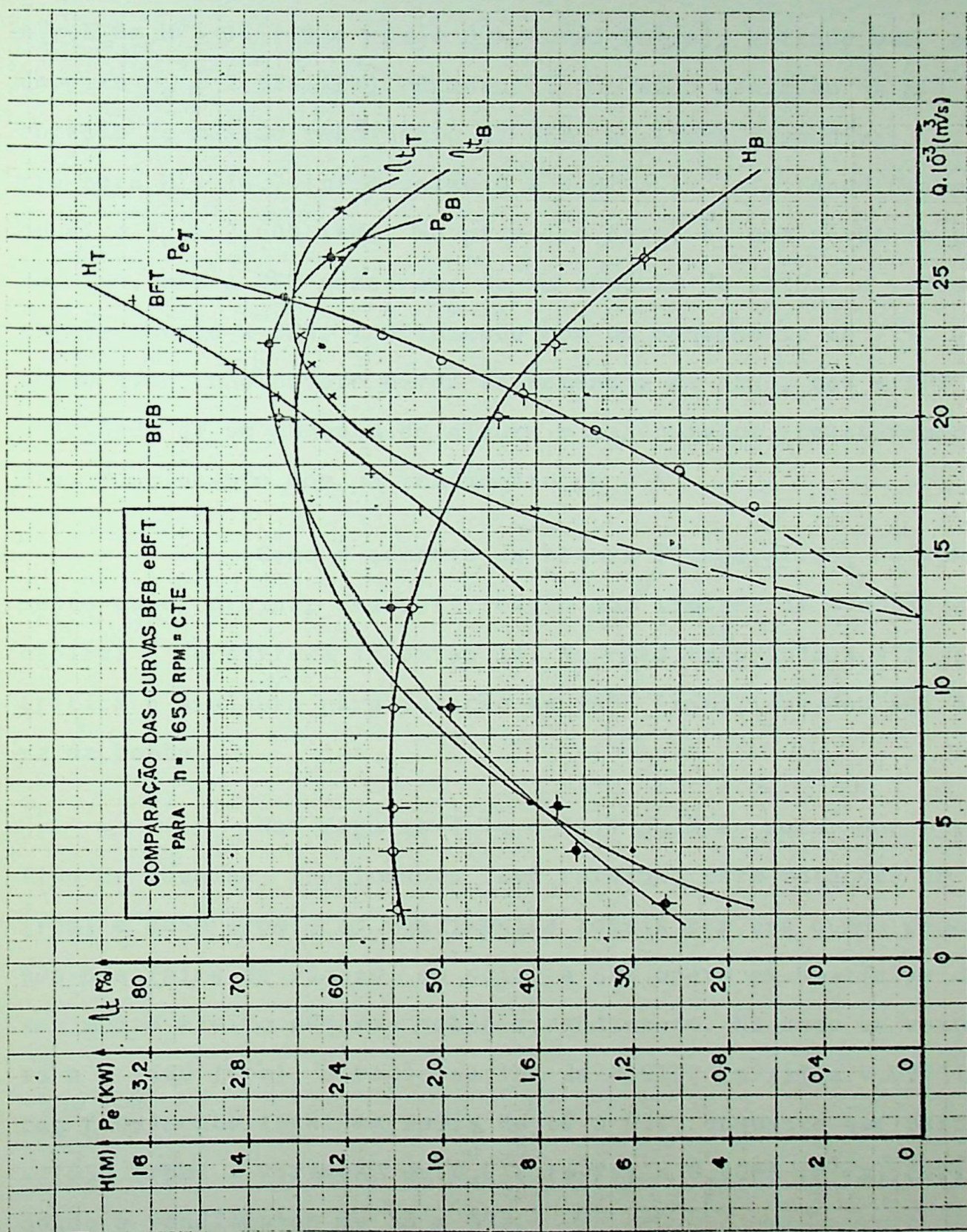


FIGURA 4.11 - Comparação entre as Curvas da BFB e BFT para  $n = 1650 \text{ [rpm]}$ .

Como foi visto a BFT ensaiada tem o máximo rendimento na rotação de 1400 [rpm] e a BFB na rotação de 1650 [rpm]. Se a BFT operar no máximo rendimento, ela precisará de uma altura disponível de  $H = 14$  [m] e vazão  $Q = 0,023$  [m<sup>3</sup>/s], obtendo uma potência de eixo  $P_e = 2,238$  [kW]. Enquanto, que se a operação da BFT for na rotação de máximo rendimento da BFB, a altura disponível necessária será  $H = 16,7$  [m] e vazão  $Q = 0,0245$  [m<sup>3</sup>/s], tendo uma potência de eixo  $P_e = 2,600$  [kW]. No primeiro caso, há uma perda de potência de eixo, mas a BFT necessita de um aumento de altura e vazão menor, relativamente a BFB, funcionando com um rendimento de 72%. Já no segundo caso, não existe perda de potência de eixo, mas a BFT tem necessidade de um aumento de altura e vazão maior, relativamente a BFB, funcionando com um rendimento de 65%.

Como o aumento da altura é imperativo, no funcionamento como turbina, uma verificação dos limites de pressão da caixa espiral é de extrema importância. No caso em estudo, a situação mais crítica é a altura para rotação de 1650 [rpm], que deu 90% da altura da bomba.

Nas figuras 4.10 e 4.11 pode-se notar que para esse tipo de máquina, funcionando como turbina, para rotações de 1400 [rpm] e 1650 [rpm], os rendimentos totais tem uma queda pequena em uma boa faixa de vazões, ou seja, a BFT opera em uma faixa de vazão sem muito efeito adverso sobre o rendimento. No caso em estudo, para  $n = 1400$  [rpm], a vazão variou de 0,0192 [m<sup>3</sup>/s] a 0,027 [m<sup>3</sup>/s], com rendimento total na faixa de 60 a 72%, enquanto que para  $n = 1650$  [rpm] a variação de 0,019 [m<sup>3</sup>/s] a 0,0285 [m<sup>3</sup>/s] correspondendo a rendimentos de 55 a 65%.

Nos trabalhos de KITTREDGE [06], COOPER et alii [03]

e BUSE [01], as BFTs ensaiadas apresentavam rendimentos de 2% a 3% menores que as BFBs, no ponto de máximo rendimento, para a mesma rotação. A BFT ensaiada no LHDC-EFEI obteve rendimento igual a BFB para a mesma rotação, ou seja,  $\eta_t = 65\%$ . Enquanto que, o rendimento máximo da BFT foi superior 7% ao rendimento máximo da BFB.

O trabalho de BONADÉ [01] sugere que se faça uma pequena modificação na lingueta da caixa espiral, ou melhor, um corte na mesma, sem entrar em maiores detalhes. É intuitivo que no funcionamento como turbina, o corte na lingueta trará uma melhor adaptação do fluxo entrando na caixa espiral e se distribuindo no rotor.

Como os fabricantes de bombas centrífugas apresentam em sua linha de produção, rotores padrões com vários diâmetros, sendo ensaiados em uma mesma caixa espiral, a bomba adquirida apresentou uma distância bastante grande com relação ao diâmetro externo do rotor e da lingueta. Isso deve ter beneficiado o funcionamento como turbina, prejudicando o funcionamento como bomba. Razão esta, que deve ter levado a bomba em estudo a rendimentos iguais ou maiores que a bomba, quando funcionando como turbina. Neste caso não haveria motivo para o corte da lingueta, como sugere BONADÉ [01]. Assim sendo, na aquisição de uma bomba para operar como turbina deve ser prestada maior atenção na escolha de um rotor com bastante folga com relação a lingueta da caixa espiral ou da voluta.

A figura 4.12, mostra o rotor e a caixa espiral da bomba ensaiada, bem como suas partes principais. Um detalhe do corte da lingueta sugerido por BONADÉ [01], é mostrado na figura 4.13.

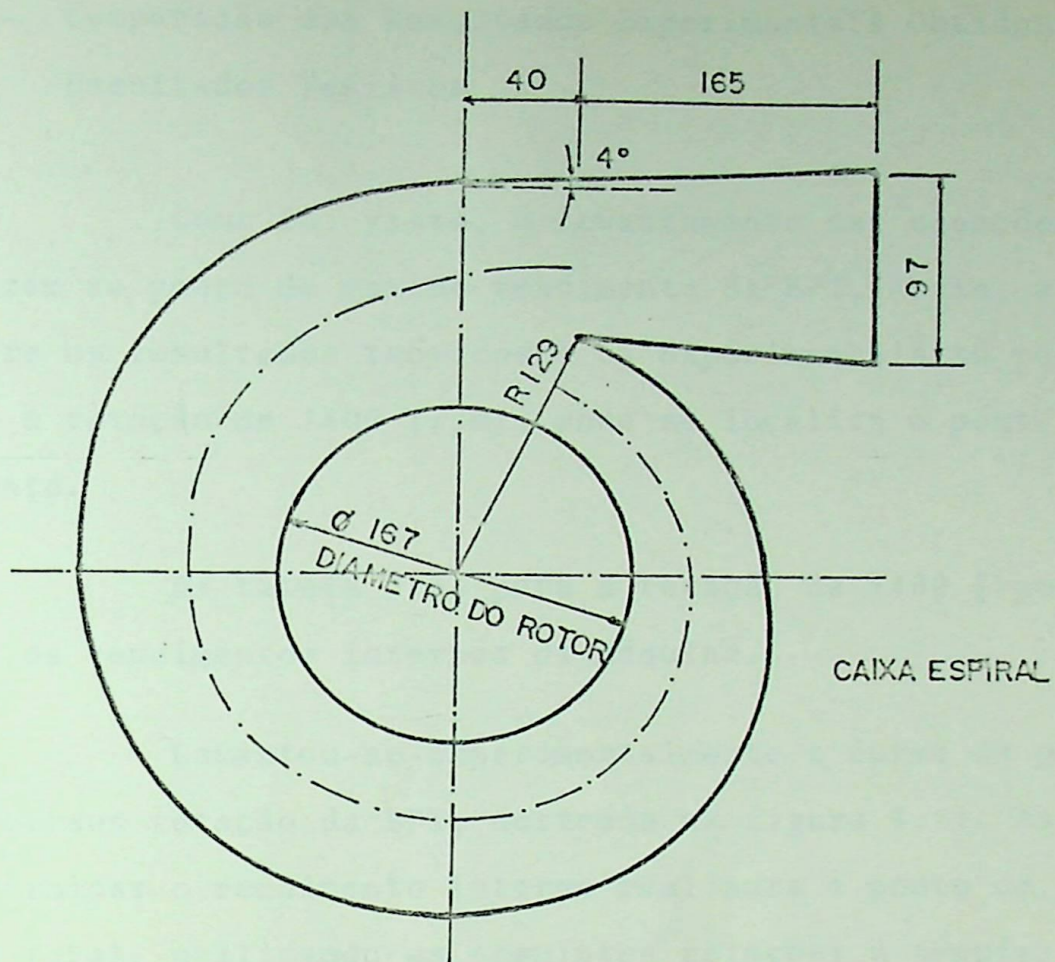


FIGURA 4.12 - Lingueta da Caixa Espiral da Bomba Ensaçada.

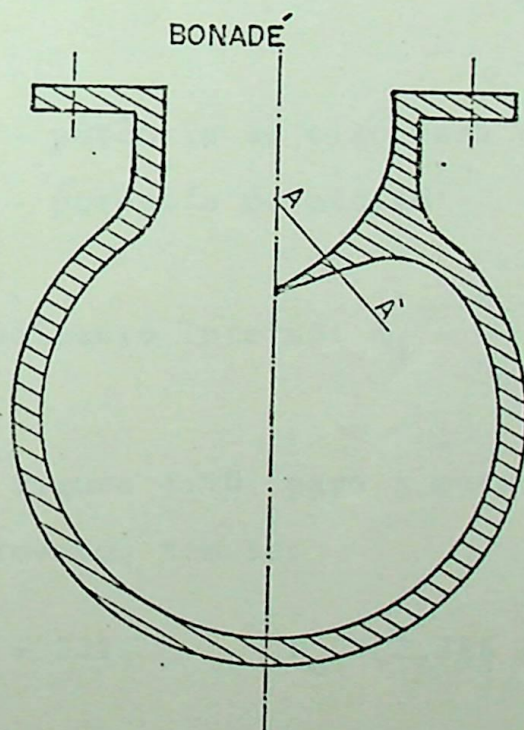


FIGURA 4.13 - Proposta de Corte na Lingueta por BONADÉ [01].

#### 4.4.2 - Comparação dos Resultados Experimentais Obtidos, com os Resultados Teóricos

Como foi visto, o levantamento das equações teóricas se referem ao ponto de máximo rendimento da BFT. Assim, a comparação entre os resultados teóricos e os experimentais só podem ser referidos a rotação de 1400 [rpm], onde se localiza o ponto de máximo rendimento.

Da tabela 4.3, para a rotação de 1400 [rpm] foram adotados os rendimentos internos da máquina.

Levantou-se experimentalmente a curva da potência de atrito versus rotação da BFT, mostrada na figura 4.14. Assim, pode-se determinar o rendimento interno real para o ponto de máximo rendimento total, utilizando as seguintes relações a seguir:

$$\text{Rendimento Mecânico: } \eta_m = \frac{P_e}{P_e + P_a} \quad (4.3)$$

onde:

$P_e$  - potência de eixo para o máximo rendimento total

$P_a$  - potência de atrito

$$\text{Rendimento Interno: } \eta_i = \frac{\eta_t}{\eta_m} \quad (4.4)$$

Da figura 4.10, para a rotação de 1400 [rpm] no ponto de máximo rendimento, tem-se:

$$\eta_t = 72\% \quad - \quad P_e = 2,286 \text{ [kW]}$$

Da figura 4.14, retira-se a potência de atrito para

rotação de 1400 [rpm],  $P_a = 0,286$  [kW].

Utilizando as equações (4.3) e (4.4), tem-se que:

$$\eta_m = \frac{2,286}{2,286 + 0,286} = 0,89 \quad - \quad \eta_i = \frac{0,72}{0,89} = 0,81$$

O rendimento interno para a rotação de 1400 [rpm], é igual  $\eta_i = 81\%$ . Assim, na tabela 4.3, teoricamente, para  $\eta_i = 80\%$ , tem-se:

$$Q_T = 0,0229 \text{ [m}^3\text{/s]} \quad - \quad H_T = 13,97 \text{ [m]}$$

Os resultados experimentais, para o ponto de máximo rendimento na rotação de 1400 [rpm] levaram a valores de  $Q_T = 0,0229$  [m<sup>3</sup>/s] e  $H_T = 14$  [m].

Como pode-se notar, os resultados teóricos coincidem com os resultados experimentais, no ponto de máximo rendimento da BFT.

Os resultados teóricos foram obtidos baseados no trabalho de ULITH [16], onde se equacionou a altura e vazão em função dos parâmetros geométricos, considerando a BFT como uma turbina Francis. Como a máquina em estudo é lenta, e a turbina Francis lenta se assemelha muito a bomba lenta, houve um favorecimento entre os resultados teóricos e experimentais. É provável que no caso das máquinas normais e rápidas a comparação desses resultados não coincidem tanto como no caso das lentas, pois a forma das mesmas começa a se modificar, se comparada a bomba e a turbina.

