

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UM ESTUDO DE VIABILIDADE DE INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO PARA IRRIGAÇÃO

por

Tiago Rathke

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, junho de 2011



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

UM ESTUDO DE VIABILIDADE DE INSTALAÇÕES DE BOMBEAMENTO PARA IRRIGAÇÃO

por

Tiago Rathke

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS  
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE  
**ENGENHEIRO MECÂNICO**  
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez  
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Adriane Prisco Petry

Prof. Dr. Bardo E. Joseff Bodmann

Porto Alegre, 17 de junho de 2011

## AGRADECIMENTOS

Em primeiro lugar agradeço aos meus pais pelo apoio que sempre me deram, estando sempre presente quando foi preciso.

A Itiane que faz parte da minha vida há muito tempo.

Aos professores pelo conhecimento compartilhado, em especial ao Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey, pela ajuda dispensada para a realização deste trabalho.

Aos meus amigos, pela amizade e pelos momentos de descontração.

RATHKE, T. **Um estudo de viabilidade de instalações de bombeamento para irrigação.** 2011. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## **RESUMO**

Este trabalho apresenta o desenvolvimento de um estudo teórico da viabilidade da utilização de bombas centrífugas para irrigação. Analisando uma aplicação de interesse, a saber, a irrigação de lavouras de arroz no interior do estado do Rio Grande do Sul. Serão determinados os parâmetros críticos tanto das bombas selecionadas como das linhas de irrigação estudadas, serão determinadas a curva característica das bombas, seus rendimentos, suas alturas de recalque, suas vazões e suas respectivas potências consumidas no eixo. Num segundo estágio será investigado o efeito de cavitação nas bombas estudadas. Em relação ao sistema de irrigação, serão estudadas melhorias em suas linhas, visando obter pontos mais eficientes. Os resultados decorrentes do presente estudo poderão ter, direta aplicação na melhoria técnica (maiores rendimentos) como na melhoria econômica (custos menores) e uma importante aplicação de bombas centrífugas na economia do estado.

**PALAVRAS-CHAVE:** Bombas centrífugas, Curvas características, Irrigação.

RATHKE, T. **A feasibility study of pumping stations for irrigation.** 2011. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

## **ABSTRACT**

This paper aims to develop a theoretical study of the feasibility of using centrifugal pumps for irrigation. An application of interest, consider the irrigation of rice plantations in the state of Rio Grande do Sul. This case there we will determine the critical parameters of both pumps selected as irrigation lines, the characteristic curve will be determined pumps, their efficiency, the height of discharge, their flow and their power consumption by the shaft. The second stage will investigate the effect of cavitation in the pumps studied. In relation to the irrigation system, we study improvements in their lines in order to obtain the most efficient. Our the results arising from this study will have direct application in improving technique (higher yields) and enhancement of economic (lower costs) and an important application of centrifugal pumps in the state economy.

**KEYWORDS:** Centrifugal pumps, Characteristic curves, Irrigation.

## ÍNDICE

	Pág.
1. INTRODUÇÃO .....	1
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	1
2.1 Bomba centrífuga .....	1
2.2 Parâmetros característicos .....	1
2.3 Cinemática do rotor .....	2
2.3.1 Equação fundamental para máquinas de fluxo .....	2
2.3.3 Rendimentos em máquinas de fluxo .....	3
2.4 Curvas características .....	3
2.5 Semelhança em curvas de máquinas de fluxo geradoras .....	5
2.6 Cavitação .....	5
2.7 Associação de geradores .....	6
3. PROBLEMA .....	7
4. ANÁLISE DO PROBLEMA .....	7
4.1 Determinação das curvas características da bomba .....	7
4.2 Considerações sobre o escoamento .....	10
4.3 Determinação da curva do sistema .....	10
4.4 Ponto de funcionamento da bomba .....	11
4.5 Análise da cavitação .....	11
4.6 Análise de melhorias .....	12
4.7 Análise para duplicar a área irrigada .....	13
4.7.1 Análise da instalação em paralelo .....	13
5. CONCLUSÕES .....	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	15
Apêndice I .....	16
Anexo I .....	17
Anexo II .....	18

## 1. INTRODUÇÃO

A agricultura está se desenvolvendo muito nos últimos anos, e uma das principais áreas de desenvolvimento é a irrigação. A principal cultura irrigada é o arroz, e o estado do Rio Grande do Sul é o principal produtor desta cultura, plantando uma área de 1148700 hectares, que representa atualmente 41% da produção nacional em 2011. Para conseguir captar água de rios e barragens para irrigar as lavouras, são utilizados equipamentos denominados de bombas, sendo que a ampla maioria destes equipamentos são bombas centrífugas.

Por isso, é de fundamental importância que se estude o funcionamento destas bombas centrífuga, que se compreenda qual a melhor maneira de operar este tipo de equipamento, para que se consiga tirar o máximo rendimento com o mínimo de custo.

Neste trabalho é feito o estudo de um caso, para avaliar a possibilidade de melhoria na instalação de uma bomba centrífuga utilizada para irrigar uma lavoura de arroz. É feita uma análise de suas curvas características e do fenômeno de cavitação, bem como uma análise de custo para as melhorias propostas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Bomba centrífuga

Bombas centrífugas são máquinas que recebem energia, por meio de um motor e a transforma em energia cinética e energia de pressão cedida ao fluido. O movimento do fluido ocorre pela ação de forças que se desenvolvem na massa do mesmo, em consequência da rotação de um eixo no qual é acoplado um rotor dotado de pás. Este rotor recebe o fluido pelo seu centro e o expulsa pela periferia pela ação da força centrífuga.

As bombas centrífuga fazem parte do grupo de máquinas de fluxo geradoras.

### 2.2 Parâmetros característicos

Conforme Henn, 2006, o primeiro princípio da termodinâmica, aplicado a um sistema com escoamento em regime permanente, relaciona as mudanças de estado com as quantidades de energia, na forma de calor e trabalho. Ou seja, a energia que o sistema recebe menos a energia que o sistema entrega é igual a variação total do sistema,

$$q - W = e_d - e_a + P_d v_d - P_a v_a + \frac{v_d^2 - v_a^2}{2} + g(Z_d - Z_a) \quad (2.1)$$

onde  $q$  é a quantidade de calor, por unidade de massa, recebida pela máquina de fluido [ $J/kg$ ];  $W$  é o trabalho específico realizado pela máquina [ $J/kg$ ];  $e_d$  é a energia interna do fluido na descarga [ $J/kg$ ];  $e_a$  é a energia interna do fluido na admissão [ $J/kg$ ];  $P_d$  é a pressão estática do fluido na descarga [ $N/m^2$ ];  $P_a$  é a pressão estática do fluido na admissão [ $N/m^2$ ];  $v_d$  é o volume específico do fluido na descarga [ $m^3/kg$ ];  $v_a$  é o volume específico do fluido na admissão [ $m^3/kg$ ];  $V_d$  é a velocidade absoluta da corrente fluida na descarga [ $m/s$ ];  $V_a$  é a velocidade absoluta da corrente fluida na admissão [ $m/s$ ];  $Z_d$  é a cota de referência na descarga [ $m$ ];  $Z_a$  é a cota de referência na admissão [ $m$ ] e  $g$  é a aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ].

Pela equação da continuidade, o fluxo mássico, através de qualquer seção, é constante num regime permanente,

$$\dot{m} = \rho_a A_a V_a = \rho_d A_d V_d = \text{constante} \quad (2.2)$$

onde  $\dot{m}$  é o fluxo mássico do fluido [ $kg/s$ ];  $A$  é a área de passagem da corrente fluida [ $m^2$ ] e  $\rho$  é a massa específica [ $kg/m^3$ ].

Para fluidos incompressíveis, a massa específica pode ser considerada constante e é mais comum utilizarmos a vazão volumétrica,

$$\dot{m} = \rho Q \quad (2.3)$$

onde  $Q$  é a vazão volumétrica [ $m^3/s$ ].

A potência recebida ou fornecida pela máquina pode ser calculada pela equação abaixo,

$$P = \dot{m}W \quad (2.4)$$

onde  $P$  é potência [ $w$ ].

### 2.3 Cinemática do rotor

Conforme Henn, 2006, o triângulo de velocidades é aplicado em máquinas de fluxo para relacionar as velocidades do fluido envolvidas na cinemática do rotor.

