

BOMBAS DE FLUXO OPERANDO COMO TURBINAS – PROCEDIMENTO DE SELEÇÃO

Augusto Nelson Carvalho Viana¹, Fabio José Horta Nogueira²

Curso de Engenharia Hídrica – Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI

Avenida BPS, 1303 – Pinheirinho – CEP: 37500-903 – Itajubá – MG

augusto@iem.efei.br¹ fabioh@efei.br²

RESUMO

Este trabalho apresenta o comportamento da bomba centrífuga operando como bomba e como turbina e mostra as vantagens da operação desse tipo de bomba em reverso como turbina hidráulica. Coeficientes experimentais são apresentados para a correção da altura e vazão da bomba como turbina em função das condições da bomba funcionando como bomba. Propõe-se uma metodologia de seleção da bomba para operar como turbina e utiliza-se um exemplo de escolha da bomba, baseado em dados de um aproveitamento hidráulico no meio rural menor que 50kw de potência.

INTRODUÇÃO

Países como EUA, Alemanha e França vem utilizando as bombas hidráulicas de fluxo desde as centrífugas de vários estágios, de um estágio, mistas, até as axiais, em reverso como turbinas, substituindo as turbinas Pelton, Hélice e Francis, para gerar energia em pequenos recursos hidroenergéticos. A razão disso é devido ao bom funcionamento das bombas como turbinas e seus baixos custos se comparadas com as turbinas convencionais para mesma potência.

Com a inversão do fluxo e conseqüente inversão do sentido de rotação, a bomba funcionando como turbina (BFT), para manter praticamente o mesmo rendimento, opera com uma altura e vazão maiores do que as da bomba original. Esses aumentos variam de máquina para máquina, o que dificulta a seleção da bomba para funcionar como turbina, partindo-se da altura e vazão disponíveis em uma propriedade rural.

O Laboratório Hidromecânico para Pequenas Centrais Hidrelétricas da Escola Federal de Engenharia de Itajubá (LHPCH – EFEI) desenvolveu pesquisas sobre as bombas funcionando como turbinas de 1987 a 1990. Os trabalhos de Viana (1987) e Viana e Nogueira (1990) testaram duas bombas centrífugas operando como turbinas e obtiveram coeficientes de altura e

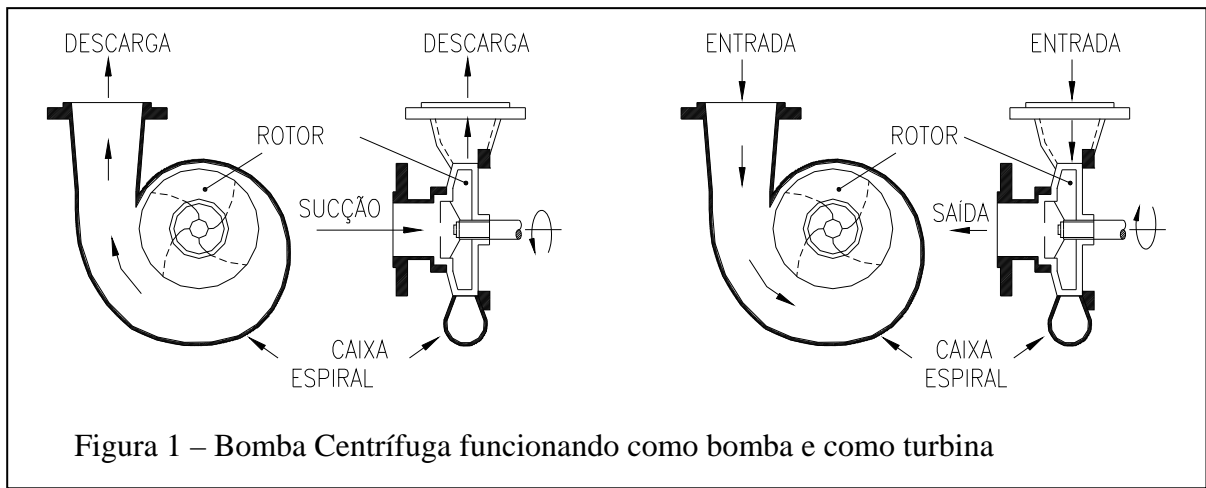
vazão. Com os coeficientes, a seleção da bomba para operar com turbina fica facilitada.