STEPANOFF [15] estabeleceu relações teóricas de altura e vazão, no ponto de máximo rendimento de uma unidade da bomba operando como turbina a uma mesma rotação. As relações são as seguin

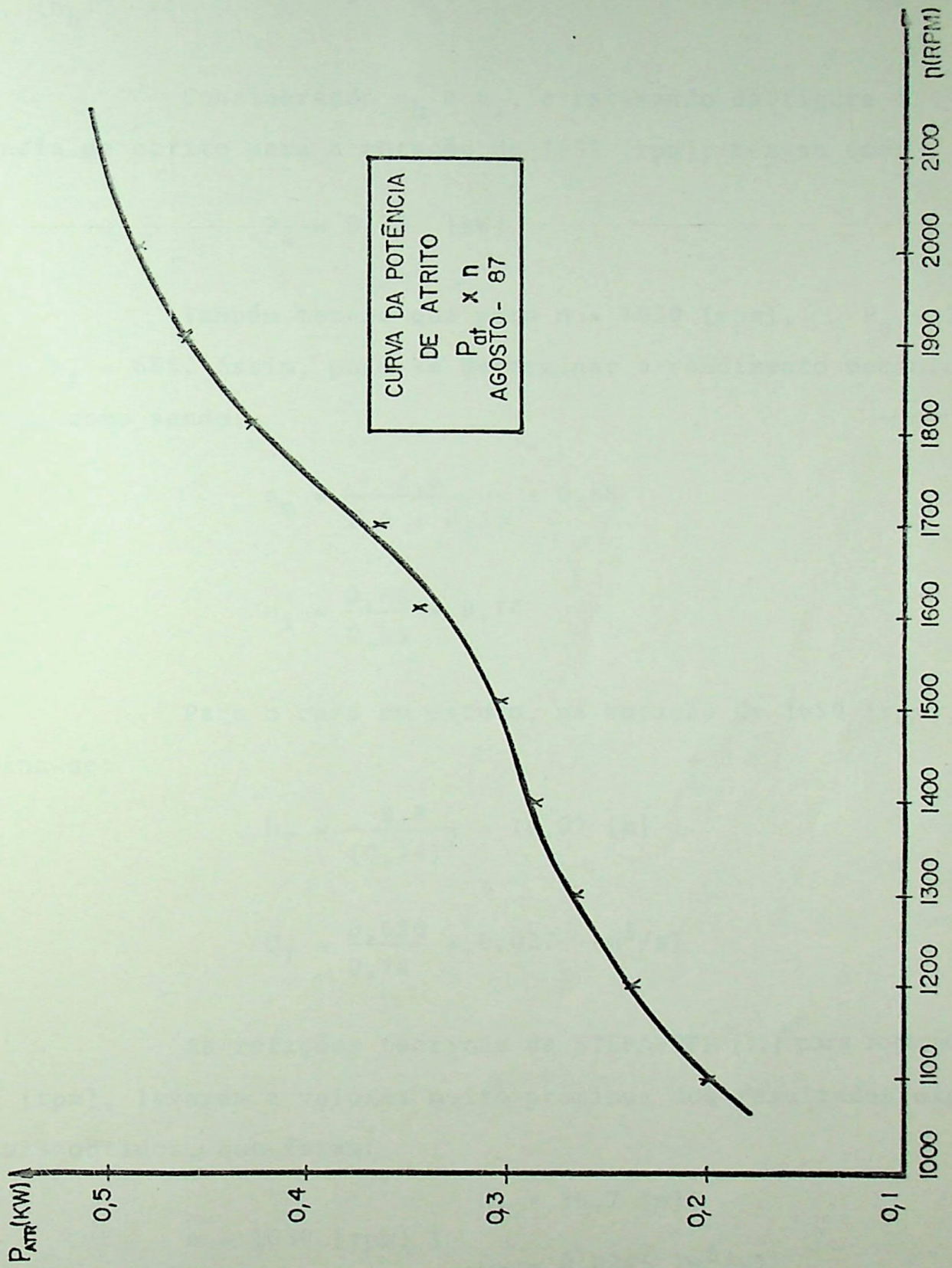


FIGURA 4.14 - Curva da Potência de Atrito.

tes:

$$H_T = \frac{H_B}{(\eta_h)^2} \quad (4.5) \quad - \quad Q_T = \frac{Q_B}{\eta_h} \quad (4.6) \quad - \quad \eta_{qAT} = \eta_h \cdot \eta_{qAB} \quad (4.7)$$

Considerando  $\eta_h \equiv \eta_i$ , e retirando da figura 4. a potência de atrito para a rotação de 1650 [rpm], tem-se que:

$$P_a = 0,35 \quad [\text{kW}]$$

Também tem-se que para  $n = 1650$  [rpm],  $P_e = 2,600$  [kW] e  $\eta_t = 65\%$ . Assim, pode-se determinar o rendimento mecânico e interno como sendo:

$$\eta_m = \frac{2,6}{2,6 + 0,35} = 0,88$$

$$\eta_i = \frac{0,65}{0,88} = 0,74$$

Para o caso em estudo, na rotação de 1650 [rpm], determina-se:

$$H_T = \frac{8,8}{(0,74)^2} = 16,07 \quad [\text{m}]$$

$$Q_T = \frac{0,020}{0,74} = 0,027 \quad [\text{m}^3/\text{s}]$$

As relações teóricas de STEPANOFF [15] para rotação de 1650 [rpm], levaram a valores muito próximos dos resultados experimentais obtidos, que foram:

$$n = 1650 \quad [\text{rpm}] \quad \left\{ \begin{array}{l} H_T = 16,7 \quad [\text{m}] \\ Q_T = 0,0245 \quad [\text{m}^3/\text{s}] \end{array} \right.$$

Das equações (4.5) e (4.6), tem-se:

$$H_B = (\eta_h)^2 \cdot H_T = k_{at} \cdot H_T \quad (4.7)$$

$$Q_B = \eta_h \cdot Q_T = k_{qt} \cdot Q_T \quad (4.8)$$

Considerando que o rendimento hidráulico varia de  $0,75 \leq \eta_h \leq 0,90$ , tem-se:

$$\text{Relação de Altura Teórica: } k_{at} = (0,56 \text{ a } 0,81) \quad (4.10)$$

$$\text{Relação de Vazão Teórica: } k_{qt} = (0,75 \text{ a } 0,90) \quad (4.11)$$

#### 4.4.3 - Comparação dos Resultados Experimentais Obtidos com os Teóricos e de Outros Autores

Dos trabalhos de KITTREDGE [06], BUSE [02], BONADÉ [01], são apresentados na tabela 4.10, os resultados experimentais para a mesma rotação, no ponto de melhor rendimento, e são comparados com os resultados obtidos no LHDC-EFEI para a rotação de 1650 [rpm] (ponto de máximo rendimento da BFB) e 1400 [rpm] (ponto de máximo rendimento da BFT).

Na tabela 4.10 são apresentadas as relações entre as alturas, vazões, bem como as rotações específicas da BFB e BFT. Além disso, são apresentados os resultados teóricos obtidos para rotação de 1400 [rpm] e os resultados teóricos obtidos através das equações de STEPANOFF [15] adotando o rendimento hidráulico médio de 0,8.

Baseado na tabela 4.10, levanta-se para a mesma rotação ( $n_B = n_T$ ), no ponto de máximo rendimento, as curvas das relações de altura e vazão, em função da rotação específica da BFT, que são apresentadas na figura 4.15. Assim, define-se:

$$\text{Relação de Altura Experimental: } k_{a_e} = H_B/H_T \quad (4.12)$$

$$\text{Relação de Vazão Experimental: } k_{q_e} = Q_B/Q_T \quad (4.13)$$

AUTORES		BUSE	LHDC-EFEI 1400 rpm	LHDC-EFEI 1650 rpm	BONADÉ	KITTREDGE
$n_{qA}$	BFB	75	138	138	180	195
$n_{qA}$	BFT	64	88	95	-	187
$n_{qA}$ (STEPANOFF)	BFT	60	-	110	-	156
Relações	$H_B/H_T$	0,704	0,629	0,526	0,741	0,700
Experim.	$Q_B/Q_T$	0,807	0,873	0,816	0,714	0,641
Relações Teóricas (STEPANOFF)	$H_B/H_T$	0,640	-	0,547	-	0,800
	$Q_B/Q_T$	0,807	-	0,741	-	-
Relações Teóricas (TESE)	$H_B/H_T$	-	0,630	-	-	-
	$Q_B/Q_T$	-	0,873	-	-	-

TABELA 4.10 - Comparação dos Resultados Teóricos e Experimentais.

A comparação mostrada na figura 4.15 mostra que o coeficiente de altura experimental é praticamente o mesmo do coeficiente teórico de STEPANOFF [15]. Enquanto o coeficiente de vazão experimental, na faixa de rotação específica considerada, dá uma diferença máxima de 10% em relação ao teórico. Assim sendo, na falta de resultados experimentais pode-se utilizar as equações de STEPANOFF [15] para prever a altura e vazão da bomba a ser adquirida.

As relações teóricas e experimentais da BFT, mostradas na tabela 4.10, foram obtidas relacionando os pontos de melhor rendimento da BFB e BFT, que não coincidem na mesma rotação. Nesse caso, tem-se:

BFB

BFT

$\eta_{t_{\max}} = 65\%$

$\eta_{t_{\max}} = 72\%$

$H_B = 8,8 \text{ [m]}$

$H_T = 14 \text{ [m]}$

$Q_B = 0,020 \text{ [m}^3\text{/s]}$

$Q_T = 0,0229 \text{ [m}^3\text{/s]}$

$n_B = 1650 \text{ [rpm]}$

$n_T = 1400 \text{ [rpm]}$

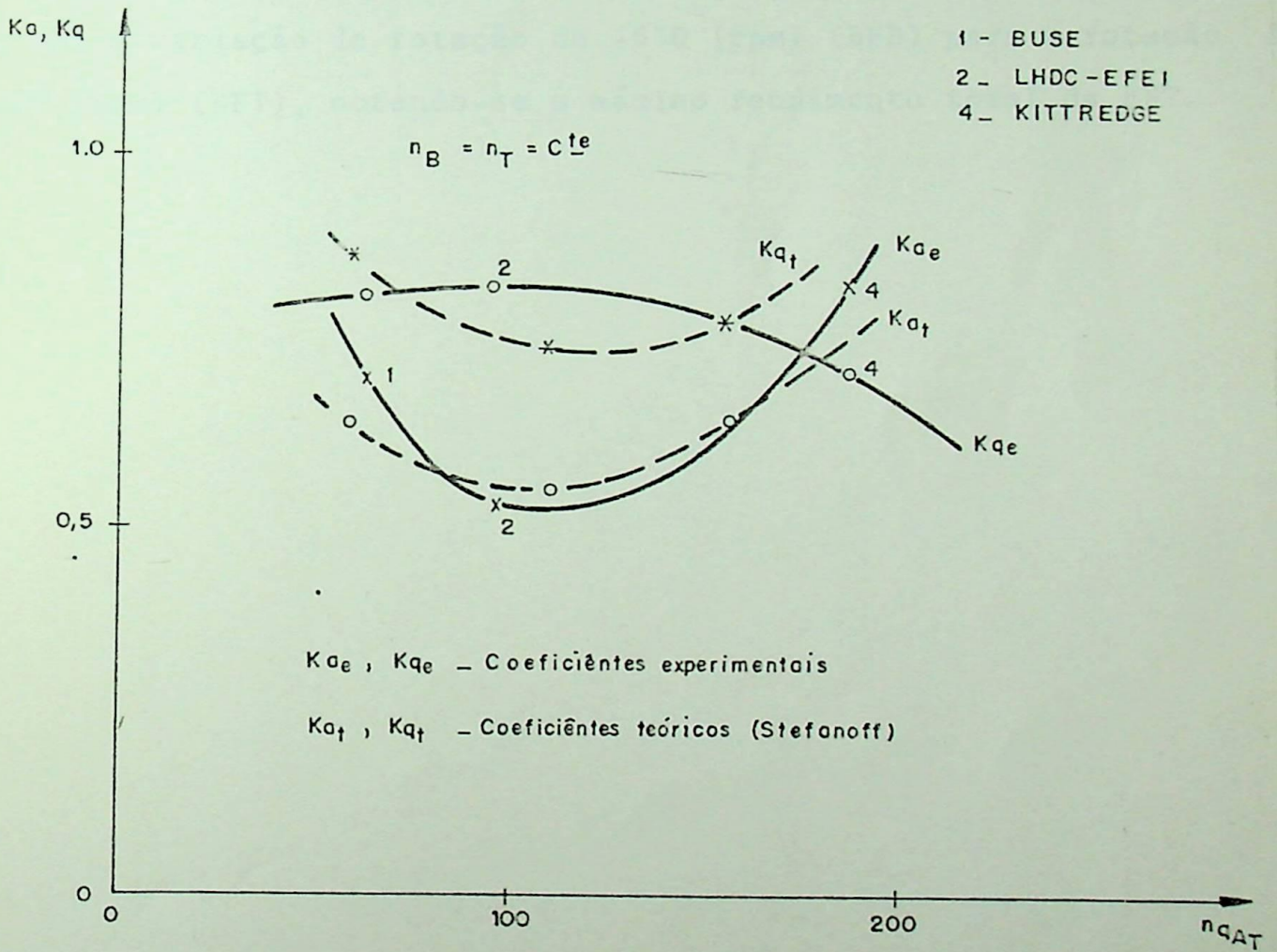


FIGURA 4.15 - Curvas dos Coeficientes Teóricos e Experimentais.

Assim, pode-se definir:

- coeficiente de altura para o ponto de máximo rendimento:

$$k'_{a_e} = \frac{H_B(\eta_{t_{\text{máx}}})}{H_T(\eta_{t_{\text{máx}}})} = \frac{8,8}{14} = 0,629$$

- coeficiente de vazão para o ponto de máximo rendimento:

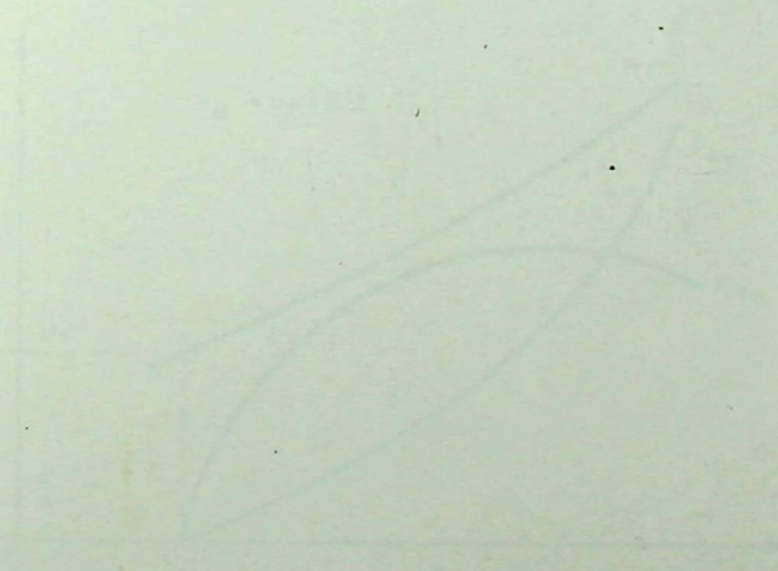
$$k'_{q_e} = \frac{Q_B(\eta_{t_{\text{máx}}})}{Q_T(\eta_{t_{\text{máx}}})} = \frac{0,020}{0,0229} = 0,873$$

Com isso os fatores  $k'_{a_e}$  e  $k'_{q_e}$ , valem para BFT ensaiada com a variação de rotação de 1650 [rpm] (BFB) para a rotação de 1400 [rpm] (BFT), obtendo-se o máximo rendimento total da BFT.

METODOLOGIA PROPOSTA E VERIFICAÇÕES PARA A ESCOLHA DA BOMBA CENTRÍFUGA

C A P Í T U L O 5

METODOLOGIA PROPOSTA E VERIFICAÇÕES PARA A  
ESCOLHA DA BOMBA CENTRÍFUGA



## 5 - METODOLOGIA PROPOSTA E VERIFICAÇÕES PARA A ESCOLHA DA BOMBA CENTRÍFUGA

### 5.1 - Metodologia Proposta

É proposta uma metodologia para escolha da bomba funcionando como turbina baseado nos resultados teóricos experimentais e de outros autores.

1º CASO: Conhecidas as curvas características do fabricante.

O fabricante deverá apresentar as curvas características de suas bombas padrões, funcionando como turbinas. Essas curvas poderão ser: altura disponível ( $H_T$ ), rendimento total ( $\eta_T$ ) e potência de eixo ( $P_{eT}$ ) versus vazão ( $Q_T$ ), para a mesma rotação da bomba funcionando como bomba, como mostra a figura 5.1.