Abaixo está representado esquematicamente, um rotor em corte perpendicular ao eixo do rotor,

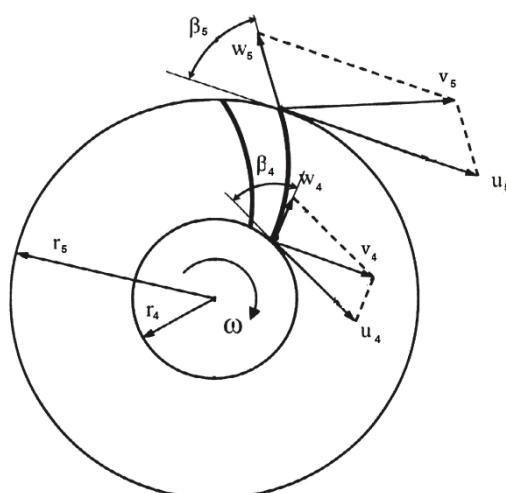


Figura 2.1 – Cinemática do rotor.

onde  $u$  é a velocidade tangencial;  $v$  é a velocidade absoluta da corrente fluída;  $w$  é velocidade relativa ao rotor da corrente fluída;  $\alpha$  é o ângulo que formado pelo sentido positivo de  $v$  e  $u$  e  $\beta$  é o ângulo que formado pelo sentido positivos de  $w$  e negativo de  $v$ .

#### 2.3.1 Equação fundamental para máquinas de fluxo

Para a determinação da equação fundamental das máquinas de fluxo, considera-se que o rotor possui infinitas pás, que o escoamento se mantém em regime permanente e que não há perdas energéticas.

A energia que o fluido recebe ao interagir com o rotor é em virtude do aumento da energia de pressão, da energia cinética e da energia potencial, sendo que a variação da energia potencial pode ser desprezada.

A energia de pressão estática que o fluido recebe ao passar pelo rotor é expressa pela equação,



$$W_{est} = \frac{P_5 - P_4}{\rho} = \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2}$$

onde  $W_{est}$  é a energia de pressão estática [J/kg].

O primeiro termo traduz o aumento de pressão decorrente da ação da força centrífuga sobre as partículas fluidas, provocado pela diferença das velocidades tangenciais de entrada e saída.

O segundo termo deve-se a transformação da energia de velocidade em energia de pressão, decorrente da diminuição da velocidade relativa no interior do rotor.

Além do aumento da energia de pressão estática, produz-se uma energia específica de pressão dinâmica, em razão da diferença das velocidades absolutas entre a saída e a entrada do rotor,

$$W_{din} = \frac{v_5^2 - v_4^2}{2} \quad (2.6)$$

onde  $W_{din}$  é a energia específica de pressão dinâmica [J/kg].

A soma da energia de pressão estática e a energia específica de pressão dinâmica, fornece a energia total,

$$W_{p\acute{a}\infty} = W_{est} + W_{din} = \frac{V_5^2 - V_4^2}{2} + \frac{u_5^2 - u_4^2}{2} + \frac{w_4^2 - w_5^2}{2} \quad (2.7)$$

onde  $W_{p\acute{a}\infty}$  é a energia intercambiada nas pás do rotor [J/kg], supondo infinitas pás.

Conforme Henn, 2006, fazendo algumas simplificações na Eq. (2.7), considerando os triângulos de velocidade na entrada e na saída do rotor e as relações trigonométricas existentes entre suas componentes chega-se a Eq. (2.8), que é a forma mais empregada da equação fundamental para as máquinas de fluxo geradoras.

$$W_{p\acute{a}\infty} = u_5 V_{u5} - u_4 V_{u4} \quad (2.8)$$

Para as máquinas de fluxo geradoras desprovidas de pás diretrizes antes do rotor, como as bombas centrífugas, normalmente o fluido chega ao bordo de ataque das pás do rotor com um ângulo  $\alpha_4 = 90^\circ$ , fazendo com que  $V_{u4} = 0$ .

### 2.3.2 Rendimentos em máquinas de fluxo

Conforme Henn, 2006, para máquinas de fluxo geradoras o rendimento total é dado pela multiplicação de todos os rendimentos, como mostra a equação abaixo,

$$\eta_t = \eta_h \eta_v \eta_a \eta_m = \frac{\rho Q W}{P_e} \quad (2.9)$$

onde  $\eta_t$  é o rendimento total;  $\eta_h$  é o rendimento hidráulico;  $\eta_v$  é o rendimento volumétrico;  $\eta_a$  é o rendimento de atrito de disco;  $\eta_m$  é o rendimento mecânico e  $P_e$  é a potência no eixo da máquina [W].

### 2.4 Curvas características

As curvas características de uma bomba são a expressão cartesiana de suas características de funcionamento expressas por vazão na abscissa e na ordenada altura manométrica total, rendimento, perdas internas e potência absorvida.

As curvas características de uma bomba podem ser obtida de maneira teórica, mas ela não é confiável por apresentar grande imprecisão. Portanto, a melhor maneira de se obter a curva características é experimentalmente em bancadas de teste. Esta curva é chamada de curva característica real da bomba.

Para traçar a curva real da bomba deve-se medir a pressão na entrada da bomba, na saída da bomba e medir a vazão. De posse destes valores utiliza-se a Eq. (2.1), para encontrar o valor de  $W$ , supondo que não há troca de calor e nem variação da energia interna do fluido. Utilizando a equação abaixo, encontra-se o valor de  $H$ ,

$$W = gH \quad (2.10)$$

onde  $H$  é a altura manométrica, em metros de coluna de água (*mca*).

O ponto de funcionamento da bomba é o ponto da curva característica onde de fato a máquina está funcionando, ou seja, o encontro da curva característica real da bomba com a curva característica do sistema.

Para encontrar a curva característica do sistema, aplica-se um volume de controle para todo o sistema (canalização e bomba), o trabalho específico é dado pela equação abaixo,

$$W = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \frac{V_2^2 - V_1^2}{2} + g(Z_2 - Z_1) + E_p \quad (2.11)$$

onde  $E_p$  é a perda de carga total da canalização do sistema [ $J/kg$ ];  $P_2$  é pressão na boca de descarga da canalização [ $N/m^2$ ];  $P_1$  é a pressão na boca de sucção da canalização [ $N/m^2$ ];  $V_2$  é a velocidade na saída do sistema [ $m/s$ ];  $V_1$  é a velocidade na entrada do sistema [ $m/s$ ];  $Z_2$  é a cota na descarga do sistema [ $m$ ] e  $Z_1$  é a cota na saída do sistema [ $m$ ].

A perda de carga total na canalização ( $E_p$ ) é dada pela equação de Darcy-Weisbach, em  $J/kg$ ,

$$E_p = f \frac{8L'}{\pi^2 D^5} Q^2 \quad (2.12)$$

onde  $L'$  é comprimento equivalente da canalização [ $m$ ];  $f$  é o coeficiente de atrito, adimensional e  $D$  é o diâmetro da tubulação [ $m$ ].

Para calcular a velocidade na saída do sistema, utiliza-se a equação,

$$V_2 = \frac{4Q}{\pi D_2^2} \quad (2.13)$$

onde  $D_2$  é o diâmetro na saída do sistema [ $m$ ].

Colocando a Eq. (2.11) em função da vazão e considerando  $V_1 = 0$ , obtemos a equação,

$$W = W_{est} + KQ^2 \quad (2.14)$$

onde  $K$  é a característica do sistema [ $m^{-4}$ ].

$$K = \frac{8}{\pi^2 D^4} + \frac{f8L'}{\pi^2 D^5} \quad (2.15)$$

$$W_{est} = \frac{P_2 - P_1}{\rho} + g(Z_2 - Z_1) \quad (2.16)$$

Dividindo a Eq. (2.14) pela gravidade e considerando nula a diferença de pressão entre o reservatório de recalque e o reservatório de sucção, pode-se reescrever,

$$H = H_g + K'Q^2 \quad (2.17)$$

onde,  $K' = K/g$  e representa a característica da canalização [ $m^{-5}s^2$ ] e  $H_g = Z_2 - Z_1$  (desnível geométrico).

Pode-se determinar os  $K'$  da curva característica do sistema através da equação (2.15), conhecendo as vazões e suas respectivas alturas manométricas obtidas na bomba. Em seguida pode-se determinar a curva característica do sistema para cada  $K'$  também pela equação (2.15).