Este artigo apresenta as vantagens da operação de bombas centrífugas operarem como turbinas e dá uma idéia de como selecioná-la a partir da vazão e altura de queda líquida disponíveis em uma propriedade rural, limitando-se à potência em 50 [kW].

A OPERAÇÃO DA BOMBA CENTRÍFUGA COMO BOMBA E COMO TURBINA

Para que a bomba centrífuga funcione como turbina, o sentido do fluxo de escoamento de água se inverte e, conseqüentemente, haverá a inversão no sentido de rotação. A figura 1 ilustra uma bomba centrífuga funcionando como bomba e como turbina, bem como suas partes principais.

No caso do funcionamento como bomba (figura 1a), o líquido entra na sucção à baixa pressão, transforma energia de velocidade em pressão através do rotor e sai pela descarga. No funcionamento como turbina (figura 1b), o líquido entra com energia de pressão, aciona o rotor em reverso e sai com baixa pressão.



COMPARAÇÃO DA BOMBA E DA BFT

Através de resultados experimentais a figura 2 fornece as curvas de altura, potência de eixo e rendimento total versus vazão de uma bomba típica e sua aplicação como BFT, na mesma rotação.

Note que a vazão e a altura da BFT são maiores do que os valores correspondentes da bomba no máximo rendimento, resultando uma potência de eixo maior para BFT.

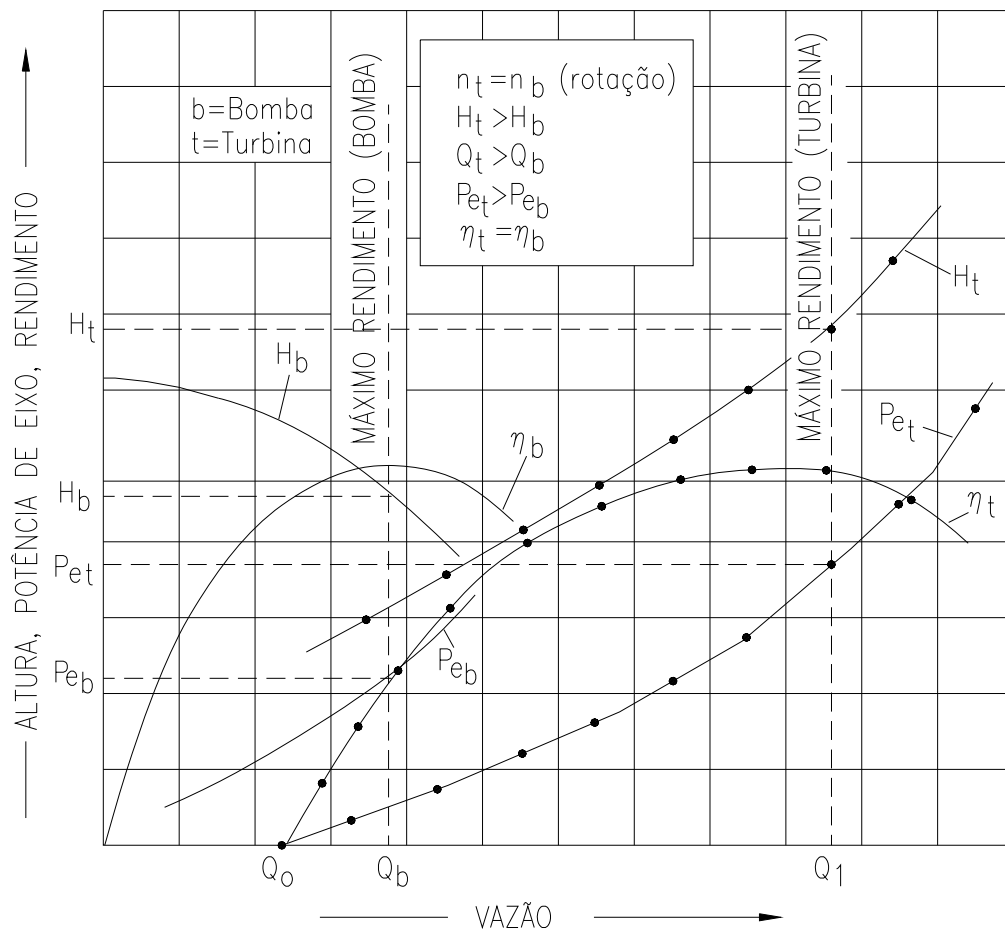


Figura 2 – Curvas de altura, potência de eixo, rendimento versus vazão para a bomba e BFT.