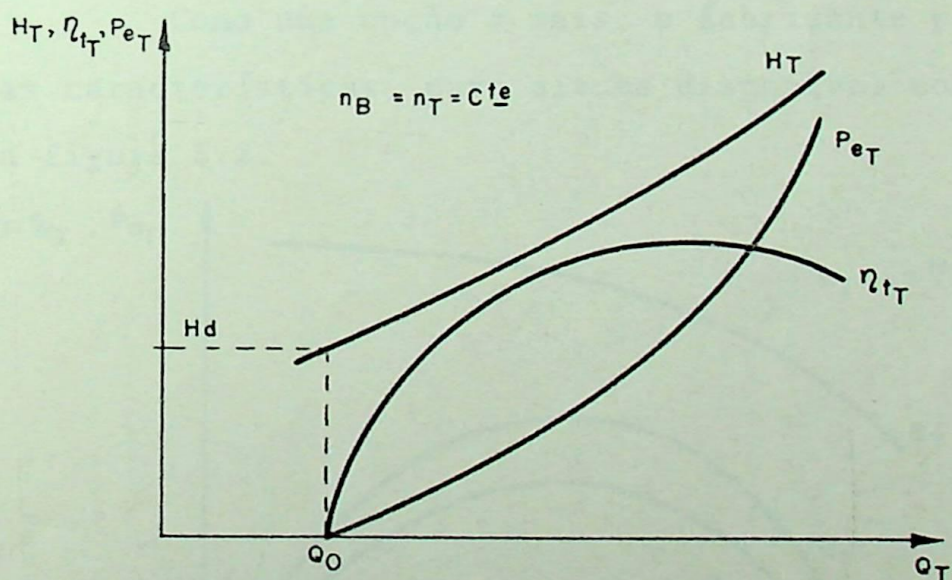


FIGURA 5.1 - Curvas Características da BFT,  $n_B = n_T = \underline{cte}$ .

Com essas curvas, o fabricante escolhe a bomba, que deverá ser utilizada como turbina através dos dados do usuário como altura disponível e vazão da turbina. Além disso, pode-se prever a rotação de disparo da turbina, com as seguintes relações:

$$n_d = n \cdot \sqrt{H/H_d}$$

onde:

$n_d$  - rotação de disparo

$n$  - rotação normal

$H$  - altura da qual se calcula o disparo

$H_d$  - altura referente ao disparo

Pode-se ainda determinar a vazão referente ao disparo:

$$Q_d = (n/n_d) \cdot Q$$

onde:

$Q$  - vazão da qual se calcula o disparo

Como uma opção a mais, o fabricante poderá fornecer as curvas características, para altura disponível constante, como mostra a figura 5.2.

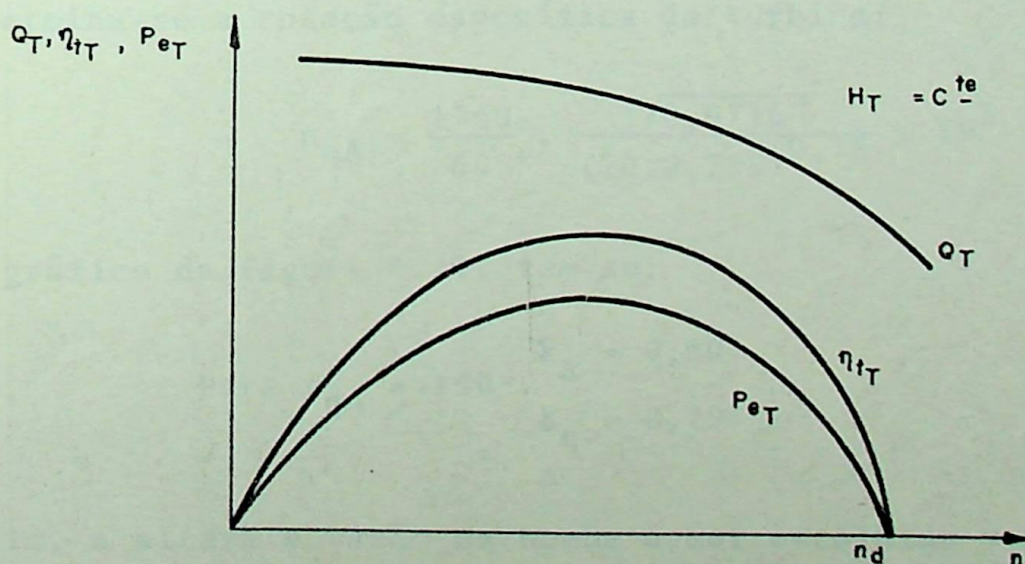


FIGURA 5.2 - Curvas Características da BFT,  $H_T = cte$ .

2º CASO: Não se conhece as curvas características da turbina.

O usuário poderá seguir o roteiro, com as seguintes condições:

a) A rotação da bomba é igual a rotação da turbina ( $n_B = n_T$ ).

Suponhamos uma altura disponível e vazão necessárias  $H_T$  e  $Q_T$ :

A bomba terá que ter uma altura disponível e vazão,  $H_B$  e  $Q_B$ , dado por:

$$H_B = k_{ae} \cdot H_T \quad (5.1)$$

$$Q_B = k_{qe} \cdot Q_T \quad (5.2)$$

Determinação de  $k_{ae}$  e  $k_{qe}$ :

Para determinar  $k_{ae}$  e  $k_{qe}$ , entra-se no gráfico da figura 4.15,  $(k_{ae}, k_{qe}) \cdot n_{qA}$ , na faixa de rotação específica, 70 a 200.

Por exemplo, seja um aproveitamento com altura disponível igual  $H_T = 20$  [m] e vazão  $Q_T = 0,0716$  [m<sup>3</sup>/s] com rotação de  $n_T = 1760$  [rpm].

Determina-se a rotação específica da turbina:

$$n_{qA} = \frac{1760}{60} \cdot \frac{\sqrt{0,0716}}{(20 \cdot 9,785)^{0,75}} \cdot 10^3 = 150$$

No gráfico da figura 4.14, tem-se:

$$\text{Para } n_{qA} = 150 \quad \begin{array}{l} k_a = 0,60 \\ k_q = 0,79 \end{array}$$

Assim, a altura e vazão da bomba a ser escolhida será:

$$H_B = 0,6 \cdot H_T = 12 \text{ [m]}$$

$$Q_B = 0,79 \cdot Q_T = 0,0566 \text{ [m}^3\text{/s]}$$

$$n_B = 1760 \text{ [rpm]}$$

Caso a faixa de utilização da rotação específica for fora da faixa de 70 a 200, utilizar as equações teóricas de STEPANOFF [15], ou seja:

$$H_B = k_{at} \cdot H_T = (0,56 \text{ a } 0,81) \cdot H_T \quad (5.3)$$

$$Q_B = k_{qt} \cdot Q_T = (0,75 \text{ a } 0,90) \cdot Q_T \quad (5.4)$$

para valores médios de  $k_{at}$  e  $k_{qt}$ , tem-se:

$$H_B = 0,64 \cdot H_T \quad (5.5)$$

$$Q_B = 0,80 \cdot Q_T \quad (5.6)$$

b) A rotação da bomba é diferente da rotação da turbina.

Nesse caso, obteve-se apenas os resultados experimentais da bomba ensaiada obtendo-se os coeficientes  $k_{ae}$  e  $k_{qe}$ , que servem somente para a bomba ensaiada.

Assim, para o caso da questão:

$$k'_{ae} = 0,629 \quad - \quad k'_{qe} = 0,873$$

Assim,

$$H_B = 0,629 \cdot H_T$$

$$Q_B = 0,873 \cdot Q_T$$

Utilizando:

$$n_B = 1650 \text{ [rpm]}$$

$$n_T = 1400 \text{ [rpm]}$$

## 5.2 - Verificações a Serem Realizadas

Como foi visto, a altura e vazão no funcionamento como turbina são modificadas em relação ao funcionamento como bomba.

Assim, algumas verificações devem ser realizadas. A seguir estão listadas as verificações necessárias:

a) Verificar os limites de pressão da caixa espiral.

A máxima pressão da entrada da BFT não deve exceder a uma meia vezes a pressão com o registro fechado da BFB.

b) Verificar a sollicitação do eixo.

Pode-se utilizar a seguinte relação

$$\tau = 0,81 \cdot \frac{P_e}{n \cdot D^3}$$

onde:

$\tau$  - tensão máxima aplicada no eixo

$n$  - rotação - [rpm]

$D$  - diâmetro do eixo - [m]

$P_e$  - potência de eixo - [W]

Calculado a tensão máxima, verificar o material do eixo e sua tensão admissível. Caso,  $\tau_{adm.} > \tau$ .

c) Verificar a rotação de disparo para a máxima altura disponível da BFT.

Essa verificação é importante para que se verifique a rotação manipulada pelo mancal. Normalmente, a maioria dos mancais manejam rotações até 3000 [rpm].

d) Verificar a altura máxima de sucção da BFT.

- Determina-se a rotação específica:

$$n_{qAT} = \frac{n_T \cdot Q_T^{1/2} \cdot 10^3}{(H_T \cdot g)^{0,75}}$$

- Determina-se a altura máxima de sucção:

$$H_{S_{m\acute{a}x}} = 10 - 0,0122 \cdot A - H_V - \sigma \cdot H$$

onde:

A - altitude local - [m]

$H_V$  - altura referente a pressão de vaporização - [m]

$\sigma$  - coeficiente de cavitação

H - altura disponível da turbina - [m]

Para as turbinas Francis, da referência [12], tem-se:

$$\sigma = 25 \cdot 10^{-3} \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2)$$

## C A P Í T U L O 6

## CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

## 6 - CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

### 6.1 - Conclusões

O estudo do comportamento da bomba centrífuga funcionando como turbina, através dos testes e resultados experimentais obtidos, mostraram que a BFT obteve rendimento igual e até maior, com potência praticamente igual, se comparados com o funcionamento da bomba. Além disso, observou-se, durante os ensaios a pouca vibração e baixo ruído quando no funcionamento como turbina. Isso vem a comprovar que uma bomba centrífuga é uma eficiente turbina hidráulica.

A atratividade do baixo custo das bombas, com potência inferior a 50 [kW], em relação as turbinas hidráulicas convencionais, aliada além do seu bom comportamento como turbina, com pequenas modificações e averiguações necessárias no projeto da bomba, conclui-se que a utilização das BFTs de fabricação nacional se torna bastante viável.

Espera-se como consequência, através da divulgação do trabalho, que a indústria nacional no setor de bombas centrífugas, com pouco investimento, viabilize o comércio das bombas operando como turbinas, abrindo assim mais uma porta de incentivo ao produto nacional, gerando mais empregos e melhorando a tecnologia no setor. Ainda como consequência, proporcionar ao produtor rural, produzir sua própria energia a baixo custo, implantando em sua propriedade uma microcentral utilizando BFTs.

### 6.2 - Recomendações

Novos testes deverão ser realizados no sentido de ob

ter resultados experimentais de bombas centrífugas funcionando como turbinas para outras rotações específicas. Com esses resultados experimentais uma análise deverá ser feita no ponto de melhor rendimento da BFB e da BFT, analisando-se principalmente a não coincidência de rotações.

Ainda, com os resultados, o equacionamento proposto, baseado nos parâmetros geométricos da bomba, deverá ser mais explorado.

Com relação a sugestão de BONADÉ [01] deverá ser feito um estudo da influência da lingueta da bomba na inversão do fluxo, quando a bomba operar como turbina. Para isso deverá ser construída na caixa espiral uma lingueta móvel, simulando várias posições.

Para ampliar o campo de aplicação das bombas funcionando como turbinas, estudos teóricos e experimentais deverão ser feitos em bombas axiais para atender as regiões onde se tem baixa queda.

Com isso as bombas funcionando como turbinas para potências inferiores a 50 [kW], poderão substituir desde as turbinas Pelton até as turbinas hélices.

## BIBLIOGRAFIA

- [01] Bonadé, A.; Pompe Centrifuge Fonctionnant en Turbine. Microcentrales Hydroélectriques, Techniques de L'Engenieur, D500 , p. 11-12.
- [02] Buse, F.; Using Centrifugal Pumps as Hydraulic Turbines. Chemical Engineering, p. 113-117, January 1981.
- [03] Cooper, P.; McCormick, M. and Worthen, R.; Feasibility fo Using Large Vertical Pumps as Turbines for Small Scale Hydro-power. World Pumps, p. 96-110, April 1985.
- [04] EPRI; Cost and Design Study of Modular Small Hydro Plants. Research Project 1745-6, June 1984.
- [05] Johnson, L.W., Riess, R.D.; Numerical Analysis, Addison-Wesley Publishing Company, Inc. Massachusetts, 1977.
- [06] Kittredge, C.P.; Centrifugal Pumps Used a Hydraulic Turbines. Journal of Engineering for Power, Trans. ASME, p. 74-78, January 1961.
- [07] Pamplona, E.O.; Viana, A.N.C.; Tiago Filho, G.L., Marconcini, R.C.S.; Análise Econômica Comparativa Entre Turbinas para Micro Centrais Hidrelétricas. VII Seminário ADUNESP, Guaratinguetá - SP, 1986.
- [08] Pfleiderer, C.; Bombas Centrífugas e Turbocompressores, Editorial Labor S/A, Barcelona, 1960.
- [09] Schnitzer, V.; Pumps as Turbine Systems for Economic SHP Utilization, SHP News, Nº 4, p. 11-13, 1985.
- [10] Shafer, L., Agostinelli, A.; Using Pumps Small Turbines. Water

Power & Dan Construction, p. 58-59, November 1981.

- [11] Souza, Z.; Bomba Turbina de Isosentido de Rotação e de Escorimento. Dissertação de Mestrado, EFEI - Itajubá, 1972.
- [12] Souza, Z.; Fuchs, R.D.; Santos, A.H.M.; Centrais Hidro e Térmicas, Edgard Blücher, São Paulo - SP, 1983.
- [13] Souza, Z.; Microcentrais Hidráulicas para o Meio Rural. Encontro Sobre Energia no Campo, EFEI, Itajubá - MG, 15 a 18/07/86.
- [14] Spangler, D.; Pumps Prove Versatile as Hydraulic Turbines. Power Engineering, p. 52-54, July 1984.
- [15] Stepanoff, A.T.; Centrifugal and Axial Flow Pumps. John Wiley & Sons, Inc., N.Y., 1962.
- [16] Ulith, P.; Seleção e Dimensionamento de Turbinas Francis. 1º Seminário de Engenharia Hidromecânica, Voith, São Paulo - SP, 8 a 12/03/76.