## 2.5 Semelhança em curvas de máquinas de fluxo geradoras

Quando varia-se a velocidade de rotação de uma máquina de fluxo geradora, o triângulo de velocidade mantém os ângulos constantes e os módulos das velocidades guardam a mesma relação de proporcionalidade. Mantendo-se iguais os rendimentos entre as máquinas de diferente rotação, pode-se escrever as seguintes equações de semelhança,

$$\frac{Q}{Q'} = \frac{n}{n'} \quad \frac{W}{W'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^2 \quad \frac{P_e}{P_e'} = \left(\frac{n}{n'}\right)^3 \quad (2.18)$$

onde os valores  $W'$ ,  $Q'$  e  $P_e'$  correspondem a nova rotação ( $n'$ ).

Entretanto, quando varia-se a rotação de uma bomba os rendimentos se alteram, isto se deve ao fato de não se manter a semelhança dinâmica.

Segundo Stepanoff, 1957, para encontrar o novo rendimento de uma máquina que teve sua rotação alterada, pode-se usar a equação empírica de Moody,

$$\frac{1 - \eta_t}{1 - \eta_t'} = \left(\frac{H}{H'}\right)^{0,1} \quad (2.19)$$

onde  $\eta_t'$  é o rendimento total e  $H'$  é a altura manométrica total para  $n'$ .

Ajeitando a Eq. (2.19) obtemos a equação abaixo.

$$\eta_t' = 1 - (1 - \eta_t) \left(\frac{n}{n'}\right)^{0,2} \quad (2.20)$$

## 2.6 Cavitação

A cavitação é o fenômeno de formação de bolhas de vapor no interior de um líquido e subsequente colapso destas bolhas, fazendo propagar ondas de choque que danificam o rotor e a estrutura da bomba. Estas bolhas se formam quando a pressão do líquido cai para valores inferiores a pressão de vapor. E entram em colapso quando esta pressão volta a ser maior que a pressão de vapor.

Conforme Henn, 2006, a energia disponível para conduzir o líquido pela canalização de sucção e pelo interior do rotor sem risco de vaporização é chamado de NPSH (net positive suction head). Tem-se o  $NPSHd$ , que é a energia específica disponível para introduzir o líquido na bomba sem que haja vaporização, em  $mca$ . E o  $NPSHb$  que é a energia específica mínima requerida pela bomba para que não haja risco de cavitação, em  $mca$ :

$$NPSHd = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - H_{sg} - E_{ps} - \frac{V_1^2}{2g} \quad (2.21)$$

$$NPSHb = \sigma_{min}H \quad (2.22)$$

onde  $P_v$  é a pressão de vapor do líquido [ $N/m^2$ ];  $\gamma$  é o peso específico do líquido bombeado [ $N/m^3$ ];  $H_{sg}$  é a altura de sucção geométrica [ $m$ ];  $E_{ps}$  é a perda de carga na tubulação de sucção [ $mca$ ] e  $\sigma_{min}$  é o coeficiente de Thoma para a qual tem início a cavitação.

Se o  $NPSHd$  for maior que o  $NPSHb$ , não há cavitação.

Para bombas iguais, mas com velocidades de rotação diferentes, pode-se considerar,

$$\sigma_{min} = \frac{NPSHb}{H} = constante \quad (2.23)$$

$$\sigma_{min} = 0,00029n_{qA}^{4/3} \quad (2.24)$$

onde  $n_{qA}$  é a velocidade de rotação específica, que é velocidade de rotação necessária para um salto energético de  $1 J/kg$  e uma vazão de  $1 m^3/s$ .

$$n_{qA} = 1000n \frac{Q^{1/2}}{W^{3/4}} \quad (2.25)$$

Os valores de  $n, Q$  e  $W$  utilizados para o calculo de  $n_{qA}$  são referentes ao ponto de projeto (máximo rendimento).

Pode-se também utilizar a Eq. (2.26) para verificar a máxima altura de sucção geométrica ( $H_{sgmax}$ ) em  $m$ , para não haver cavitação,

$$H_{sgmax} = \frac{P_1}{\gamma} - \frac{P_v}{\gamma} - \sigma_{min}H - E_{ps} - \frac{V_3^2}{2g} \quad (2.26)$$

onde  $V_3$  é a velocidade do fluido na entrada do rotor [ $m/s$ ].

## 2.7 Associação de geradores

Para obter maiores vazões, podemos associar os geradores de fluxo em paralelo. Para obtermos maiores alturas de recalque, podemos associar os geradores de fluxo em série.

Quando associamos os geradores em paralelo temos,

$$W_A = W_1 = W_2 \quad Q_A = Q_1 + Q_2 \quad P_{eA} = P_{e1} + P_{e2} \quad (2.27)$$

$$\eta_{tA} = \frac{\eta_{t1}\eta_{t2}(Q_1 + Q_2)}{\eta_{t2}Q_1 + \eta_{t1}Q_2} \quad (2.28)$$

quando associamos os geradores em série temos,

$$W_A = W_1 + W_2 \quad Q_A = Q_1 = Q_2 \quad P_{eA} = P_{e1} + P_{e2} \quad (2.29)$$

$$\eta_{tA} = \frac{\eta_{t1}\eta_{t2}(W_1 + W_2)}{\eta_{t2}W_1 + \eta_{t1}W_2} \quad (2.30)$$

onde  $W_A$  é o salto energético específico da associação [ $J/kg$ ];  $W_1$  é o salto energético da máquina 1 [ $J/kg$ ];  $W_2$  é o salto energético da máquina 2 [ $J/kg$ ];  $Q_A$  é a vazão da associação [ $m^3/s$ ];  $Q_1$  é a vazão da máquina 1 [ $m^3/s$ ];  $Q_2$  é a vazão da máquina 2 [ $m^3/s$ ];  $P_{eA}$  é a potência

consumida pela associação  $[W]$ ;  $P_{e1}$  é a potência consumida pela máquina 1  $[W]$ ;  $P_{e2}$  é a potência consumida pela máquina 2  $[W]$ ;  $\eta_{tA}$  é o rendimento total da associação;  $\eta_{t1}$  é o rendimento total da máquina 1 e  $\eta_{t2}$  é o rendimento total da máquina 2.

### 3. PROBLEMA

Um sistema de irrigação com bomba centrífuga instalado em uma barragem (Figura 3.1), deve ser capaz de fornecer  $80000 m^3$  de água em um período de no máximo 65 dias (necessidade para irrigar uma lavoura de arroz de 5 hectares). A bomba em questão é uma bomba Fal, que possui diâmetro de entrada,  $D_s = 0,125 m$ ; diâmetro de saída,  $D_r = 0,1 m$ ; rotação no rotor,  $n = 1100 rpm$ ; diâmetro do rotor,  $D_{rotor} = 0,205 m$ ; desnível geométrico entre o represa e a bomba,  $H_{sg} = 3 m$ ; desnível geométrico entre o represa e a saída da tubulação,  $H_g = 5 m$  e potencia do motor,  $P_e = 10 CV$ . A tubulação após a bomba possui um comprimento de  $47 m$ , toda a tubulação conectada a bomba é de PVC.

Não se tem conhecimento sobre suas condições de operação, tais como vazão, potência consumida e se há cavitação.

Num segundo momento deseja-se duplicar a área irrigada, deseja-se avaliar qual é a melhor solução para atender esta nova demanda de água.

Para fins de cálculo vamos utilizar em todo o desenvolvimento do trabalho  $g = 9,81 m/s^2$ ,  $T = 20^\circ C$ ,  $P_{atm} = 10330 N/m^2$ ,  $\rho = 998 kg/m^3$ ,  $\gamma = 0,998 N/m^3$  e  $P_v = 238 N/m^2$ .