Com o aumento de vazão e de altura para as BFTs pode-se definir os seguintes coeficientes:

$$\text{Coeficiente de vazão: } k_q = \frac{Q_b}{Q_t} \quad (1)$$

$$\text{Coeficiente de altura: } k_a = \frac{H_b}{H_t} \quad (2)$$

Essas relações variam de bomba para bomba e são funções da rotação específica (Viana, 1987).

A rotação específica no sistema internacional é dada por:

$$n_{qA} = \frac{10^3 n \cdot \sqrt{Q}}{(H \cdot g)^{0,75}} \quad (3)$$

COEFICIENTES EXPERIMENTAIS

Para selecionar uma bomba correta para funcionar como turbina, o ideal é o fabricante ter os resultados experimentais como bomba e como turbina, da linha padrão de fabricação. Os fabricantes possuem em seus catálogos resultados como bombas de fabricação seriada. Como no Brasil isto não ocorre, Viana e Nogueira (1990), baseados em resultados experimentais obtidos em duas bombas da fabricação nacional e retirados dos trabalhos de Kittredge (1961) e Buse (1981), levantaram os coeficientes de vazão k_q e altura k_a em função da rotação específica n_{qA} da BFT na faixa de 40 a 200, como mostra a figura 3.

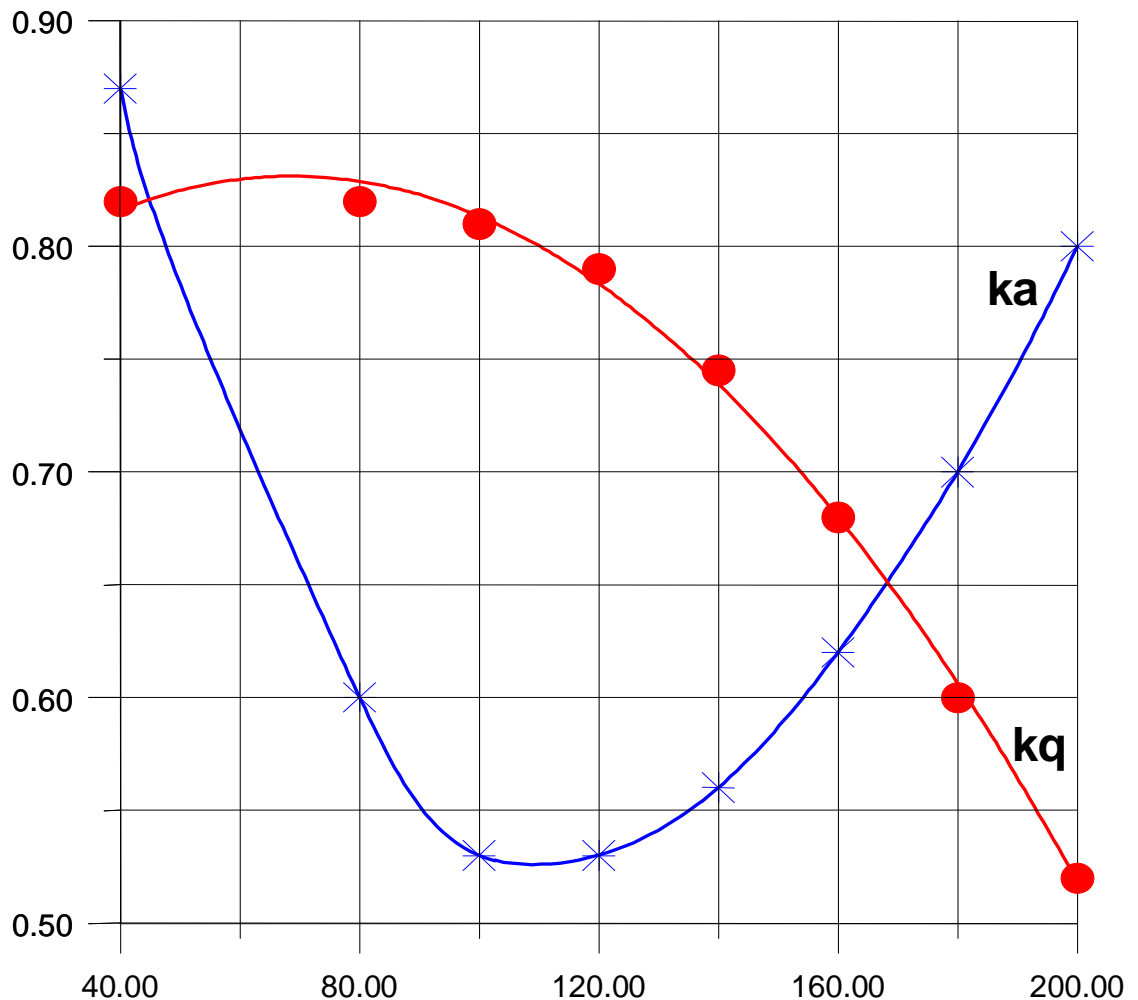


Figura 3 – Coeficientes de vazão e altura versus rotação específica da BFT (Viana e Nogueira, 1990).

- Dados: H_t [m] e Q [m³/s] \Rightarrow Altura de queda e vazão obtidas no aproveitamento.
- Rotação específica:

Calcula-se n_{qA} com $n_t = 3600$ [rpm] = 60 [rps] e $n_t = 1800$ [rpm] = 30 [rps]. Caso resulte pelo menos um dos n_{qA} dentro do intervalo de $40 \leq n_{qA} \leq 200$, escolhem-se n_{qA} e n_t correspondentes a rotação de turbina.

- Determinação da altura e vazão da bomba H_b e Q_b :

Na figura 3, com n_{qA} , determinam-se k_a e k_q , obtendo-se $H_b = k_a \cdot H_t$ e $Q_b = k_q \cdot Q_t$.