## A N E X O 1

PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA DETERMINAÇÃO  
TEÓRICA DA ALTURA E VAZÃO DA BFT

CLS:KEY OFF

' PROGRAMA PARA CALCULO DO PONTO OTIMO DE FUNCIONAMENTO  
' DE UM BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA, DADA A ROTACAO (RPM)

DIM RNQA(4),RNT(50),QNL(50),HN(50),PH(50),PE(50),D(50),RBFT(50),RNI(50)

LOCATE 1,1:PRINT 'PROGRAMA PARA CALCULO DO PONTO OTIMO DE UMA BFT'

LOCATE 3,1:INPUT ' - Entre com os seguintes dados (Nome) :';N%

LOCATE 5,1:INPUT 'Diametro externo da entrada -D1e- [m]:';D1E

LOCATE 6,1:INPUT 'Diametro externo da saida -D2e- [m]:';D2E

RD=D1E/D2E

RNQA(1)=237.9487-RD/.00975

IF RD < .9476365 THEN GOTO 180

RNQA(2)=(.00835+SQR(6.97225E-05-.0000652\*(2.017-RD)))/.0000326

RNQA(3)=(.00835-SQR(6.97225E-05-.0000652\*(2.017-RD)))/.0000326

RNQA(4)=3416.67-RD/.0003

LOCATE 8,1:PRINT 'Rotacoes Especificas calculadas:'

FOR I=1 TO 4

LOCATE I+9,1:PRINT 'nqA(';I;')=';RNQA(I)

NEXT I

LOCATE 15,1:PRINT 'Limites para as rotacoes especificas :'

LOCATE 17,1:PRINT ' - 60 < nqA(1) <= 100 '

LOCATE 18,1:PRINT ' - 100 < nqA(2) e nqA(3) <= 250 '

LOCATE 19,1:PRINT ' - 250 < nqA(4) <= 350 '

LOCATE 21,1:PRINT '\* Faça a escolha do nqA da BFT'

LOCATE 22,1:INPUT ' ( 1,2,3 ou 4 ) :';N

RONQA=RNQA(N)

CLS

LOCATE 1,1:PRINT ' - Entre com os seguintes dados:'

LOCATE 4,1:INPUT 'Diametro da linha media na entrada -D1- [m] :';D1

LOCATE 5,1:INPUT 'Largura da entrada do rotor -B1- [m] :';B1

LOCATE 6,1:INPUT 'Angulo da Pa na entrada do rotor -Beta1- [Graus]:';BE1

LOCATE 8,1:INPUT 'Passo -t- [m] :';T

LOCATE 9,1:INPUT 'Espessura tangencial -et- [m] :';ET

FE=(T-ET)/T:G=9.785

LOCATE 11,1:PRINT 'Fator de Estrangulamento -fe- :';FE

LOCATE 13,1:PRINT 'Aceleracao da Gravidade -g- [m/s2] :';G

M=1

CLS

LOCATE 1,1:INPUT 'Rotacao da BFT [RPM] -N- :';RPM

LOCATE 3,1:INPUT 'Rendimento interno da BFT -Ni- :';RNI(M)

LOCATE 5,1:INPUT 'Rendimento da BFT para a rotacao dada -n- :';RBFT(M)

RNT(M)=RPM

CLS

PI=3.14159265364:RPS=RPM/60:BET1=PI\*BE1/180:A1=SIN(BET1)/COS(BET1)

C1=1/(RNI(M)\*G):C2=(PI\*D1\*RPS)^2:C3=RPS/(B1\*FE\*A1)

C4=(RONQA^2\*G^1.5)/(1000000!\*RPS^2)

'UTILIZACAO DO METODO DE NEWTON PARA SOLUCAO DA EQUACAO :

' (Q/C4)^2/3+C1.C3.Q-C1.C2 = 0

DEF FNF(Q)=(Q/C4)^(2/3)+C1\*C3\*Q-C1\*C2

DEF FND(Q)=(2/3)\*(Q^(-1/3))/(C4^(2/3))+C1\*C3

DEF FNS(Q)=(-2/6)\*(Q^(-4/3))/(C4^(2/3))

Q0=.005:FOR I=1 TO 20

Q=I\*Q0

```

LOCATE I+1,1:PRINT "F(;"Q;")=";FNF(Q)
NEXT I

LOCATE 23,1:INPUT "De o menor valor de Q [m3/s] (Q0) :";Q0
LOCATE 24,1:INPUT "De o maior valor de Q [m3/s] (QF) :";QN
CLS

E=.0001
I=0

PRINT "N";TAB(9);"Q(N)";TAB(30);"E(N)"
IF FNF(Q0)*FNS(Q0) < 0 THEN GOTO 780
GOTO 790
Q0=QN
PRINT I;TAB(5);Q0;TAB(30);"--"
QN=Q0-(FNF(Q0)/FND(Q0))
I=I+1
PRINT I;TAB(5);QN;TAB(25);ABS(Q0-QN)
IF ABS(Q0-QN) < E THEN GOTO 850
Q0=QN:GOTO 800

PRINT " "
PRINT "F(Q)=";FNF(QN)
PRINT " "
INPUT "Tecla (C) para continuar : ";I$
CLS

LOCATE 1,1:PRINT " - Para a rotacao dada temos: "
HN(M)=C1*(C2-C3*QN):QNL(M)=CINT(100000!*QN)/100 ;
PH(M)=G*QN*HN(M):PE(M)=RBFT(M)*PH(M):D(M)=120*(PE(M)*.735/RPM)^(1/4)
LOCATE 3,1:PRINT " VAZAO = ";QNL(M);" [l/s]"
LOCATE 4,1:PRINT " ALTURA = ";HN(M);" [m]"

LOCATE 10,1:INPUT "Deseja calcular para outra rotacao ? (S ou N) :";I$
IF I$="S" OR I$="s" THEN GOTO 1010
GOTO 1020
M=M+1:GOTO 440
CLS:LOCATE 1,1:INPUT "Deseja imprimir estes resultados ? (S ou N) :";I$
IF I$="S" OR I$="s" THEN GOTO 1060
GOTO 1400

LPRINT " *** RESULTADOS / BFT *** "
LPRINT " "
LPRINT "Nome Codigo : ";N$
LPRINT " "
LPRINT "Diametro externo da entrada -D1e- [m]:";D1E
LPRINT "Diametro externo da saida -D2e- [m]:";D2E
LPRINT " "
LPRINT "Diametro da linha media na entrada -D1- [m] :";D1
LPRINT "Largura da entrada do rotor -B4- [m] :";B1
LPRINT "Angulo da Pa na entrada do rotor -Beta1- [Graus]:";BE1
LPRINT " "
LPRINT "Passo -t- [m] :";T
LPRINT "Espessura tangencial -et- [m] :";ET
LPRINT "Fator de Estrangulamento -fe- :";FE
LPRINT "Aceleracao da Gravidade -g- [m/s2] :";G
LPRINT " "
LPRINT "Rotacao Especifica -nqA- :";RUNQA
LPRINT " "
LPRINT "Rotacao [RPM]";TAB(25);"Vazao [l/s]";TAB(50);"Altura [m]"
FOR I=1 TO M
LPRINT RNT(I);TAB(25);QNL(I);TAB(50);HN(I)
NEXT I
LPRINT " "
LPRINT "Rendimento [%]";TAB(20);"Pot.Hid. [Kw]";TAB(40);"Pot.Eixo [Kw]";TAB(60);"Diametro [m]"

```

```
1300 FOR I=1 TO M
1310 LPRINT 100!*RBFT(I);TAB(20);PH(I);TAB(40);PE(I);TAB(60);D
1320 NEXT I
1330 LPRINT ' '
1340 LPRINT "Rendimento Interno [%]"
1350 FOR I=1 TO M
1360 LPRINT 100!*RNI(I)
1370 NEXT I
1380 LPRINT ' '
1390 LPRINT '-----'
1400 END
```

ANNA COMPUTAZIONE PERI...  
RESULTS...  
...

## A N E X O 2

PROGRAMA COMPUTACIONAL PARA DETERMINAÇÃO DOS  
RESULTADOS EXPERIMENTAIS DA BFT

```

0 CLS:KEY OFF
0 'ESTE PROGRAMA CALCULA O C.B.F. DO ENSAIO DE UMA B.F.T. - LHDC - 1987
0
0 DIM NP(20),CL(20,20),R(20,20),HV(20,20),X(20,20),RT(20,20)
0 DIM RF(20,20),F(20,20),P1G(20,20),Q(20,20),V1(20,20),V3L(20,20)
0 DIM H(20,20),PH(20,20),PE(20,20),RNT(20,20),HVMM(20,20)
0
0 LOCATE 1,1:PRINT " CALCULO DO C.B.F. DA B.F.T."
0 LOCATE 2,1:PRINT " -----"
00 READ N1%,D1:LOCATE 4,1:PRINT N1%;D1;"[mm]"
10 READ N2%,D3L:LOCATE 6,1:PRINT N2%;D3L;"[mm]"
20 READ N3%,G:LOCATE 8,1:PRINT N3%;G;"[m/s2]"
30 READ N4%,Z:LOCATE 10,1:PRINT N4%;Z;"[m]"
40 READ N5%,V:LOCATE 12,1:PRINT N5%;V;"[m]"
50 READ N6%,CLL:LOCATE 14,1:PRINT N6%;CLL;"[m]"
60 READ N7%,RO:LOCATE 16,1:PRINT N7%;RO;"[kg/m3]"
70
80 LOCATE 20,1:INPUT "TECLE (C) PARA CONTINUAR :";I9
90 CLS
00
10 XV=.52:BV=.5:PI=3.1415927#
20
30 LOCATE 1,1:INPUT "* ENTRE COM O NUMERO DE ABERTURAS DA VALVULA :";NA
40 CLS
50 FOR N=1 TO NA
60 READ NP(N)
70 LOCATE 1,1:PRINT "* NUMERO DE PONTOS DA ABERTURA (';N;'):";NP(N)
80 FOR I=1 TO NP(N)
90 LOCATE 2,1:PRINT "* DADOS PARA O PONTO (';I;'):"
00 READ CL(N,I),R(N,I),HVMM(N,I),X(N,I),RT(N,I),RF(N,I),F(N,I)
10 LOCATE 4,1:PRINT"LE[m]";CL(N,I),"RE[m]";R(N,I),"hv[mm]";HVMM(N,I)
20 LOCATE 5,1:PRINT"XE[m]";X(N,I),"nt[RPm]";RT(N,I),"nf[RPm]";RF(N,I)
30 LOCATE 6,1:PRINT"FC[kgf]";F(N,I)
40
50 HV(N,I)=HVMM(N,I)/1000
60 Q1=1.64*BV*(HV(N,I)+1.5)*(1+.26*(HV(N,I)/(HV(N,I)+XV))^2)
70 Q2=(.425+.212*(HV(N,I)/(HV(N,I)+XV))^2)*BV*(SQR(2*G))*(HV(N,I)+1.5)
80 Q3=(1.782+.25*(HV(N,I)+.0011)/XV)*BV*(HV(N,I)+.0011)+1.5
90 Q(N,I)=CINT(10000*(Q1+Q2+Q3)/3)/10000
00
10 V1(N,I)=4*Q(N,I)/(PI*(D1/1000)^2):V3L(N,I)=4*Q(N,I)/(PI*(D3L/1000)^2)
20
30 P1G(N,I)=13.6*CL(N,I)-12.6*R(N,I)+CLL-V
40
50 H(N,I)=P1G(N,I)+(V1(N,I)^2-V3L(N,I)^2)/(2*G)+Z+X(N,I)-(31.564*Q(N,I))^2
60
70 PH(N,I)=RO*G*Q(N,I)*H(N,I)/1000
80
90 PE(N,I)=.4931*F(N,I)*RF(N,I)/950
00
10 RNT(N,I)=CINT(PE(N,I)/PH(N,I)*10000!)/100
20
30 NEXT I:CLS:NEXT N
40 LOCATE 1,1:INPUT "TECLE (I) PARA IMPRIMIR OS RESULTADOS :";I5
50 IF I% <> "I" THEN GOTO 990
60
70 ' SAIDA DOS RESULTADOS
80
90 LPRINT " DADOS PARA TRACADO DO CAMPO BASICO DE FUNCIONAMENTO "
00 LPRINT " DE UMA BOMBA FUNCIONANDO COMO TURBINA - LHDC/EFEI - 21/10/1987"
10 LPRINT " "
20 LPRINT " --- MEDIDAS REALIZADAS --- "
30 LPRINT " "

```

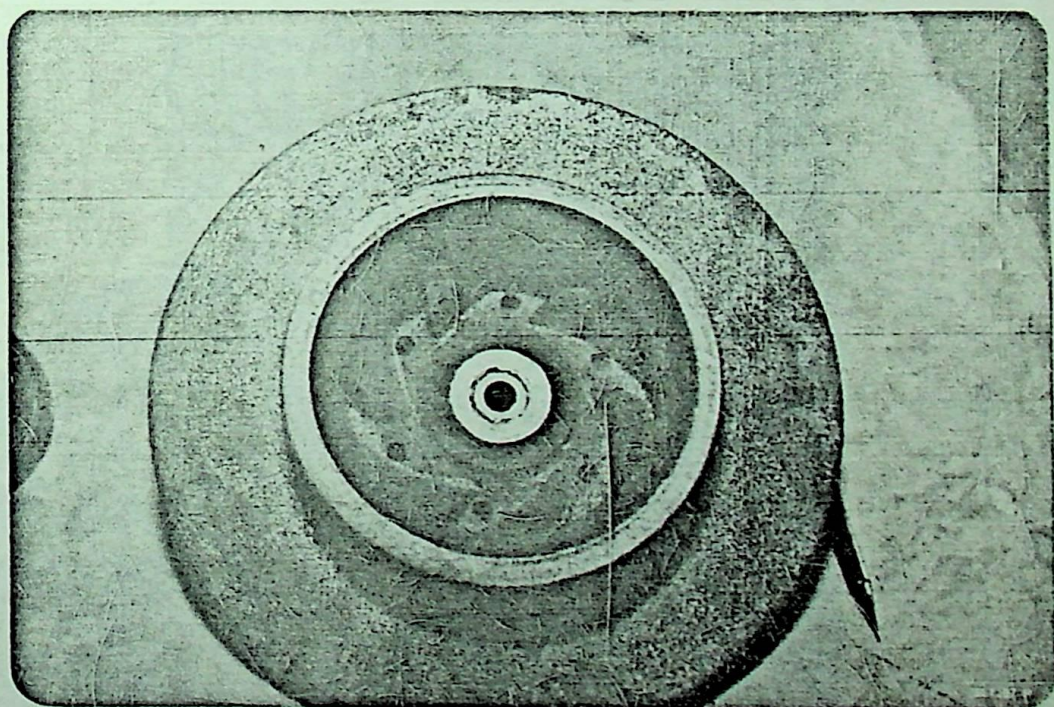
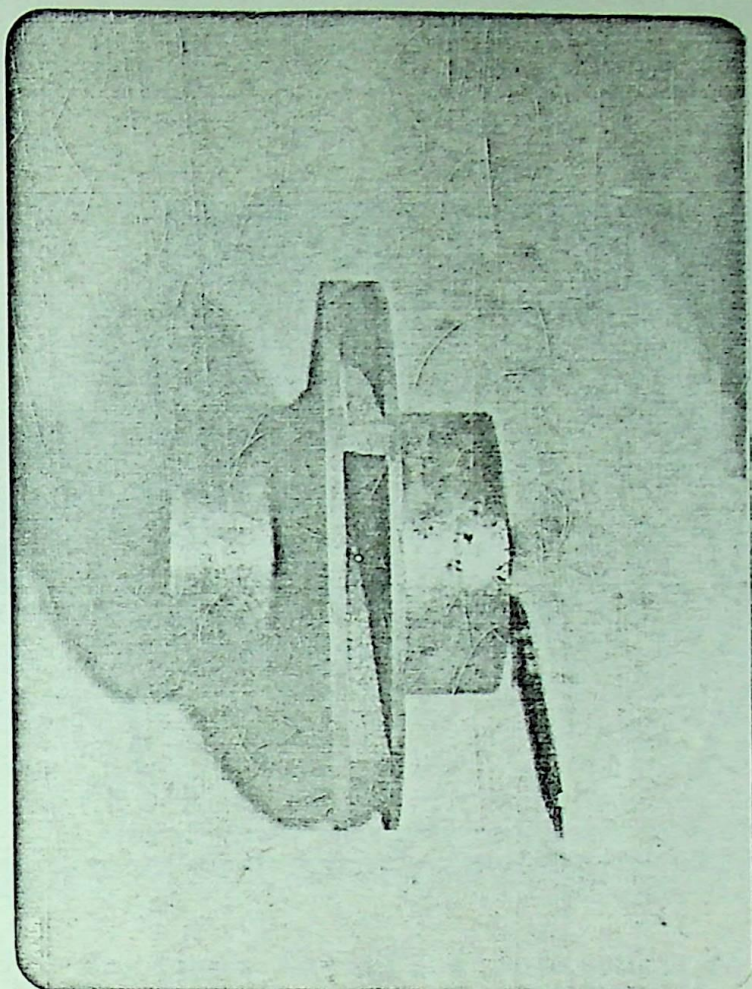
```

LPRINT "
FOR N=1 TO NA:FOR I=1 TO NP(N)
LPRINT CL(N,I);TAB(20);R(N,I);TAB(40);HV(N,I);TAB(60);X(N,I)
NEXT I:LPRINT " ":NEXT N
LPRINT "
LPRINT " nT [RPM] ";TAB(20);" nF [RPM] ";TAB(40);" F [kgf]"
LPRINT "
FOR N=1 TO NA:FOR I=1 TO NP(N)
LPRINT RT(N,I);TAB(20);RF(N,I);TAB(40);F(N,I)
NEXT I:LPRINT " ":NEXT N
LPRINT "
LPRINT " --- VALORES CALCULADOS --- "
LPRINT "
LPRINT " P1/Y [m] ";TAB(20);" Q [m3/s] ";TAB(40);" V1 [m/s]";TAB(60);" V2
e]"
LPRINT "
FOR N=1 TO NA:FOR I=1 TO NP(N)
LPRINT P1G(N,I);TAB(20);Q(N,I);TAB(40);V1(N,I);TAB(60);V3L(N,I)
NEXT I:LPRINT " ":NEXT N
LPRINT "
LPRINT " H [m] ";TAB(20);" Ph [kW] ";TAB(40);" Pe [kW]";TAB(60);" n [%]"
LPRINT "
FOR N=1 TO NA:FOR I=1 TO NP(N)
LPRINT H(N,I);TAB(20);PH(N,I);TAB(40);PE(N,I);TAB(60);RNT(N,I)
NEXT I:LPRINT " ":NEXT N
LPRINT "
LPRINT " -----
"
DATA "DIAMETRO DATUBULACAONAENTRADA=" ,180
DATA "DIAMETRO DATUBULACAONASAIDA=" ,270
DATA "ACELERACAODAGRAVIDADELOCAL=" ,9.785
DATA "ALT.DOPONTOIATEOZERODAESCALADOPIEZOMETRO=" ,0.2315
DATA "ALT.DOZERODAESCALADOPIEZOMETROATEONIVELDEJUSANTEDABFT=" ,
942
DATA "ALTURADEAGUANOMANOMETRODEMERCURIO=" ,0.055
DATA "MASSA ESPECIFICA DA AGUA =" ,1000.0
END

```

A N E X O . 3

SEÇÃO DE FOTOGRAFIAS



FOTOS 1 e 2 - O Rotor da Bomba Centrífuga.