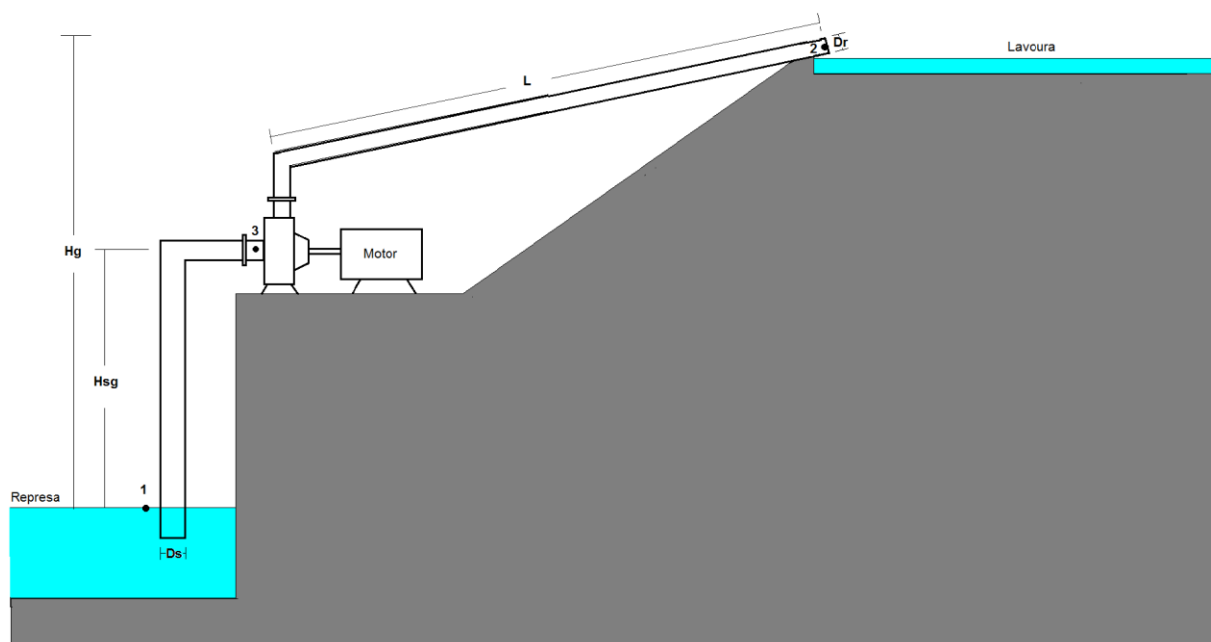


Figura 3.1 – Desenho esquemático da instalação da bomba

### 4. ANÁLISE DO PROBLEMA

#### 4.1 Determinação das curvas características da bomba

Para poder fazer uma análise sobre as condições de operação da bomba, simulou-se as suas curvas característica para diferentes rotações do rotor. Como a curva característica da bomba é obtida de maneira experimental, foi conseguido junto ao fabricante da bomba uma curva referente a  $1750 rpm$  (Anexo I), a partir desta curva, utilizando equações de semelhança foram traçadas curvas características da bomba para diferentes rotações do rotor.

Utilizando as Eq. (2.18), encontram-se os valores de  $Q$ ,  $H$  e  $P_e$  para as novas rotações. Com estes valores pode-se montar as curvas características da bomba para cada rotação. Estas curvas estão mostradas nas Figuras (4.1) e (4.2). No entanto, estas curvas consideram o rendimento como sendo igual (Figura 4.3), mas na prática o rendimento se altera. Para corrigir este rendimento utiliza-se a Eq. (2.20), para obter o rendimento corrigido e a Eq. (2.9), para obter a  $P_e$  corrigida. Estas curvas corrigidas são mostradas nas Figuras (4.4) e (4.5).

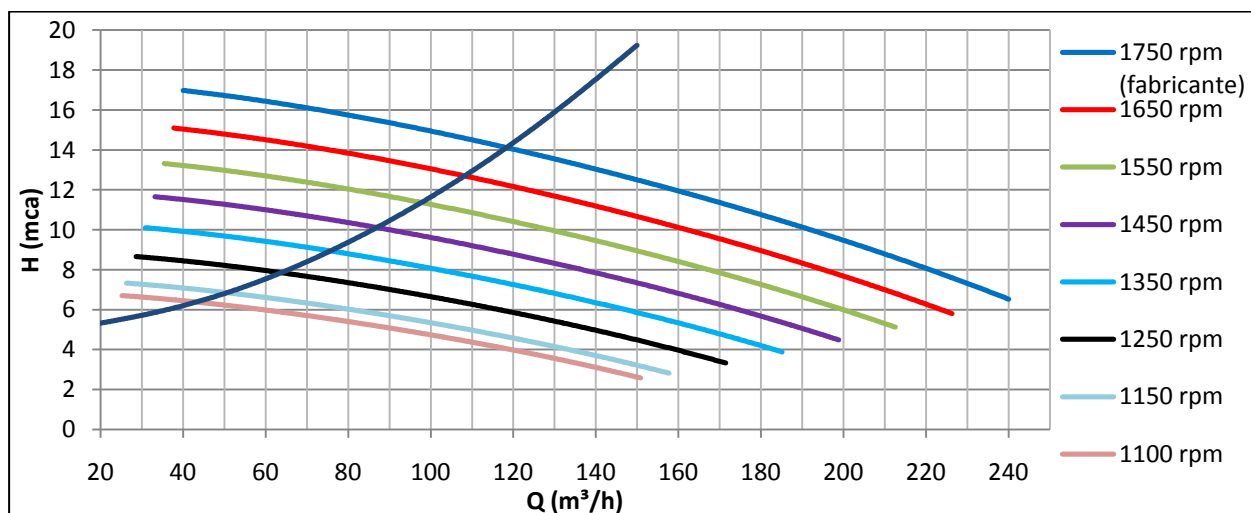


Figura 4.1 – Curvas da bomba e do sistema para diferentes rotações (ver sobre curva do sistema no cap. 4.3).

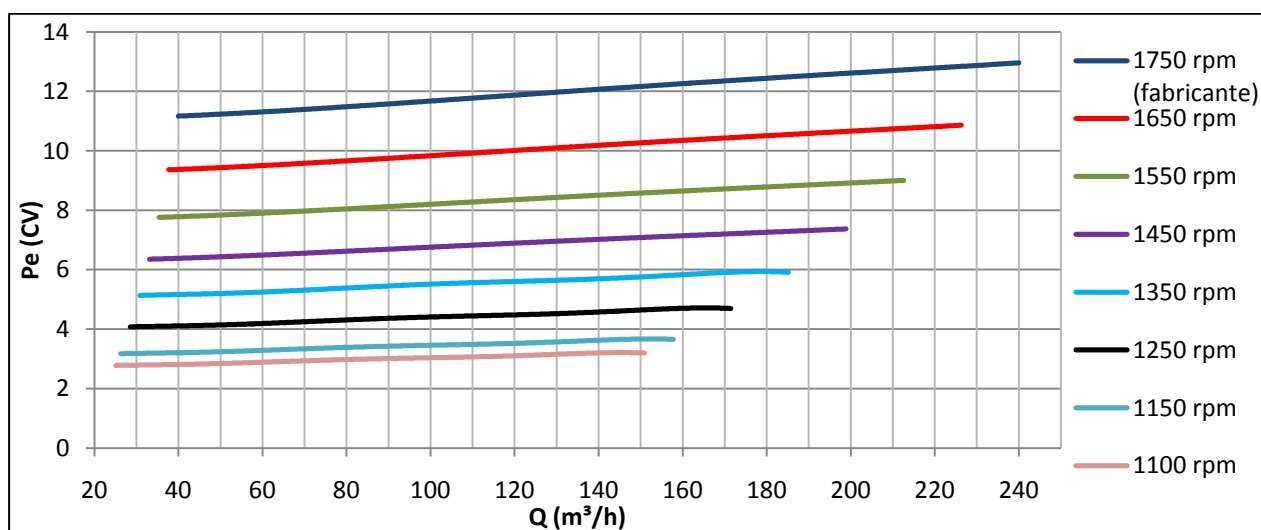


Figura 4.2 – Curvas de potência para diferentes rotações.