- Seleção da bomba: nos catálogos de fabricantes de bombas, com H_b , Q_b e $n_b = n_t$, escolhe-se a bomba que irá operar como turbina, retirando-se o seu rendimento, que será o mesmo como turbina, $\eta_b = \eta_t$.

- Determinação da potência do gerador Pel: $P_{el} = 9,81 \cdot Q_t \cdot H_t \cdot \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_{ac}$ [kW].

Onde η_g é o rendimento do gerador e η_{ac} é o rendimento da transmissão ou do acoplamento, que poderá ser 100% se for direto.

- Determinação da altura geométrica de sucção H_s :

A equação para turbinas Francis (Souza - 1983) fornece uma boa estimativa no sentido da prevenção da cavitação para BFT. Assim determina-se H_s , que é a distância vertical entre o centro do eixo da BFT e o nível mínimo da água no canal de fuga.

$$H_s < H_b - \sigma \cdot H \quad (4)$$

$$H_b = 10 - 0,00122A$$

$$\sigma = 0,025 \cdot (1 + 10^{-4} \cdot n_{qA}^2)$$

H_b – altura barométrica

A - altitude local em metros

σ - coeficiente de cavitação

VERIFICAÇÕES A SEREM REALIZADAS

- Como no caso da BFT, a altura é aumentada, deve-se verificar se a carcaça suporta a nova pressão. A máxima pressão na BFT não deve exceder a uma e meia vezes com o registro fechado da bomba original.
- Verificar a rotação máxima ou de disparo da BFT. A BFT pode alcançar : $n_d = 1,6 \cdot n_b$, (Viana, 1987).
- Como o resultado do aumento de pressão e vazão deve ser limitado, a potência que pode ser

seguramente manipulada pelo eixo, mancais e acoplamento. Deve-se verificar a sollicitação do eixo com a seguinte relação:

$$\tau = 0,81 \cdot \left(\frac{P_e}{n \cdot d^3} \right) \quad (5)$$

Onde τ [N/m²] tensão máxima aplicada ao eixo; n [rps] é a rotação; d [m] é o diâmetro do eixo; P_e [W] é a potência de eixo. Deve-se ter: $\tau < \tau_{adm}$ (tensão admissível tabelada em função do material do eixo).