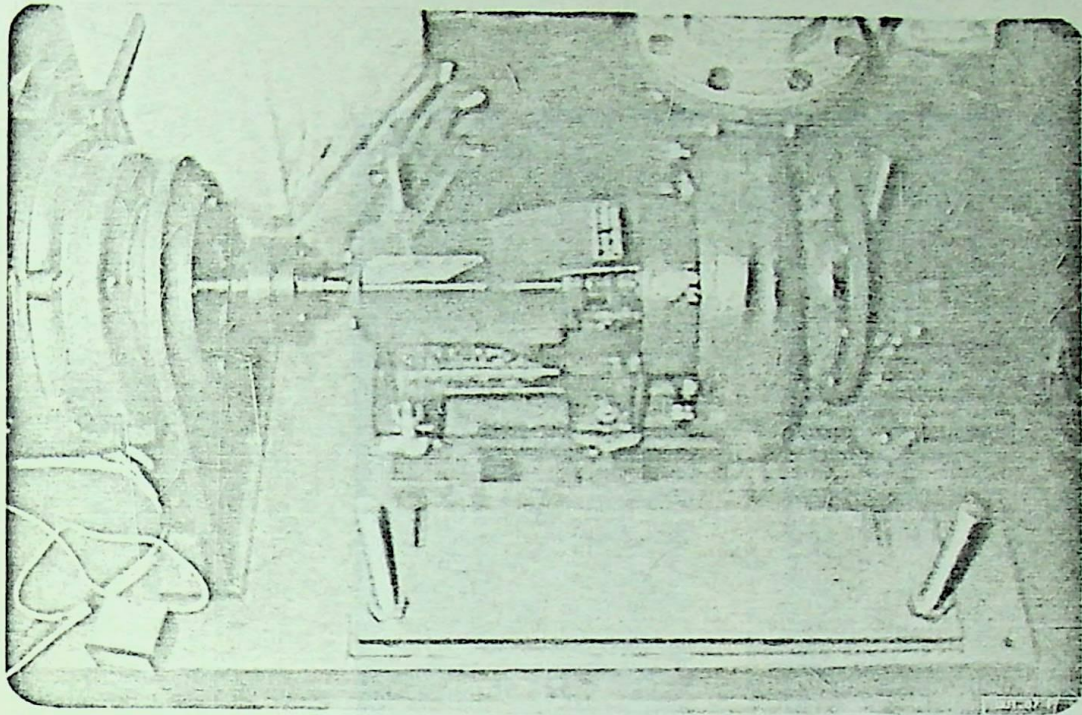


FOTO 3 - Montagem da BFB, Acoplamento do Freio.

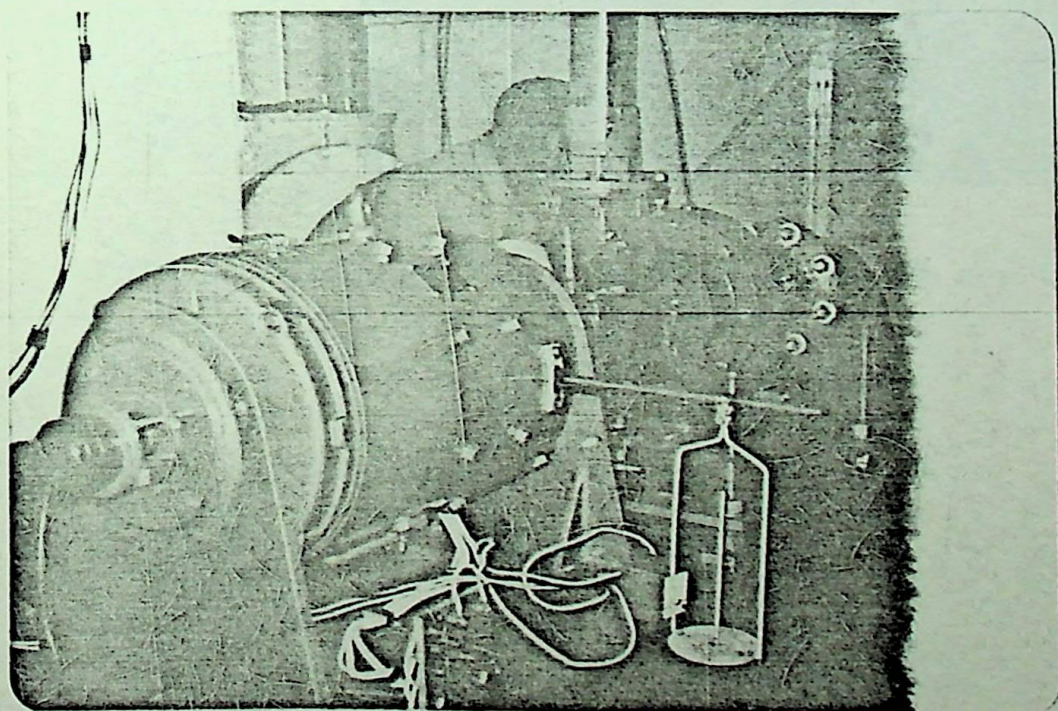


FOTO 4 - Freio, Braço e BFB.

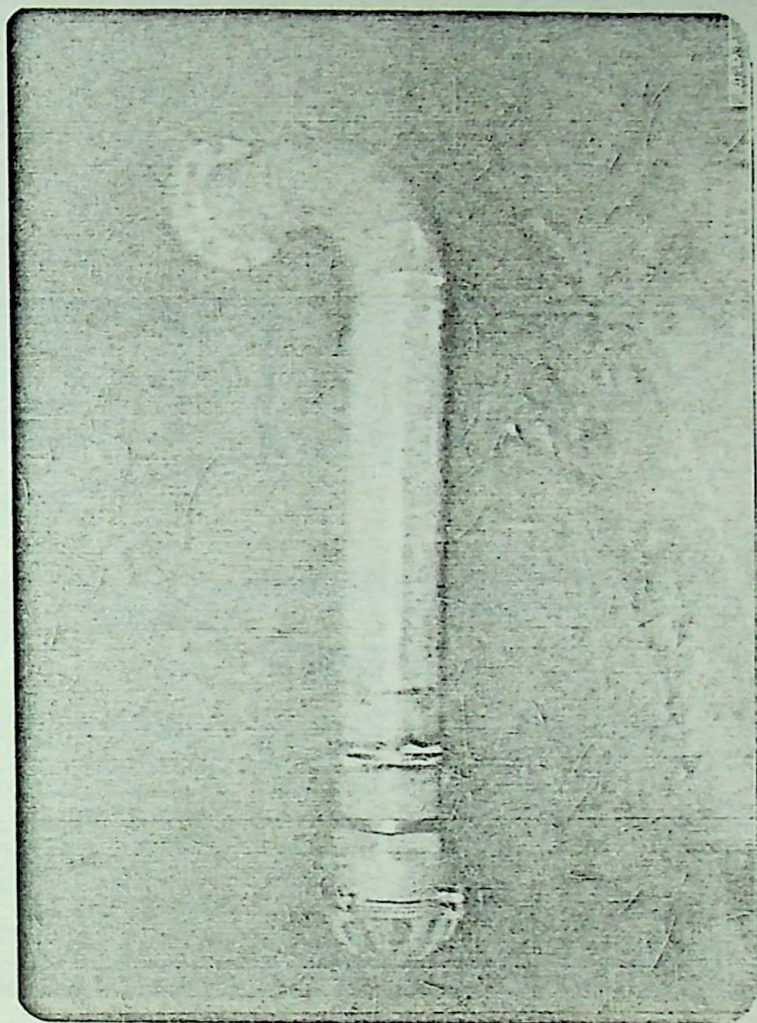


FOTO 5 - Tubo de Sucção e Vãlvula de Pẽ com Crivo da BFB.

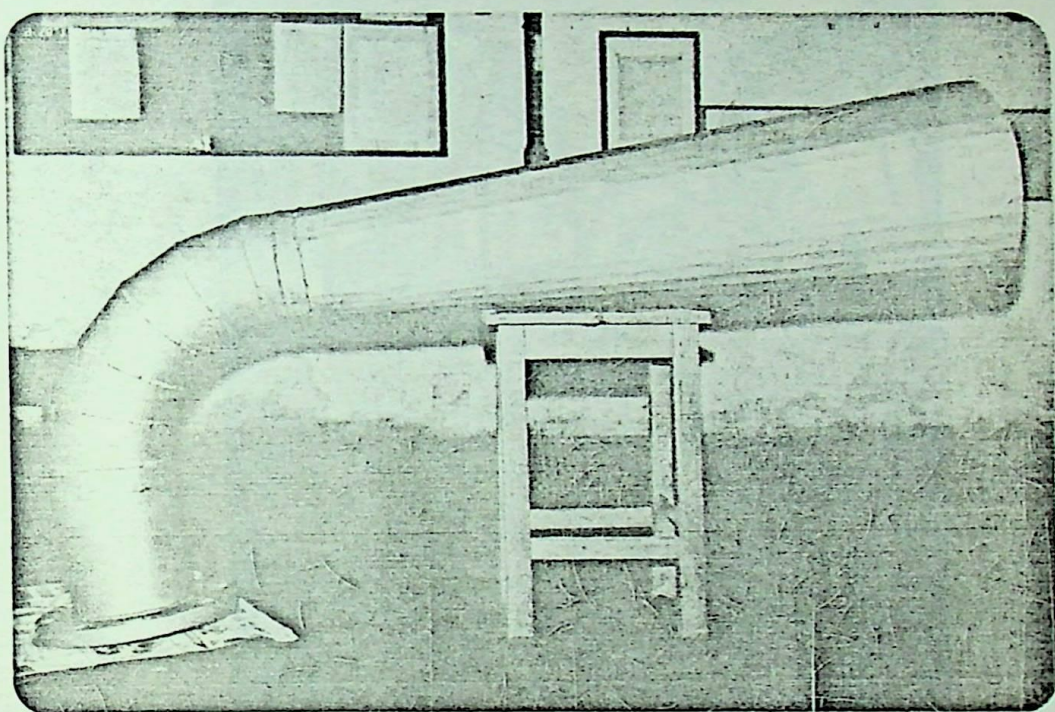


FOTO 6 - Tubo de Sucção da BFT.

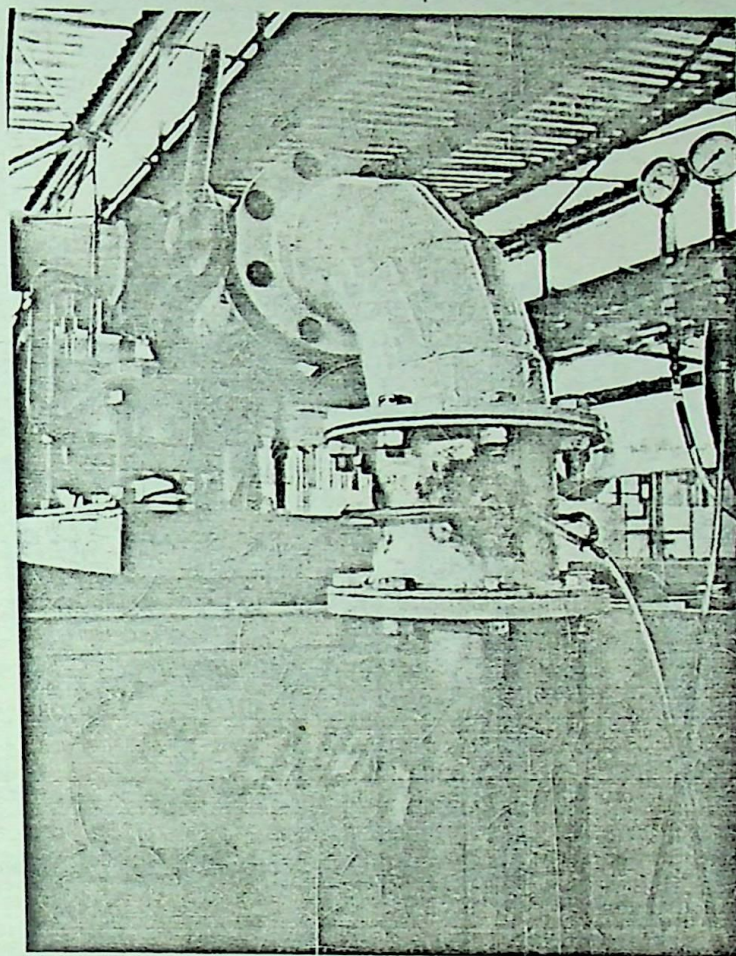


FOTO 7 - Tomada de Pressão e Vãlvula Borboleta na Entrada da BFT.

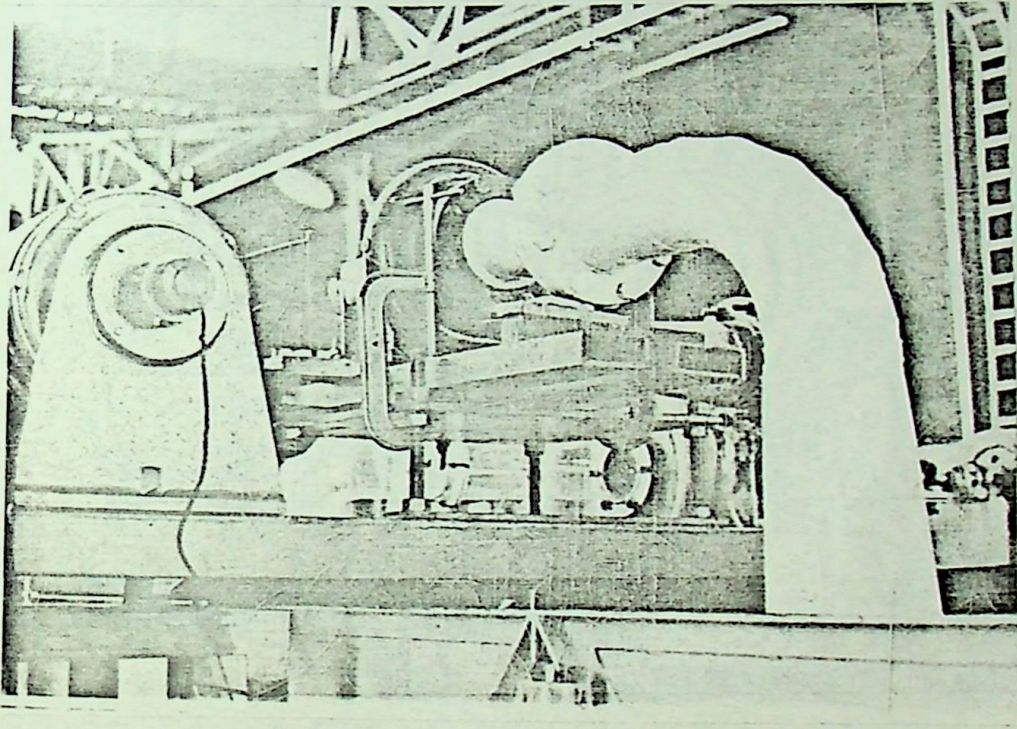


FOTO 8 - Tubo de Sucção, BFT e Freio.