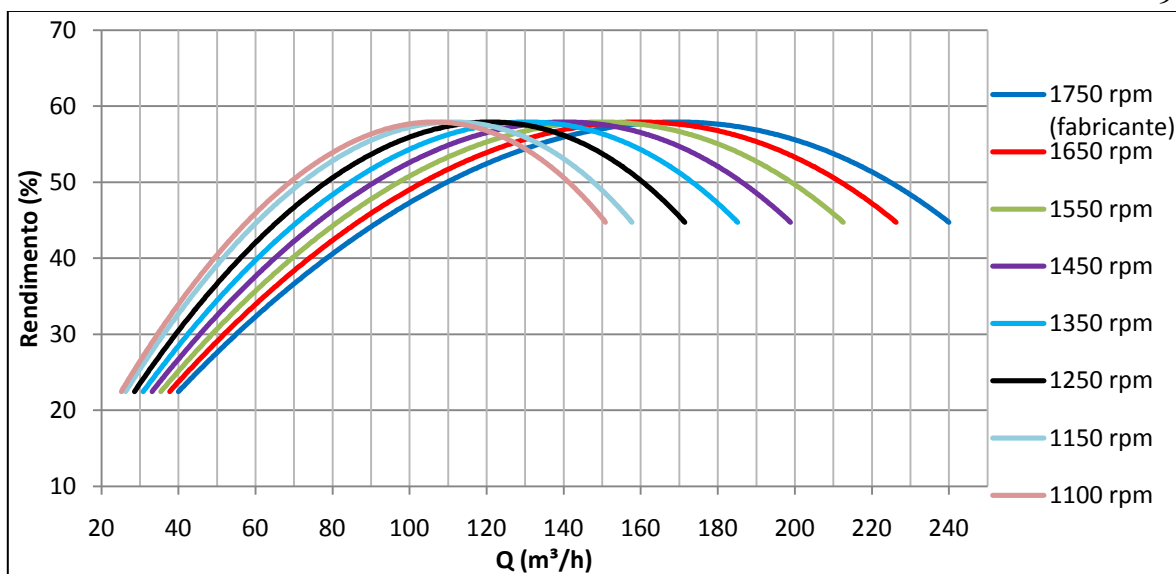


Figura 4.3 – Curvas de rendimento para diferentes rotações.

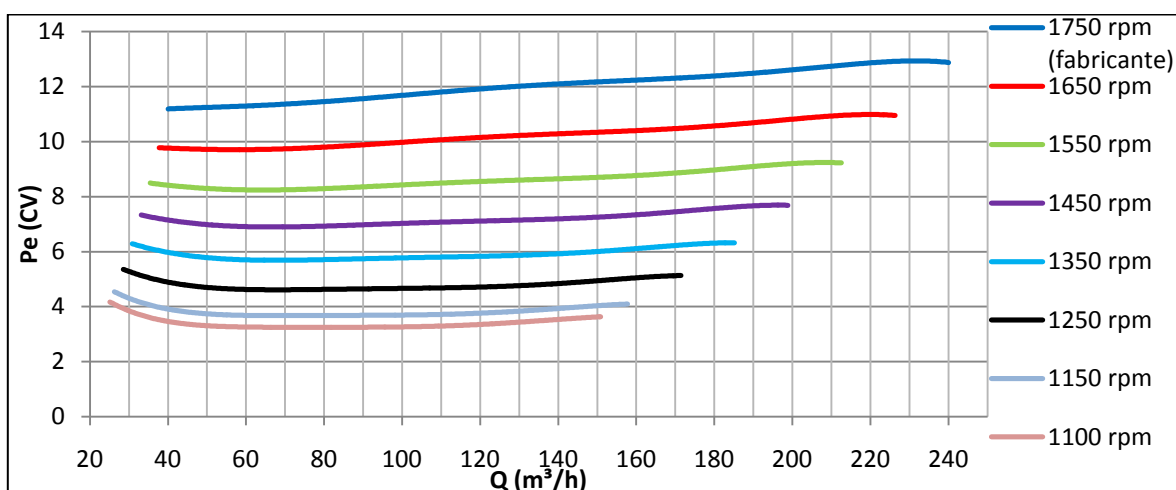


Figura 4.4 – Curvas de potência com rendimento corrigido para diferentes rotações.

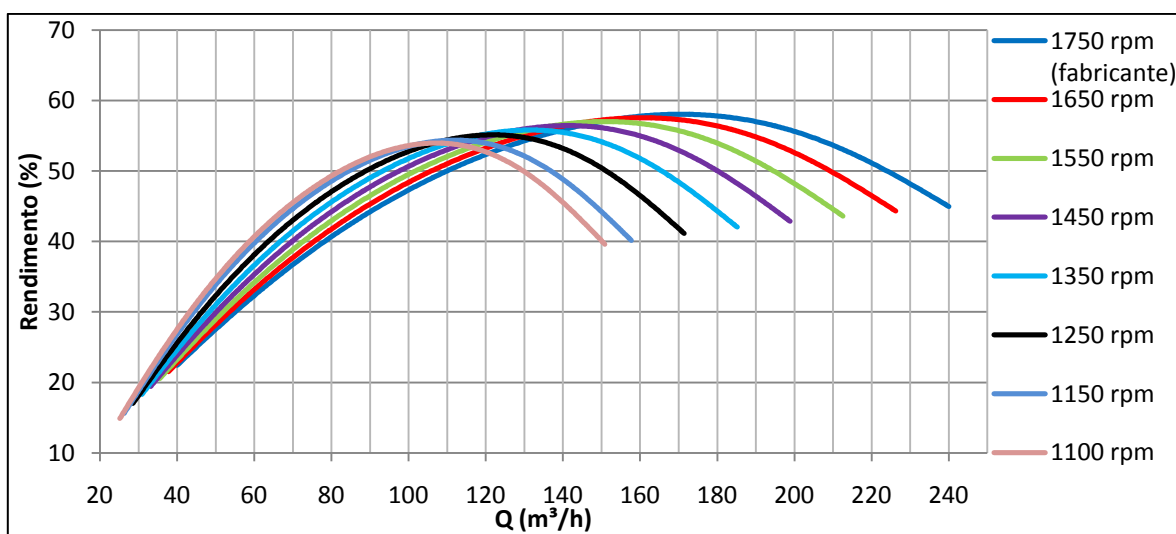


Figura 4.5 – Curvas do rendimento corrigido para diferentes rotações.

## 4.2 Considerações sobre o escoamento

Conforme Fox, 2001, a transição do escoamento laminar para o escoamento turbulento ocorre para número de Reynolds aproximadamente igual a 2300.

O número de Reynolds ( $Re$ ) é calculado pela equação abaixo,

$$Re = \frac{D\rho\bar{V}}{\mu} \quad (4.1)$$

onde  $D$  é o diâmetro da tubulação,  $0,1 \text{ m}$ ;  $\mu$  é a viscosidade dinâmica, que no caso da água é  $0,001 \text{ Ns/m}^2$  e  $\bar{V}$  é a velocidade média do fluido, que vamos considerar  $0,5 \text{ m/s}$ , que é um valor extremamente baixo para a bomba em questão. Para estas condições encontramos  $Re = 49900$ , que é muito maior que 2300, portanto o escoamento na canalização da bomba é turbulento.

A perda de carga total na canalização aumenta com o aumento da vazão. Esta perda de carga pode ser calculada pela Eq. (2.12), onde o coeficiente de atrito ( $f$ ) é determinado pelo diagrama de Moody, em função de  $Re$  e da rugosidade relativa da canalização.

A rugosidade relativa é a divisão da rugosidade do material ( $e$ ) pelo diâmetro da tubulação. Como a rugosidade do PVC é  $0,005 \text{ mm}$ , pelo diagrama de Moody,  $f$  varia de  $0,019$  a  $0,013$ . Esta variação se deve a variação da vazão.

O comprimento equivalente ( $L'$ ) é a soma do comprimento da tubulação mais o comprimento equivalente da perda de carga das curvas e acessórios. Na tubulação de sucção tem-se uma curva de  $90^\circ$  e uma válvula de retenção. Na tubulação de recalque tem-se uma curva de  $90^\circ$ . Conforme Fox, 2006, para curvas de  $90^\circ$ ,  $L' = 3 \text{ m}$  e para válvula de retenção,  $L' = 5,5 \text{ m}$ . Então, para tubulação de sucção,  $L' = 3 \text{ m} + 3 \text{ m} + 5,5 \text{ m} = 11,5 \text{ m}$  e para tubulação de recalque,  $L' = 3 \text{ m} + 47 \text{ m} = 50 \text{ m}$ . Os valores da perda de carga na tubulação de sucção ( $E_{ps}$ ) e da perda de carga na tubulação de recalque ( $E_{pr}$ ) são mostrados na Tabela (4.1).