- No caso de bomba, em que o rotor é fixado com parafusos ou cubo de fixação, o sentido da rosca é contrário ao sentido de rotação. Como na BFT o sentido de rotação é invertido, deve-se verificar se as roscas necessitam de pinagem ou chavetamento.

MODIFICAÇÃO PROVIDÊNCIAS A SEREM REALIZADAS

- Como a unidade BFT não possui um sistema de pás diretrizes para controlar a vazão, deve ser providenciada uma válvula borboleta na entrada da BFT, para funcionar e parar a unidade.
- Deve ser providenciada, na saída da BFT, uma curva de raio longo, para diminuir a perda de carga na linha de sucção.
- Para melhorar o rendimento da BFT, deve-se providenciar um tubo de sucção ligeiramente divergente na saída da BFT, possibilitando a recuperação da maior parte do gradiente de velocidade da água. A figura 4 apresenta uma sugestão de um arranjo típico de BFT.

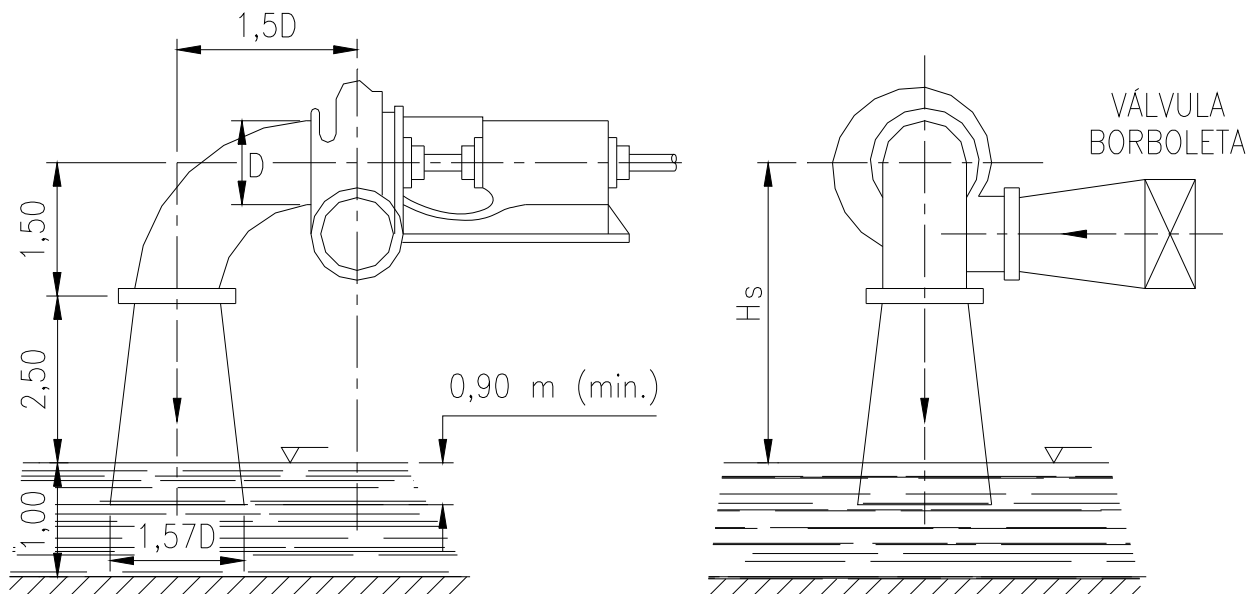


Figura 4 - Arranjo típico de BFT

GERADOR E CONTROLE DE ROTACÃO

Para geração de energia em microaproveitamentos em sistemas isolados, deve-se utilizar geradores síncronos. Os geradores nacionais com rotação de 1800 [rpm] para potências inferiores a 50 KW, alimentando circuitos trifásicos têm rendimentos de 75 [%] a 90 [%].

No caso do controle da rotação, para esse tipo de aproveitamento que se deseja ter um custo reduzido, a melhor maneira é operar com válvula de entrada totalmente aberta, fornecendo a máxima energia hidráulica e a regulagem do sistema sendo feita através de um regulador de carga. O trabalho de Viana e outros (1990) apresenta uma proposta de um regulador de carga simples e de baixo custo, que mantém a energia elétrica constante, utilizando em função da curva de carga da propriedade rural a energia excedente para outros fins agrícolas como secagem de grãos, aquecimento de água, entre outros. Neste regulador, são usados circuitos eletrônicos de controle para manter a frequência e tensão constantes e também a rotação do grupo.