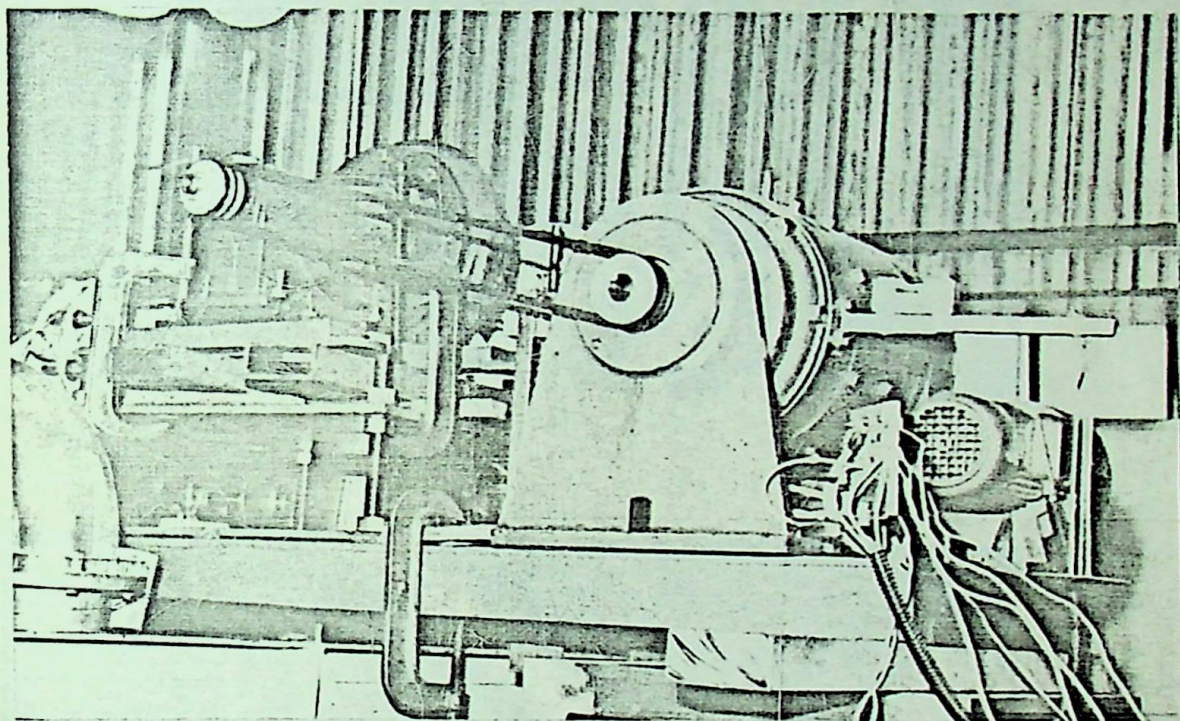
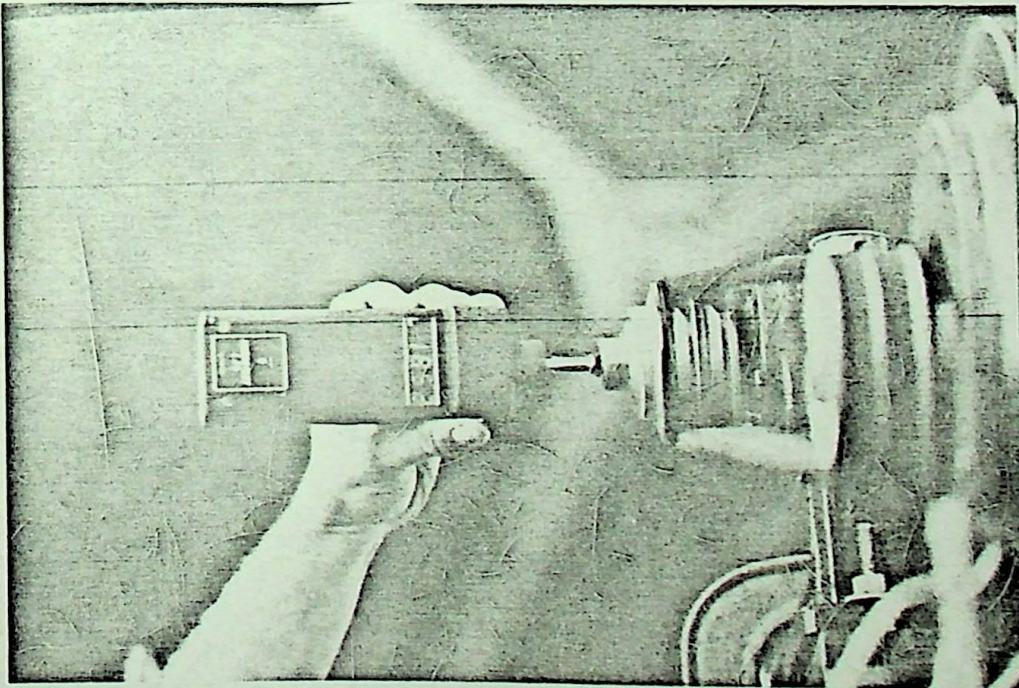
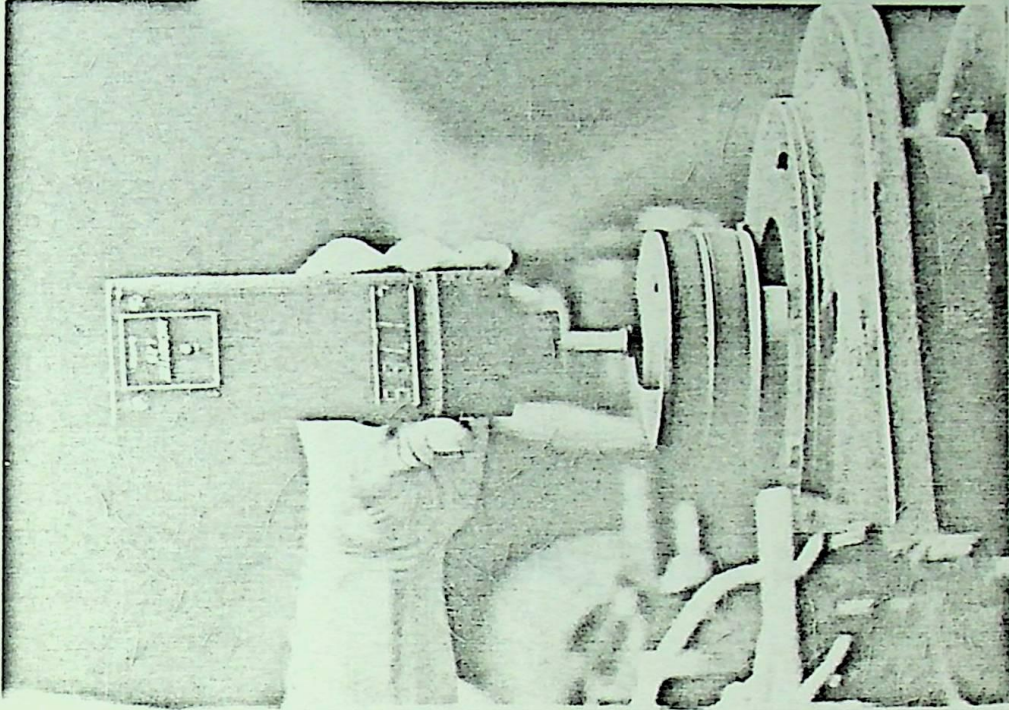


FOTO 9 - Acoplamento, Freio e BFT.



FOTOS 10 e 11 - Rotações Freio e BFT.

A N E X O 4

TABELAS DE VALORES LIDOS E CALCULADOS

# TABELA DE VALORES LIDOS-BFB

IV.1

Nº	OC	L	R	h <sub>v</sub>	n	F
	ABERT.	m	m	m	RPM	Kgf
	VALV.	MANÔMETRO		VERT.	TACOM.	PESOS
01	$\alpha_1$	0,740	0,200	0,0160	1500	1,600
02		0,780	0,150	0,0179	1600	1,800
03		0,810	0,090	0,0195	1710	2,040
04		0,900	0,025	0,0206	1820	2,300
05						
01	$\alpha_2$	0,705	0,225	0,0263	1400	1,740
02		0,740	0,190	0,0265	1500	1,920
03		0,785	0,145	0,0307	1600	2,170
04		0,850	0,080	0,0323	1700	2,760
05		0,900	0,030	0,0336	1800	2,870
01	$\alpha_3$	0,670	0,265	0,0479	1400	2,420
02		0,715	0,225	0,0510	1500	2,770
03		0,770	0,160	0,0529	1600	3,130
04		0,800	0,130	0,0454	1700	3,380
05		0,860	0,060	0,0562	1810	3,850
01	$\alpha_4$	0,650	0,285	0,0575	1400	2,730
02		0,680	0,250	0,0597	1500	3,090
03		0,718	0,215	0,0628	1600	3,690
04		0,770	0,160	0,0649	1700	3,950
05		0,790	0,145	0,0658	1750	4,500
01	$\alpha_5$	0,590	0,350	0,0697	1400	2,530
02		0,603	0,333	0,0725	1500	3,000
03		0,623	0,310	0,0740	1600	3,900
04		0,650	0,285	0,0785	1670	4,000
05						
01	$\alpha_6$	0,510	0,430	0,0793	1400	3,440
02		0,515	0,420	0,0802	1500	3,500
03		0,525	0,415	0,0854	1600	4,080
04		0,525	0,410	0,0875	1650	4,280
05						
COND.	$t_i = 21,5 \text{ } ^\circ\text{C}$		$t_f = 23,7 \text{ } ^\circ\text{C}$		$t_m = 22,6 \text{ } ^\circ\text{C}$	
AMB.	$P_{bi} = 682 \text{ mmHg}$		$P_{bf} = 684 \text{ mmHg}$		$P_{bm} = 683 \text{ mmHg}$	
	$\psi_i = 76 \text{ } \%$		$\psi_f = 72 \text{ } \%$		$\psi_m = 74 \text{ } \%$	
Obs:	$Z = 1,830 \text{ m}$			DATA: Dez/86		

## TABELA DE VALORES CALCULADOS - EFB

Nº	$\alpha$	$P_1/\rho g$	Q	H	Ph	Pe	$\eta t$
	ABERT.	m	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%
01	$\alpha_1$	7,42	0,0023	9,3	0,208	1,058	19,7
02		8,60	0,0027	10,4	0,276	1,269	21,7
03		9,80	0,0030	11,6	0,341	1,538	22,2
04		11,81	0,0033	13,6	0,441	1,845	23,9
05							
01	$\alpha_2$	6,60	0,0047	8,5	0,390	1,074	36,3
02		7,55	0,0048	9,4	0,441	1,269	34,8
03		8,73	0,0060	10,6	0,622	1,530	40,6
04		10,43	0,0064	12,3	0,770	2,068	37,3
05		11,74	0,0068	13,6	0,906	2,277	39,8
01	$\alpha_3$	5,65	0,0116	7,6	0,862	1,493	57,7
02		6,77	0,0127	8,7	1,084	1,831	59,2
03		8,34	0,0134	10,3	1,352	2,207	61,2
04		9,12	0,0141	11,1	1,533	2,533	60,5
05		10,82	0,0147	12,8	1,844	3,071	60,0
01	$\alpha_4$	5,13	0,0152	7,1	1,062	1,685	63,1
02		5,98	0,0161	8,0	1,262	2,043	61,8
03		6,94	0,0174	9,0	1,534	2,602	58,9
04		8,34	0,0183	10,4	1,868	2,960	63,1
05		8,80	0,0187	10,9	1,995	3,471	57,5
01	$\alpha_5$	3,49	0,0204	5,7	1,129	1,561	72,3
02		3,89	0,0216	6,1	1,286	1,983	64,8
03		4,45	0,0223	6,7	1,456	2,750	52,9
04		5,13	0,0244	7,4	1,774	2,944	60,3
05							
01	$\alpha_6$	1,40	0,0248	3,7	0,902	2,123	42,5
02		1,60	0,0252	3,9	0,968	2,314	41,8
03		1,79	0,0277	4,2	1,146	2,877	39,8
04		1,85	0,0287	4,3	1,218	3,112	39,1
05							

# TABELA DE VALORES CALCULADOS - BFB<sup>VI</sup>.

Nº	$\alpha$	$P1/\delta$	Q	H	$P_h$	$P_e$	$\eta_t$
	ABERT.	m	$m^3/s$	m	Kw	Kw	%
01			0,0024	8,3	0,195	0,975	20
02			0,0054	8,4	0,427	1,069	40
03			0,0087	8,3	0,707	1,413	50
04			0,0123	7,8	0,939	1,565	60
05			0,0155	7,1	1,077	1,737	62
06			0,0181	6,3	1,116	1,771	63
07			0,0204	5,5	1,098	1,771	62
08			0,0235	4,1	0,943	1,571	60
09							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
01							
02							
03							
04							
05							
06							
07							
08							
09							
10							
11							
12							
13							
14							
15							

OBS.: Os valores de Q, H e  $\eta_t$ , foram retirados do C.B.F. da BFB para  $n = 1400$  [rpm], enquanto  $P_e$  e  $P_h$  foram calculados em função dos mesmos.

Nº	CG	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>	n <sub>F</sub>	F
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM	Kgf
	VALV.	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM.	TACÔMETRO		PESOS
01	α <sub>1</sub>	1,268	0,206	0,0600	0,193	1690	1645	0
02		1,268	0,206	0,0615	0,192	1600	1550	0,390
03		1,268	0,206	0,0620	0,192	1470	1430	0,620
04		1,268	0,206	0,0625	0,192	1390	1340	0,690
05		1,268	0,206	0,0625	0,191	1270	1230	0,800
06		1,268	0,206	0,0625	0,192	1200	1160	0,840
07		1,268	0,206	0,0625	0,191	1080	1045	0,890
08		1,268	0,206	0,0625	0,192	1000	970	0,980
09		1,268	0,206	0,0625	0,192	890	860	1,080
10		1,268	0,206	0,0625	0,192	800	775	1,140
11		1,268	0,206	0,0625	0,192	690	665	1,300
12		1,268	0,206	0,0625	0,192	530	505	1,460
13								
14								
15								
01	α <sub>2</sub>	1,268	0,206	0,0625	0,1900	1815	1755	0
02		1,268	0,206	0,0640	0,1875	1700	1650	0,400
03		1,268	0,206	0,0650	0,1865	1600	1560	0,600
04		1,268	0,206	0,0655	0,1855	1485	1440	0,790
05		1,268	0,206	0,0660	0,1855	1400	1355	0,830
06		1,268	0,206	0,0660	0,1855	1300	1255	0,930
07		1,268	0,206	0,0660	0,1855	1200	1160	1,040
08		1,268	0,206	0,0660	0,1855	1080	1045	1,090
09		1,268	0,206	0,0660	0,1855	990	955	1,170
10		1,268	0,206	0,0660	0,1855	900	870	1,260
11		1,268	0,206	0,0660	0,1855	790	760	1,370
12		1,268	0,206	0,0660	0,1855	700	670	1,480
13		1,268	0,206	0,0660	0,1855	600	585	1,640
14		1,268	0,206	0,0660	0,1855	530	510	1,650
15								
CONDIÇÕES		t <sub>i</sub> = 17,5 °C		t <sub>f</sub> = 19,5 °C		t <sub>m</sub> = 18,5 °C		DATA
AMBIENTES		P <sub>bi</sub> = 698 mmHg		P <sub>bf</sub> = 696 mmHg		P <sub>bm</sub> = 697 mmHg		Agosto
		ψ <sub>i</sub> = 90 %		ψ <sub>f</sub> = 70 %		ψ <sub>m</sub> = 80 %		87