## 4.3 Determinação da curva característica do sistema

A curva característica do sistema é construída com base nos dados do sistema da bomba, ou seja, comprimento da tubulação, atrito da tubulação, alturas de desnível geométrico, curvas e acessórios.

Para determinar a curva característica do sistema utiliza-se a Eq. (2.15) para achar o valor de  $K$  e a Eq. (2.17) para achar o valor de  $H$ , estes valores são mostrados na Tabela (4.1). Com estas informações pode-se montar a curva característica do sistema, que é mostrada na Figura (4.1).

Tabela 4.1 – Dados referentes à característica do sistema

$Q \text{ (m}^3\text{/h)}$	$H \text{ (mca)}$	$K \text{ (m}^{-4}\text{)}$	$E_{ps} \text{ (J/kg)}$	$E_{ps} \text{ (mca)}$	$E_{pr} \text{ (J/kg)}$	$E_{pr} \text{ (mca)}$
20	5,331	105082,48	0,179	0,018	2,377	0,242
30	5,709	100153,21	0,382	0,039	5,066	0,516
40	6,198	95223,95	0,641	0,065	8,506	0,867
50	6,824	92759,318	0,972	0,099	12,900	1,315
60	7,557	90294,686	1,358	0,138	18,014	1,836
70	8,385	87830,054	1,790	0,182	23,752	2,421
80	9,347	86351,275	2,293	0,234	30,423	3,101
90	10,470	85858,348	2,883	0,294	38,251	3,899
100	11,676	84872,495	3,512	0,358	46,598	4,750
110	12,937	83393,716	4,164	0,424	55,248	5,632



120	14,334	82407,863	4,887	0,498	64,849	6,611
130	15,889	81914,937	5,696	0,581	75,579	7,704
140	17,552	81422,011	6,560	0,669	87,041	8,873
150	19,235	80436,158	7,425	0,757	98,513	10,042
160	20,700	77971,526	8,146	0,830	108,082	11,018
170	22,724	77971,526	9,196	0,937	122,015	12,438
180	24,870	77971,526	10,309	1,051	136,792	13,944
190	27,140	77971,526	11,487	1,171	152,413	15,536
200	29,531	77971,526	12,728	1,297	168,879	17,215
210	31,533	76492,746	13,721	1,399	182,051	18,558
220	34,120	76492,746	15,058	1,535	199,802	20,367
230	36,417	75506,894	16,209	1,652	215,070	21,924
240	39,209	75506,894	17,649	1,799	234,178	23,871

#### 4.4 Ponto de funcionamento da bomba

“Uma vez que a máquina de fluxo geradora não pode funcionar fora de sua curva característica e que, para deslocar uma determinada vazão de fluido, deve satisfazer a exigência de energia indicada pela curva característica do sistema, conclui-se que o ponto de funcionamento deve encontra-se obrigatoriamente, na interseção destas duas curvas” [Henn, 2006]

O ponto de funcionamento da bomba é o ponto onde a curva característica do sistema encontra a curva característica da bomba, então, para cada rotação do rotor temos um ponto de funcionamento diferente. Estes pontos representam onde de fato a bomba está funcionando. Estes pontos de funcionamento estão listados na Tabela (4.1) e podem ser vistos na Figura (4.1).

Tabela 4.2 – Pontos de funcionamento da bomba

$n$ (rpm)	$Q$ ( $m^3/h$ )	$H$ (mca)	$Pe$ (CV)	$Pe$ (kW)
1750	118	14,1	11,8	8,6730
1650	108	12,6	10,1	7,4235
1550	98	11,3	8,49	6,2402
1450	87	10,1	7	5,1450
1350	76	8,9	5,68	4,1748
1250	63	7,85	4,67	3,4325
1150	50	6,85	3,71	2,7269
1100	42	6,4	3,4	2,4990

#### 4.5 Análise da cavitação

Fez-se uma avaliação da bomba para ver em quais condições haveria cavitação. Condições estas que deve-se evitar. Utilizando as Eqs. (2.21), (2.22) e (2.26) encontra-se os valores de  $NPSH_d$ ,  $NPSH_b$  e  $H_{sgmax}$  que estão mostrados na tabela abaixo.

Tabela 4.3 – Valores utilizados para a análise de cavitação

$Q$ ( $m^3/h$ )	$nqa$	$\sigma_{min}$	$H_{sgmax}$ (m)	$NPSHd$	$NPSHb$
20	192	0,321	8,371	7,094	1,712
30	192	0,321	8,216	7,073	1,834
40	192	0,321	8,014	7,047	1,991
50	192	0,321	7,756	7,013	2,192
60	192	0,321	7,452	6,974	2,427
70	192	0,321	7,108	6,930	2,693
80	192	0,321	6,709	6,878	3,002
90	192	0,321	6,244	6,818	3,363
100	192	0,321	5,743	6,754	3,750
110	192	0,321	5,216	6,688	4,156
120	192	0,321	4,634	6,614	4,604
130	192	0,321	3,986	6,532	5,104
140	192	0,321	3,294	6,444	5,638
150	192	0,321	2,589	6,355	6,179
160	192	0,321	1,964	6,282	6,649
170	192	0,321	1,121	6,175	7,299
180	192	0,321	0,226	6,061	7,989

Para garantir que não haja cavitação no sistema é preciso que  $H_{sgmax} > H_s$  e  $NPSHd > NPSHb$ , estas condições são satisfeitas para uma vazão igual ou inferior a  $140 m^3/h$ , conforme mostra a Tabela (4.3). Condição está que não tem influência em nossa análise, pois todos os pontos de intersecção entre a curva característica do sistema e as curvas característica da bomba para as diferentes rotações apresentam uma vazão menor que este valor.

#### 4.6 Análise de melhorias

Utilizando um rendimento no motor de 0,85, considerando  $P$  consumida como a potência consumida pelo motor e considerando o valor do  $kWh = R\$ 0,33$  (valor cobrado para irrigação), é feita uma análise de custo e tempo de operação para um volume de  $80000 m^3$  de água na tabela abaixo.

Tabela 4.4 – Análise de custos

	Caso 1	Caso 2	Caso 3	Caso 4	Caso 5	Caso 6	Caso 7	Caso 8
n (rpm)	1750	1650	1550	1450	1350	1250	1150	1100
Pe (CV)	11,80	10,10	8,49	7,00	5,68	4,67	3,71	3,40
Pe (kW)	8,673	7,424	6,240	5,145	4,175	3,432	2,727	2,499
Q ( $m^3/h$ )	118	108	98	87	76	63	50	42
P consumida (kw)	10,2035	8,7335	7,3414	6,0529	4,9115	4,0382	3,2081	2,9400
Gasto ( $kWh/m^3$ )	0,08647	0,08087	0,07491	0,06957	0,06463	0,06410	0,06416	0,07000
Custo (R\$/h)	3,37	2,88	2,42	2,00	1,62	1,33	1,06	0,97
Custo (R\$/ $m^3$ )	0,03	0,03	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02	0,02
Custo (R\$/ano)	2282,82	2134,86	1977,67	1836,75	1706,11	1692,19	1693,86	1848,00
Tempo (h)	677,97	740,74	816,33	919,54	1052,63	1269,84	1600,00	1904,76
Tempo (dias)	28,25	30,86	34,01	38,31	43,86	52,91	66,67	79,37

Como se tem disponível um motor de 10 CV, para utilizar na bomba, os casos 1 e 2 não podem ser aplicados. O caso 6 é o que fornece o menor custo (R\$ 1692) por ano para alcançar o volume desejado em 52,91 dias.

Sabendo que para a atual condição da bomba se tem um custo de R\$ 1848 por ano para alcançar o volume desejado em 79,36 dias. Para esta condição de operação da bomba o custo é mais elevado que para a condição do caso 6, e o período de funcionamento também esta fora do especificado (65 dias).

Mudando a rotação para 1250 rpm, economiza-se R\$ 156 por ano. Como o custo estimado para a troca de polias para aumentar a rotação é de R\$ 150. Em um ano o investimento estaria pago.

Como o custo por ano para 1350 rpm é apenas R\$ 14 mais caro que o custo por ano para 1250 rpm e se diminui em 9 dias o tempo de funcionamento do equipamento, é aceitável que se utilize a bomba em 1350 rpm.