EXEMPLO DE APLICAÇÃO

Seja um aproveitamento com as seguintes características:

Vazão de projeto: 0,10 m³/s
 Altura de queda: 25 m

Quais as características da bomba que deve ser escolhida para operar como turbina nas condições acima?

Primeiramente calculamos o n_{qA} do aproveitamento adotando-se rotações de 3600 e de 1800 rpm.

Usando-se (3) temos para 3600 rpm:

$$n_{qA} = 306,2$$

E para 1800 rpm:

$$n_{qA} = 153,1$$

Como apenas o n_{qA} para rotação de 1800 rpm se encontra entre 40 e 200, essa deverá ser a rotação adotada para a operação da BFT.

O próximo passo será determinar pelo gráfico da figura 3 os coeficientes k_a e k_q , em função do n_{qA} determinado. Nesse caso:

$$k_a = 0,59$$

$$k_q = 0,71$$

Desse modo podemos calcular os valores para a o equipamento operando como bomba:

$$Q_b = k_q \cdot Q_t = 0,71 \cdot 0,1 = 0,071 \text{ [m}^3 \text{ /s]}$$

$$H_b = k_a \cdot H_t = 0,59 \cdot 25 = 14,8 \text{ [m]}$$

Verificando-se nos catálogos dos fabricantes cujas bombas foram ensaiadas podemos selecionar o equipamento adequado, nesse caso um modelo 125x25, com rendimento aproximado de 78% nesse ponto.

O gerador que deverá ser utilizado será de:

$$P_{el} = 9,81 \cdot Q_t \cdot H_t \cdot \eta_t \cdot \eta_g \cdot \eta_{ac}$$

$$P_{el} = 9,81 \cdot 0,1 \cdot 0,25 \cdot 0,78 \cdot 0,86 \cdot 1,0 = 16,5 [\text{kW}]$$

Adotou-se rendimento do gerador igual a 86% e do acoplamento igual 100%, supondo-se que esse fosse direto. Dessa forma a potência do gerador é:

Conforme recomendado, deve-se verificar se a carcaça do equipamento selecionado suporta a sobre-pressão como turbina, se o eixo está bem dimensionado (equação 5) e se não é necessário um sistema adicional para fixação do rotor ao eixo.

Também deverá ser observado se a altura de sucção não ultrapassa o máximo recomendado pela equação 4.

CONCLUSÕES

A operação da bomba em reverso como turbina é real e plausível pois, além do baixo custo, a mesma tem um bom funcionamento como turbina.

A seleção da bomba para funcionar como turbina é uma aproximação, baseada em resultados experimentais de 4 bombas centrífugas. Novos testes em bombas de rotações específicas diferentes deverão ser realizados, principalmente em bombas tipo hélice, ou seja, atendendo baixas quedas.

REFERÊNCIAS

[1] VIANA, A.N.C; **Comportamento de Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas Hidráulicas**. Dissertação de Mestrado. EFEI. Itajubá/MG. Dez./1987. 95 pp.

[2] VIANA, A.N.C.; Nogueira, F. J. H.; **Bombas Centrífugas Funcionando como Turbinas**. Trabalho de pesquisa. Departamento de Mecânica. EFEI. Itajubá/MG. Março/1990.

[3] BUSE, F.; **Using Centrifugal Pumps Hydraulic Turbines**. Chemical Engineering. January/1981. pp. 113-117

[4] KITTREDGE, C.P.; **Centrifugal Pumps Used a Hydraulic Turbines**. Journal of Engineering for Power. Trans. ASME. January/1961. pp. 74-78.

[5] Souza, Z., FUCHS, R.D., SANTOS, A. H. M.; **Centrais Hidro e Termelétricas**. Edgard Blücher Ltda. São Paulo/SP.1983.

[6] VIANA, A. N. C., BERNARDES, D.F., RODRIGUES, J.C.G.; **Reguladores de Velocidades para Microturbinas Hidráulicas**. Anais do V Seminário de Pesquisa da EFEI. 22 a 26 de outubro de 1990. pp. 166-168.