Obs.: H = 14 [m]

L' = 0,055 m

Nº	$\infty$	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>	n <sub>F</sub>	F
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM	Kgf
	VALV.	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM.	TACÔMETRO		PESOS
01	$\alpha_3$	1,268	0,206	0,0630	0,192	1910	1835	0
02		1,268	0,206	0,0660	0,190	1795	1740	0,550
03		1,268	0,206	0,0685	0,188	1700	1640	0,870
04		1,268	0,206	0,0695	0,186	1595	1525	1,030
05		1,268	0,206	0,0705	0,185	1510	1455	1,180
06		1,268	0,206	0,0710	0,184	1400	1350	1,350
07		1,268	0,206	0,0710	0,184	1315	1255	1,490
08		1,268	0,206	0,0710	0,184	1180	1135	1,580
09		1,268	0,206	0,0710	0,184	1100	1050	1,830
10		1,268	0,206	0,0715	0,183	1000	960	2,030
11		1,268	0,206	0,0715	0,183	905	865	2,155
12		1,268	0,206	0,0715	0,183	800	765	2,280
13								
14								
15								
01	$\alpha_4$	1,268	0,206	0,0635	0,188	2000	1950	0
02		1,268	0,206	0,066	0,186	1900	1850	0,450
03		1,268	0,206	0,068	0,183	1795	1745	0,730
04		1,268	0,206	0,071	0,182	1680	1620	0,950
05		1,268	0,206	0,0715	0,180	1610	1550	1,100
06		1,268	0,206	0,073	0,178	1490	1440	1,370
07		1,268	0,206	0,0735	0,177	1400	1350	1,550
08		1,268	0,206	0,074	0,176	1300	1250	1,800
09		1,268	0,206	0,0745	0,176	1210	1160	1,920
10		1,268	0,206	0,0750	0,176	1090	1070	2,120
11		1,268	0,206	0,0750	0,176	1000	965	2,300
12		1,268	0,206	0,0750	0,176	900	860	2,470
13		1,268	0,206	0,0750	0,176	810	770	2,560
14								
15								
CONDIÇÕES	t <sub>i</sub> = 17,5 °C		t <sub>f</sub> = 19,5 °C		t <sub>m</sub> = 18,5 °C		DATA	
AMBIENTES	P <sub>bi</sub> = 698 mmHg		P <sub>bf</sub> = 696 mmHg		P <sub>bm</sub> = 697 mmHg			
	ψ <sub>i</sub> = 90 %		ψ <sub>f</sub> = 70 %		ψ <sub>m</sub> = 80 %			
Obs.:	H = 14 [m]				L' = 0,055 m			

Nº	Ø	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>	n <sub>F</sub>	F	
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM	Kgf	
	VALV.	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM.	TACÔMETRO		PESOS	
01	α <sub>5</sub>	1,268	0,206	0,0640	0,191	2030	1990	0	
02		1,268	0,206	0,0690	0,186	1910	1860	0,720	
03		1,268	0,206	0,0710	0,184	1810	1760	1,090	
04		1,268	0,206	0,0735	0,182	1700	1650	1,440	
05		1,268	0,206	0,0750	0,181	1620	1570	1,660	
06		1,268	0,206	0,0755	0,179	1510	1465	1,920	
07		1,268	0,206	0,0770	0,178	1400	1350	2,210	
08		1,268	0,206	0,0780	0,1775	1300	1250	2,440	
09		1,268	0,206	0,0780	0,174	1200	1155	2,660	
10		1,268	0,206	0,0780	0,174	1100	1060	2,860	
11		1,268	0,206	0,0785	0,174	1030	990	2,960	
12		1,268	0,206	0,0780	0,173	1000	960	3,010	
13		1,268	0,206	0,0780	0,173	900	860	3,050	
14		1,268	0,206	0,0780	0,173	800	770	3,08,0	
15									
01	α <sub>6</sub>	1,268	0,206	0,0665	0,186	2170	2110	0	
02		1,268	0,206	0,0735	0,182	1990	1920	1,100	
03		1,268	0,206	0,0755	0,180	1900	1840	1,470	
04		1,268	0,206	0,0775	0,178	1800	1750	1,790	
05		1,268	0,206	0,0795	0,176	1700	1655	2,100	
06		1,268	0,206	0,0815	0,174	1600	1545	2,570	
07		1,268	0,206	0,0830	0,172	1510	1455	2,880	
08		1,268	0,206	0,0845	0,171	1400	1345	3,320	
09		1,268	0,206	0,0845	0,171	1280	1225	3,540	
10		1,268	0,206	0,0850	0,165	1200	1150	3,680	
11		1,268	0,206	0,0860	0,165	1095	1050	3,850	
12		1,268	0,206	0,0860	0,165	1000	960	3,980	
13		1,268	0,206	0,0860	0,165	930	890	4,080	
14									
15									
CONDIÇÕES	t <sub>i</sub> = 17,5 °C		t <sub>f</sub> = 19,5 °C		t <sub>m</sub> = 18,5 °C		DATA		
AMBIENTES	P <sub>bi</sub> = 698 mmHg		P <sub>bf</sub> = 696 mmHg		P <sub>bm</sub> = 697 mmHg		Agosto		
	ψ <sub>i</sub> = 90 %		ψ <sub>f</sub> = 70 %		ψ <sub>m</sub> = 80 %		87		
Obs.:	H = 14 [m]					L' = 0,055 m			

TABELA DE VALORES CALCULADOS-B.

Nº	$\alpha$	P1/8	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$
	ABERT.	m	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%
01	$\alpha_1$	13,76	0,0137	14,00	1,877	0	0
02		13,76	0,0142	14,00	1,945	0,314	16,13
03		13,76	0,0144	14,00	1,973	0,460	23,33
04		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,480	23,99
05		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,511	25,54
06		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,506	25,29
07		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,483	24,14
08		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,493	24,67
09		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,482	24,10
10		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,459	22,93
11		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,449	22,43
12		13,76	0,0146	14,00	2,000	0,383	19,13
13							
14							
15							
01	$\alpha_2$	13,76	0,0146	14,00	2,000	0	0
02		13,76	0,0151	14,00	2,069	0,343	16,6
03		13,76	0,0155	14,00	2,124	0,486	22,9
04		13,76	0,0156	14,00	2,137	0,590	27,6
05		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,584	26,9
06		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,606	28,0
07		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,626	28,9
08		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,591	27,3
09		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,580	26,8
10		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,589	26,3
11		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,540	24,9
12		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,515	23,8
13		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,498	23,0
14		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,437	20,2
15							

TABELA DE VALORES CALCULADOS-<sup>IV</sup>BT

Nº	$\alpha$	P1/8	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$
	ABERT.	m	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%
01	$\alpha_3$	13,76	0,0148	14,00	2,028	0	0
02		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,497	23,0
03		13,76	0,0167	14,00	2,288	0,741	32,4
04		13,76	0,0171	14,00	2,343	0,815	34,8
05		13,76	0,0175	14,00	2,398	0,891	37,1
06		13,76	0,0177	14,00	2,425	0,946	39,0
07		13,76	0,0177	14,00	2,425	0,971	40,0
08		13,76	0,0177	14,00	2,425	0,931	38,4
09		13,76	0,0177	14,00	2,425	0,997	41,1
10		13,76	0,0178	14,00	2,390	1,011	41,5
11		13,76	0,0178	14,00	2,390	0,970	39,8
12		13,76	0,0178	14,00	2,390	0,905	37,1
13							
14							
15							
01	$\alpha_4$	13,76	0,0149	14,00	2,041	0	0
02		13,76	0,0158	14,00	2,165	0,432	20,0
03		13,76	0,0165	14,00	2,261	0,661	29,3
04		13,76	0,0177	14,00	2,425	0,799	32,9
05		13,76	0,0178	14,00	2,439	0,885	36,3
06		13,76	0,0184	14,00	2,521	1,024	40,6
07		13,76	0,0186	14,00	2,549	1,086	42,6
08		13,76	0,0188	14,00	2,576	1,168	45,3
09		13,76	0,0190	14,00	2,604	1,156	44,4
10		13,76	0,0192	14,00	2,631	1,177	44,7
11		13,76	0,0192	14,00	2,631	1,152	43,8
12		13,76	0,0192	14,00	2,631	1,103	41,9
13		13,76	0,0192	14,00	2,631	1,023	38,9
14							
15							

## TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	$\alpha$	P1/8	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$	
	ABERT.	m	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%	
01	$\alpha_5$	13,76	0,0151	14,00	2,069	0	0	
02		13,76	0,0169	14,00	2,316	0,695	30,0	
03		13,76	0,0177	14,00	2,425	0,996	41,1	
04		13,76	0,0186	14,00	2,549	1,233	48,4	
05		13,76	0,0192	14,00	2,631	1,353	51,4	
06		13,76	0,0194	14,00	2,659	1,460	54,9	
07		13,76	0,0200	14,00	2,741	1,549	56,5	
08		13,76	0,0203	14,00	2,782	1,583	56,9	
09		13,76	0,0203	14,00	2,782	1,595	57,3	
10		13,76	0,0203	14,00	2,782	1,574	56,6	
11		13,76	0,0203	14,00	2,809	1,521	54,1	
12		13,76	0,0203	14,00	2,782	1,500	53,9	
13		13,76	0,0203	14,00	2,782	1,362	48,9	
14		13,76	0,0203	14,00	2,782	1,231	44,2	
15								
01	$\alpha_6$	13,76	0,0160	14,00	2,192	0	0	
02		13,76	0,0186	14,00	2,549	1,096	43,0	
03		13,76	0,0194	14,00	2,659	1,404	52,8	
04		13,76	0,0201	14,00	2,755	1,608	58,4	
05		13,76	0,0209	14,00	2,865	1,804	63,0	
06		13,76	0,0217	14,00	2,975	1,928	64,8	
07		13,76	0,0223	14,00	3,057	2,175	71,1	
08		13,76	0,0230	14,00	3,153	2,318	73,5	
09		13,76	0,0230	14,00	3,153	2,251	71,4	
10		13,76	0,0232	14,00	3,180	2,197	69,1	
11		13,76	0,0236	14,00	3,236	2,098	64,8	
12		13,76	0,0836	14,00	3,236	1,983	61,3	
13		13,76	0,0236	14,00	3,236	1,885	58,2	
14								
15								

## TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	α	P1/8	Q	H	Ph	Pe	η <sub>t</sub>
	ABERT.	m	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%
01			0,0134	14	1,836	0,367	20
02			0,0146	14	2,000	0,500	25
03			0,0158	14	2,164	0,649	30
04			0,0166	14	2,260	0,791	35
05			0,0176	14	2,411	0,964	40
06			0,0187	14	2,562	1,153	45
07			0,0192	14	2,630	1,315	50
08			0,0195	14	2,671	1,469	55
09			0,0200	14	2,740	1,562	57
10			0,0210	14	2,877	1,870	65
11			0,0220	14	3,014	2,110	70
12			0,0229	14	3,137	2,321	74
13							
14							
15							
01							
02							
03							
04							
05							
06							
07							
08							
09							
10							
11							
12							
13							
14							
15							

OBS.: Valores de Q, H, e η<sub>t</sub>, retirados do C.B.F. para n = 1400 [rpm] e H = 14 [m].

Valores calculados: P<sub>h</sub> = 9,785.H.Q [kW]

$$P_e = P_h \cdot \eta_t$$

## TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	$\alpha$	n	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$
	ABERT.	R.PM	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%
01	$\alpha_{ot} = Cte$ $H = 14 \text{ m}$	633	0,0236	14	3,233	1,293	40
02		713	0,0236	14	3,233	1,455	45
03		780	0,0236	14	3,233	1,617	50
04		880	0,0236	14	3,233	1,778	55
05		967	0,0236	14	3,233	1,940	60
06		1087	0,0236	14	3,233	2,102	65
07		1220	0,0234	14	3,206	2,244	70
08		1400	0,0229	14	3,137	2,321	74
09		1560	0,0220	14	3,014	2,110	70
10		1673	0,0211	14	2,892	1,879	65
11		1780	0,0202	14	2,767	1,660	60
12		1900	0,0192	14	2,630	1,315	50
13		1973	0,0185	14	2,534	1,014	40
14		2040	0,0179	14	2,452	0,736	30
15		2113	0,0170	14	2,329	0,466	20
01		2213	0,0161	14	2,206	0	0
02							
03							
04							
05							
06							
07							
08							
09							
10							
11							
12							
13							
14							
15							

OBS.: Os valores de Q, H, n e  $\eta_t$ , foram retirados do C.B.F. com  $H = 14 \text{ [m]} = Cte$  para  $\alpha_{ot} = Cte$ , e os valores de  $P_h$  e  $P_e$  foram calculados.

# TABELA DE VALORES LIDOS - BFT IV.1

Nº	∞	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>	n <sub>F</sub>	F	
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM	Kgf	
	VALV	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM	TACÔMETRO		PESOS	
01	α <sub>1</sub>	1,194	0,278	0,0575	0,1990	1515	1480	0	
02		1,194	0,278	0,0585	0,1980	1400	1365	0,380	
03		1,194	0,278	0,0590	0,1975	1295	1250	0,500	
04		1,194	0,278	0,0595	0,1970	1220	1180	0,530	
05		1,194	0,278	0,0600	0,1970	1100	1070	0,680	
06		1,194	0,278	0,0600	0,1970	990	955	0,840	
07		1,194	0,278	0,0600	0,1970	900	870	0,880	
08		1,194	0,278	0,0600	0,1970	790	760	0,990	
09		1,194	0,278	0,0600	0,1970	600	570	1,180	
10									
11									
12									
13									
14									
15									
01	α <sub>2</sub>	1,194	0,278	0,0590	0,198	1670	1620	0	
02		1,194	0,278	0,0630	0,196	1500	1460	0,590	
03		1,194	0,278	0,0640	0,195	1400	1360	0,770	
04		1,194	0,278	0,0645	0,194	1300	1260	0,930	
05		1,194	0,278	0,0645	0,194	1210	1170	1,130	
06		1,194	0,278	0,0655	0,193	1080	1050	1,250	
07		1,194	0,278	0,0660	0,192	1000	970	1,470	
08		1,194	0,278	0,0665	0,192	890	870	1,590	
09		1,194	0,278	0,0665	0,192	625	590	1,900	
10									
11									
12									
13									
14									
15									
CONDIÇÕES		t <sub>i</sub> = 19 °C		t <sub>f</sub> = 22 °C		t <sub>m</sub> = 20,5 °C		DATA	
AMBIENTES		P <sub>bi</sub> = 693,6 mmHg		P <sub>bf</sub> = 694 mmHg		P <sub>bm</sub> = 693,8 mmHg		Agosto	
		ψ <sub>i</sub> = 82 %		ψ <sub>f</sub> = 79 %		ψ <sub>m</sub> = 80,5 %		87	

Obs: H = 12,1 [m]