#### 4.7 Análise para duplicar a área irrigada

Supondo que a área plantada fosse aumentada para 10 hectares, seria preciso um volume de  $160000 m^3$  de água em 65 dias. Para suprir esta necessidade deve-se aumentar a rotação da bomba, ou adquirir outra bomba e fazer uma instalação em paralelo, para garantir que se tenha no mínimo uma vazão de  $103 m^3/h$ , que é a vazão mínima para atender os requisitos de volume e período.

##### 4.7.1 Análise da instalação em paralelo

Como se quer aumentar a vazão deve-se utilizar bombas em paralelo, se fosse preciso um salto energético maior se utilizaria bombas em série.

Para construir as curvas característica para bombas em paralelo utiliza-se as Eqs. (2.27). A curva característica do sistema não se altera. A figura abaixo mostra as curvas para algumas associações.

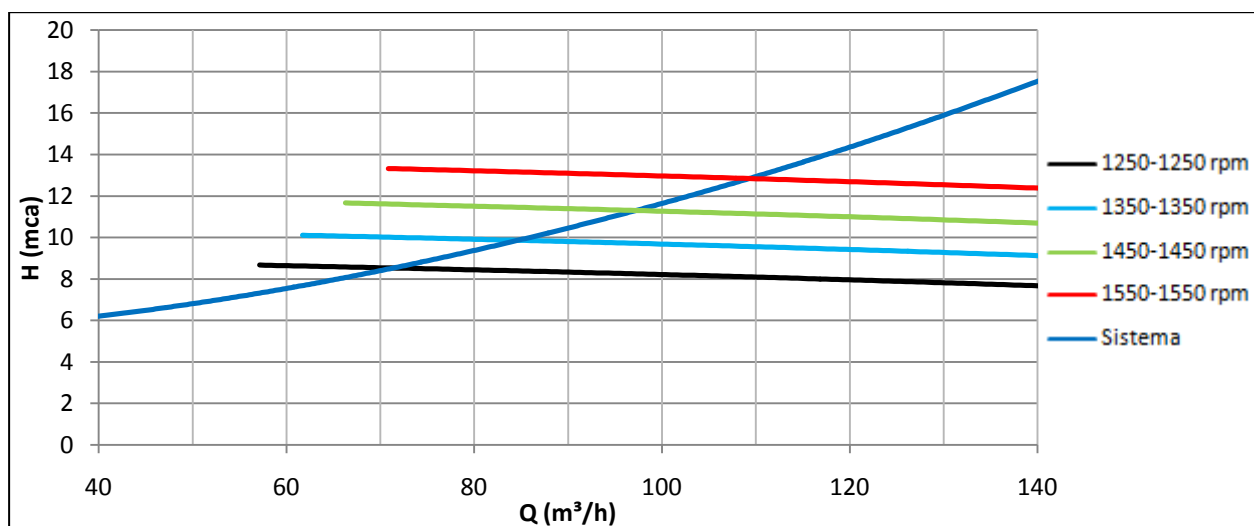


Figura 4.6 – Curvas características para associação em paralelo de bombas.

O valor da vazão de cada associação corresponde ao ponto onde a curva da associação intersecta a curva característica do sistema. Estes pontos referentes a vazão estão listados na tabela abaixo juntamente com o rendimento e o custo da associação.

Tabela 4.5 – Pontos de operação das associações.

Bomba 1 (rpm)	Bomba 2 (rpm)	Q (m <sup>3</sup> /h)	nt (%)	Custo (R\$/ano)
1250	1250	72	22,5	3384,38
1350	1350	85	26,1	3412,22
1450	1450	97	28,8	3673,51
1550	1550	109	31	3955,34

Como é feita simulação de associações de bombas com a mesma rotação, utilizando a Eq. (2.28), encontra-se o rendimento de cada associação. Estes rendimentos são vistos na figura abaixo. Como vê-se, os rendimentos são baixos para os pontos de operação.

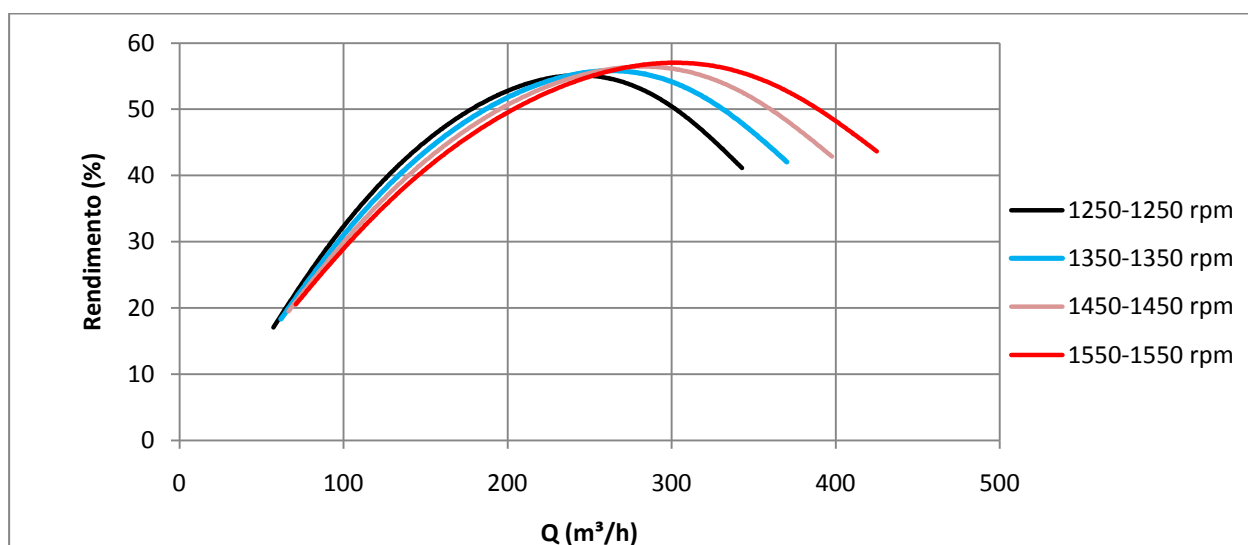


Figura 4.7 – Rendimentos da associação de bombas

Como a única associação que atende a vazão mínima é a associação das bombas com 1550 rpm, com um custo de R\$ 3955,34 por ano, sem contar o custo da aquisição de uma bomba nova, que é de aproximadamente R\$ 7000. É mais econômico aumentar a rotação da bomba para 1650 rpm, que vai operar com um custo de R\$ 2134,86 por ano (Tabela 4.4), mais R\$ 2000 do custo de aquisição de um motor de 9,19 kW (12,5 CV).

## 5. CONCLUSÕES

Neste trabalho fez-se várias análises sobre o funcionamento de bombas centrífuga utilizadas para irrigação. No capítulo 2 foi feita uma revisão sobre parâmetros característicos, cinemática do rotor, equação fundamental para máquina de fluxo, rendimentos, curvas características, semelhança entre curvas, cavitação e associação de geradores. No capítulo 3 foi apresentado o problema e no capítulo 4 foi feita a análise das curvas características da bomba e do sistema, foi determinado o ponto de funcionamento da bomba, analisado a cavitação e a associação de bombas em paralelo.

A análise das curvas características da bomba e do sistema, é de extrema importância para o projeto de uma linha de irrigação, pois se estivermos trabalhando com uma bomba que não tenha sido analisada para aquela situação de operação, ela pode estar tendo um gasto excessivo. As análises realizadas referente à mudança de rotação, nos mostraram que podemos ter retornos financeiros e retorno de produção alterando este parâmetro e que o desnível geométrico e a perda de carga na tubulação, tem grande influência na diminuição da vazão gerada pela bomba. Para o caso estudado onde fosse dobrada a necessidade de água, é mais econômico aumentar a rotação, do que adquirir outra bomba para fazer um sistema em paralelo. A análise de cavitação é importante para determinar se a bomba está sujeita a este

fenômeno, sendo que as análises realizadas referente a cavitação mostram que para todos os casos estudados não temos cavitação.

Fica como sugestão para trabalhos futuros, fazer uma análise da viabilidade econômica do afogamento de bombas, visando melhorar as condições de bombeamento. E a influência que diferentes materiais utilizados na tubulação têm sobre o escoamento.

#### **REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

Fox R. W; McDonald A. L; **“Introdução à Mecânica dos Fluidos”**, LTC, 5ª edição, 2001.