L' = 0,0550 m

TABELA DE VALORES LIDOS - BFT IV.13

Nº	∞	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>	n <sub>F</sub>	F	
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM	Kgf	
	VALV	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM	TACÔMETRO		PESOS	
01	α <sub>3</sub>	0,194	0,278	0,0625	0,190	1860	1800	0,400	
02		0,194	0,278	0,0650	0,187	1795	1740	0,680	
03		0,194	0,278	0,0670	0,185	1705	1650	0,960	
04		0,194	0,278	0,0690	0,183	1600	1550	1,200	
05		0,194	0,278	0,0710	0,181	1500	1455	1,480	
06		0,194	0,278	0,0725	0,179	1400	1355	1,740	
07		0,194	0,278	0,0735	0,177	1295	1240	1,950	
08		0,194	0,278	0,0740	0,177	1200	1160	2,150	
09		0,194	0,278	0,0750	0,1765	1100	1060	2,350	
10		0,194	0,278	0,0755	0,1760	1010	975	2,480	
11		0,194	0,278	0,0755	0,1760	910	875	2,600	
12		0,194	0,278	0,0755	0,1760	800	765	2,680	
13		0,194	0,278	0,0755	0,1760	705	675		
14									
15									
01	α <sub>4</sub>	0,194	0,278	0,0640	0,190	1980	1930	0	
02		0,194	0,278	0,0700	0,186	1815	1780	0,900	
03		0,194	0,278	0,0725	0,185	1700	1660	1,350	
04		0,194	0,278	0,0735	0,184	1680	1620	1,470	
05		0,194	0,278	0,0750	0,183	1630	1590	1,660	
06		0,194	0,278	0,0760	0,182	1490	1450	2,000	
07		0,194	0,278	0,0800	0,1755	1400	1355	2,460	
08		0,194	0,278	0,0815	0,1740	1305	1250	2,790	
09		0,194	0,278	0,0820	0,1740	1200	1155	2,900	
10		0,194	0,278	0,0820	0,1740	1140	1100	2,970	
11		0,194	0,278	0,0820	0,1740	1050	1005	3,280	
12		0,194	0,278	0,0820	0,1690	1000	960	3,380	
13		0,194	0,278	0,0820	0,1690	900	860	3,480	
14		0,194	0,278	0,0820	0,1690	825	785	3,550	
15									
CONDIÇÕES		t <sub>i</sub> = 19 °C		t <sub>f</sub> = 22 °C		t <sub>m</sub> = 20,5 °C		DATA	
AMBIENTES		P <sub>bi</sub> = 693,6 mmHg		P <sub>bf</sub> = 694 mmHg		P <sub>bm</sub> = 693,8 mmHg		Agosto	
		Ψ <sub>i</sub> = 82 %		Ψ <sub>f</sub> = 79 %		Ψ <sub>m</sub> = 80,5 %		87	
Obs:		H = 12,1 [m]				L' = 0,0550 m			

IV. 14

# TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	$\alpha$	$P1/\delta$	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$	
	ABERT.	m	$m^3/s$	m	Kw	Kw	%	
01	$\alpha_1$	11,8	0,0129	12,1	1,525	0	0	
02		11,8	0,0132	12,1	1,561	0,269	17,2	
03		11,8	0,0134	12,1	1,585	0,324	20,5	
04		11,8	0,0135	12,1	1,597	0,325	20,5	
05		11,8	0,0137	12,1	1,620	0,378	23,3	
06		11,8	0,0137	12,1	1,620	0,416	25,7	
07		11,9	0,0137	12,1	1,620	0,397	24,5	
08		11,9	0,0137	12,1	1,620	0,391	24,1	
09		11,9	0,0137	12,1	1,620	0,349	21,5	
10								
11								
12								
13								
14								
15								
01	$\alpha_2$	11,8	0,0134	12,1	1,585	0	0	
02		11,8	0,0148	12,1	1,750	0,447	25,5	
03		11,8	0,0151	12,1	1,786	0,544	30,4	
04		11,8	0,0153	12,1	1,810	0,608	33,6	
05		11,8	0,0153	12,1	1,810	0,686	37,9	
06		11,8	0,0156	12,1	1,845	0,681	36,9	
07		11,8	0,0158	12,1	1,869	0,740	39,6	
08		11,8	0,0160	12,1	1,893	0,718	37,9	
09		11,8	0,0160	12,1	1,893	0,582	30,7	
10								
11								
12								
13								
14								
15								

## TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	$\alpha$	$P1/\gamma$	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$
	ABERT.	m	$m^3/s$	m	Kw	Kw	%
01	$\alpha_3$	11,8	0,0146	12,1	1,727	0	0
02		11,8	0,0155	12,1	1,833	0,361	19,7
03		11,8	0,0162	12,1	1,916	0,582	30,4
04		11,8	0,1069	12,1	1,999	0,772	38,6
05		11,8	0,0177	12,1	2,094	0,906	43,3
06		11,8	0,0182	12,1	2,153	1,041	48,3
07		11,8	0,0186	12,1	2,201	1,120	50,9
08		11,8	0,0188	12,1	2,224	1,174	52,8
09		11,8	0,0192	12,1	2,272	1,183	52,1
10		11,8	0,0194	12,1	2,295	1,189	51,8
11		11,8	0,0194	12,1	2,295	1,126	49,1
12		11,8	0,0194	12,1	2,295	1,032	45,0
13		11,8	0,0194	12,1	2,295	0,939	40,9
14							
15							
01	$\alpha_4$	11,8	0,0151	12,1	1,786	0	0
02		11,8	0,0173	12,1	2,046	0,832	40,6
03		11,8	0,0182	12,1	2,153	1,163	54,0
04		11,8	0,0186	12,1	2,201	1,236	56,2
05		11,8	0,0192	12,1	2,272	1,370	60,3
06		11,8	0,0196	12,1	2,319	1,505	64,9
07		11,8	0,0211	12,1	2,497	1,730	69,3
08		11,8	0,0217	12,1	2,568	1,810	70,5
09		11,8	0,0219	12,1	2,592	1,739	67,1
10		11,8	0,0219	12,1	2,592	1,696	65,4
11		11,8	0,0219	12,1	2,592	1,711	66,0
12		11,8	0,0219	12,1	2,592	1,684	65,0
13		11,8	0,0219	12,1	2,592	1,553	59,9
14		11,8	0,0219	12,1	2,592	1,446	55,8
15							

## TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	$\alpha$	n	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$
	ABERT.	RPM	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%
01	$\alpha_{ot} = Cte$ H = 12,1 m	533	0,0219	12,1	2,593	0,908	35
02		620	0,0219	12,1	2,593	1,037	40
03		693	0,0219	12,1	2,593	1,297	45
04		767	0,0219	12,1	2,593	1,426	50
05		853	0,0219	12,1	2,593	1,556	55
06		920	0,0219	12,1	2,593	1,685	60
07		1027	0,0219	12,1	2,571	1,671	65
08		1327	0,0216	12,1	2,557	1,790	70
09		1533	0,0200	12,1	2,368	1,539	65
10		1620	0,0193	12,1	2,285	1,371	60
11		1667	0,0188	12,1	2,226	1,224	55
12		1733	0,0184	12,1	2,179	1,089	50
13		1767	0,0178	12,1	2,108	0,948	45
14		1807	0,0174	12,1	2,060	0,824	40
15		1853	0,0168	12,1	1,989	0,597	30
01		1933	0,0158	12,1	1,871	0,374	20
02		1980	0,0153	12,1	1,811	0	0
03							
04							
05							
06							
07							
08							
09							
10							
11							
12							
13							
14							
15							

OBS.: Os valores de Q, H, n e  $\eta_t$  foram retirados do C.B.F. com H = 12,1 [m] = Cte para  $\alpha_{ot} = Cte$ , e os valores de P<sub>h</sub> e P<sub>e</sub> foram calculados.

# TABELA DE VALORES

IV.17

Nº	CG	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>	n <sub>F</sub>	F	
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM	Kgf	
	VALV.	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM	TACÔMETRO		PESOS	
01	α <sub>máx</sub>	1,124	0,355	0,0615	0,190	1805	1750	0	
02		1,124	0,355	0,0660	0,1855	1710	1650	0,650	
03		1,124	0,355	0,0705	0,180	1610	1560	1,060	
04		1,124	0,355	0,0720	0,179	1510	1460	1,330	
05		1,124	0,355	0,0740	0,177	1400	1350	1,790	
06		1,124	0,355	0,0760	0,175	1300	1255	2,080	
07		1,124	0,355	0,0770	0,174	1200	1160	2,450	
08									
09									
10									
11									
12									
13									
14									
15									
01	α <sub>máx</sub>	1,200	0,278	0,0650	0,187	2025	1960	0	
02		1,200	0,278	0,0690	0,182	1910	1850	0,710	
03		1,200	0,278	0,0720	0,179	1800	1750	1,100	
04		1,200	0,278	0,0750	0,176	1720	1660	1,460	
05		1,200	0,278	0,0770	0,174	1620	1560	1,870	
06		1,200	0,278	0,0790	0,172	1500	1445	2,300	
07		1,200	0,278	0,0830	0,169	1300	1255	2,980	
08		1,200	0,278	0,0830	0,169	1200	1155	3,150	
09									
10									
11									
12									
13									
14									
15									
CONDIÇÕES AMBIENTES		t <sub>i</sub> = 21,8 °C		t <sub>f</sub> = 23,8 °C		t <sub>m</sub> = 22,8 °C		DATA	
		P <sub>bi</sub> = 693 mmHg		P <sub>bf</sub> = 693 mmHg		P <sub>bm</sub> = 693 mmHg		Setem bro - 1987	
		Ψ <sub>i</sub> = 62 %		Ψ <sub>f</sub> = 64 %		Ψ <sub>m</sub> = 63 %			
Obs.: C.B.F. (Qxn) c/ H = Cte e α <sub>máx</sub>						L' = 0,055 m			

Nº	∞	L	R	h <sub>v</sub>	X	n <sub>T</sub>		Kgf	
	ABERT.	m	m	m	m	RPM	RPM		
	VALV.	MANÔMETRO		VERT.	PIEZÔM.	TACÔMETRO			PESOS
01	α <sub>máx</sub>	1,270	0,205	0,067	0,185	2185	2120	0	
02		1,270	0,205	0,073	0,177	2000	1935	1,060	
03		1,270	0,205	0,077	0,174	1900	1840	1,450	
04		1,270	0,205	0,079	0,171	1805	1750	1,850	
05		1,270	0,205	0,082	0,169	1690	1630	2,310	
06		1,270	0,205	0,083	0,168	1610	1550	2,640	
07		1,270	0,205	0,084	0,166	1505	1440	3,000	
08		1,270	0,205	0,085	0,165	1400	1340	3,410	
09		1,270	0,205	0,085	0,165	1310	1260	3,610	
10		1,270	0,205	0,085	0,165	1200	1145	3,760	
11									
12									
13									
14									
15									
01	α <sub>máx</sub>	1,347	0,128	0,070	0,188	2300	2200	0	
02		1,347	0,128	0,075	0,176	2180	2100	0,850	
03		1,347	0,128	0,078	0,172	2100	2025	1,350	
04		1,347	0,128	0,082	0,169	1990	1905	1,850	
05		1,347	0,128	0,084	0,168	1910	1830	2,160	
06		1,347	0,128	0,085	0,166	1800	1745	2,600	
07		1,347	0,128	0,087	0,163	1700	1620	3,080	
08		1,347	0,128	0,089	0,161	1600	1515	3,480	
09		1,347	0,128	0,090	0,160	1500	1400	3,860	
10		1,347	0,128	0,090	0,160	1400	1300	4,110	
11		1,347	0,128	0,090	0,160	1300	1230	4,250	
12		1,347	0,128	0,090	0,160	1200	1135	4,430	
13									
14									
15									
CONDIÇÕES AMBIENTES		t <sub>i</sub> = 21,8 °C		t <sub>f</sub> = 23,8 °C		t <sub>m</sub> = 22,8 °C		DATA Setem bro - 87	
		P <sub>bi</sub> = 693 mmHg		P <sub>bf</sub> = 693 mmHg		P <sub>bm</sub> = 693 mmHg			
		Ψ <sub>i</sub> = 62 %		Ψ <sub>f</sub> = 64 %		Ψ <sub>m</sub> = 63 %			
Obs.: C.B.F. (Qxn) c/ H = C <sub>te</sub> e α <sub>máx</sub>						L' = 0,055 m			

## TABELA DE VALORES CALCULADOS-BFT

Nº	$\alpha$	$P1/\gamma$	$Q$	$H$	$Ph$	$Pe$	$\eta_t$	
	ABERT.	m	$m^3/s$	m	Kw	Kw	%	
01	$\alpha_{m\acute{a}x}$	9,93	0,0141	10,4	1,428	0	0	
02		9,93	0,0157	10,4	1,590	0,522	32,8	
03		9,93	0,0173	10,4	1,752	0,805	45,9	
04		9,93	0,0178	10,4	1,813	0,945	52,1	
05		9,93	0,0186	10,4	1,884	1,176	62,4	
06		9,93	0,0194	10,4	1,965	1,270	64,6	
07		9,93	0,0197	10,4	1,995	1,383	69,3	
08								
09								
10								
11								
12								
13								
14								
15								
01	$\alpha_{m\acute{a}x}$	11,93	0,0153	12,4	1,850	0	0	
02		11,93	0,0168	12,4	2,030	0,639	31,5	
03		11,93	0,0179	12,4	2,163	0,937	43,3	
04		11,93	0,0190	12,4	2,296	1,179	51,4	
05		11,93	0,0197	12,4	2,381	1,420	59,6	
06		11,93	0,0205	12,4	2,477	1,617	65,3	
07		11,93	0,0221	12,4	2,671	1,820	68,1	
08		11,93	0,0221	12,4	2,671	1,770	66,3	
09								
10								
11								
12								
13								
14								
15								

IV. 20

# TABELA DE VALORES CALCULADOS-BF

Nº	$\alpha$	P1/8	Q	H	Ph	Pe	$\eta_t$	
	ABERT.	m	m <sup>3</sup> /s	m	Kw	Kw	%	
01	$\alpha_{\text{máx}}$	13,80	0,0160	14,2	2,226	0	0	
02		13,80	0,0182	14,2	2,532	0,998	39,4	
03		13,80	0,0198	14,2	2,755	1,298	47,1	
04		13,80	0,0205	14,2	2,852	1,575	55,2	
05		13,80	0,0217	14,2	3,019	1,832	60,7	
06		13,80	0,0221	14,2	3,075	1,991	64,8	
07		13,80	0,0225	14,2	3,131	2,102	69,4	
08		13,80	0,0229	14,2	3,186	2,224	69,8	
09		13,80	0,0229	14,2	3,186	2,221	69,5	
10		13,80	0,0229	14,2	3,186	2,095	65,8	
11								
12								
13								
14								
15								
01	$\alpha_{\text{máx}}$	15,82	0,0171	16,3	2,719	0	0	
02		15,82	0,0190	16,3	3,019	0,869	28,8	
03		15,82	0,0201	16,3	3,194	1,330	41,7	
04		15,82	0,0217	16,3	3,448	1,715	49,7	
05		15,82	0,0225	16,3	3,575	1,924	53,8	
06		15,82	0,0229	16,3	3,639	2,208	60,7	
07		15,82	0,0237	16,3	3,766	2,428	64,5	
08		15,82	0,0246	16,3	3,907	2,566	65,7	
09		15,82	0,0250	16,3	3,970	2,630	66,2	
10		15,82	0,0250	16,3	3,970	2,600	65,5	
11		15,82	0,0250	16,3	3,970	2,544	64,1	
12		15,82	0,0250	16,3	3,970	2,447	61,6	
13								
14								
15								

# TABELA DE VALORES CALCULADOS-<sup>IV.</sup>B

Nº	$\alpha$ ABERT.	$P1/\delta$ m	Q $m^3/s$	H m	Ph Kw	Pe Kw	$\eta_t$ %
1	$\alpha_{m\acute{a}x}$  n = 1650 [rpm]		0,0167	10,4	1,700	0,680	40
2			0,0181	11,4	2,019	1,010	50
3			0,0195	12,4	2,366	1,349	57
4			0,0208	13,3	2,707	1,651	61
5			0,0220	14,2	3,057	1,926	63
6			0,0232	15,3	3,473	2,222	64
7			0,0244	16,3	3,892	2,530	65
8			0,0277	18,4	4,987	2,992	60
9							
10							
11							
12							
13							
14							
15							
16	$\alpha_{m\acute{a}x}$  n = 1400 [rpm]		0,0165	8,0	1,292	0,646	50
17			0,0188	10,4	1,913	1,186	62
18			0,0202	11,4	2,253	1,487	66
19			0,0215	12,4	2,609	1,826	70
20			0,0222	13,3	2,889	2,051	71
21			0,0230	14,2	3,196	2,301	72
22			0,0240	15,2	3,570	2,499	70
23			0,0250	16,3	3,987	2,592	65
24			0,0270	18,0	4,756	2,853	60
25							
26							
27							
28							
29							
30							
31							
32							
33							
34							
35							

BS.: Os valores de vazão (Q), altura (H) e rendimento ( $\eta_t$ ) foram retirados do C.B.F. da BFT para  $\alpha_{m\acute{a}x}$ , com rotações de 1650 [rpm] e 1400 [rpm], respectivamente.