Henn E. A. L; **“Máquinas de Fluido”**, UFSM, 2ª edição, 2006.

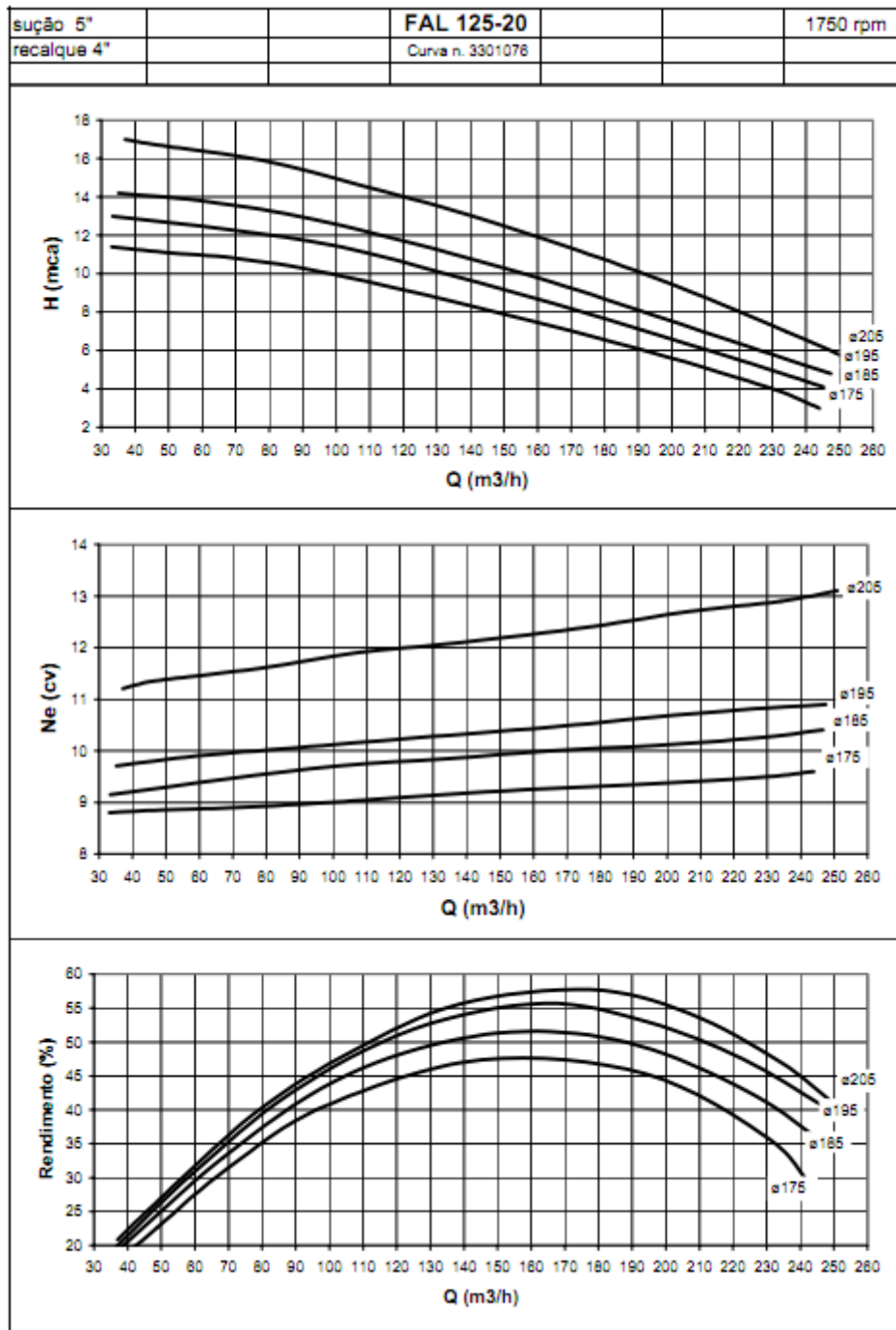
Macintyre A. J; **“Bombas e Instalações de Bombeamento”**, Guanabara, 2ª edição, 1987.

Stepanoff A. J; **“Centrifugal and axial pumps”**, John Wiley & Sons, 1957.

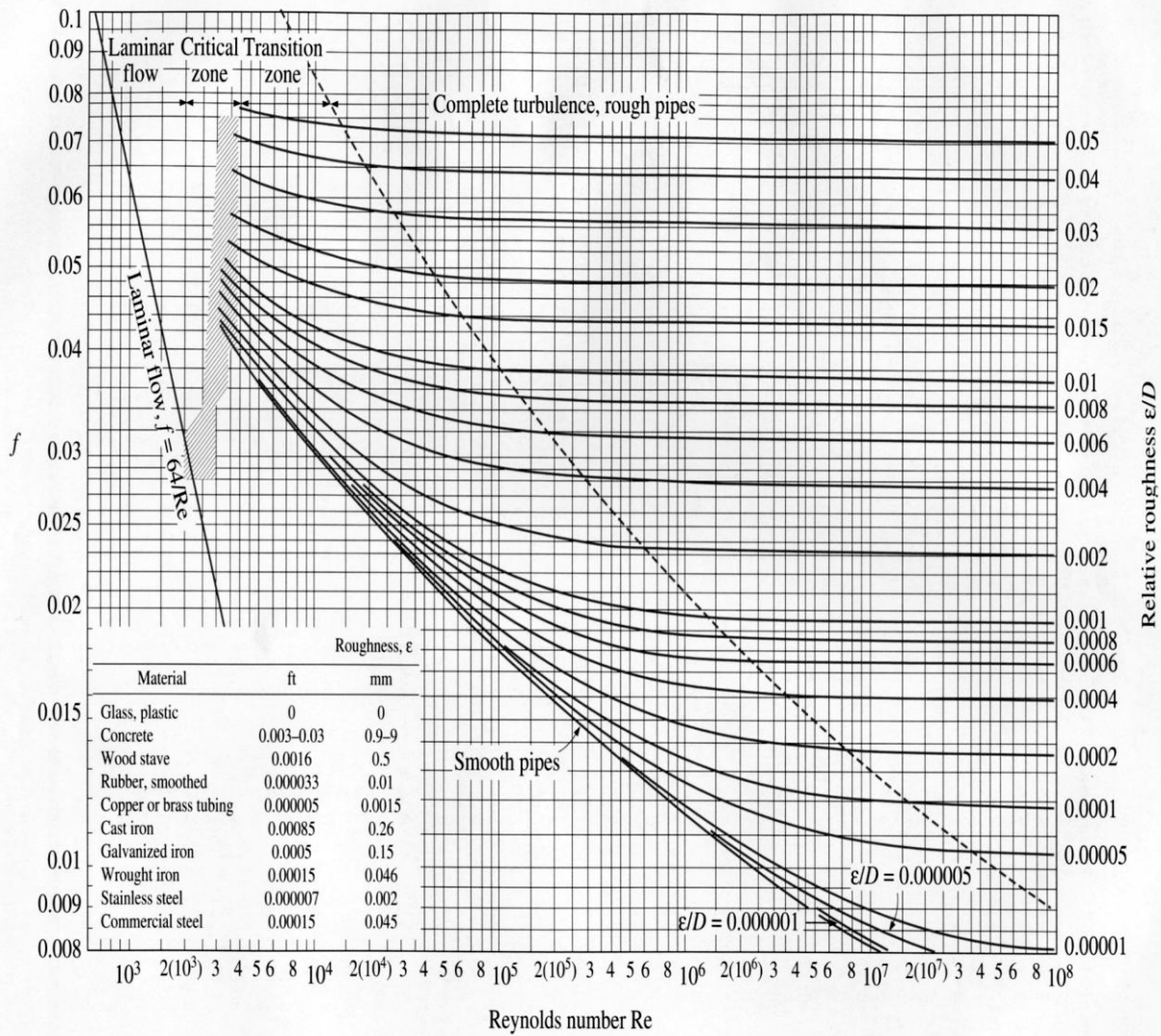
## Apêndice I – Tabela com dados utilizados para construir os gráficos.

1750	Q	40	50	60	70	80	90	100	110	120	130	140	150	160	170	180	190	200	210	220	230	240	
	H	17	16,7	16,4	16,1	15,8	15,4	14,9	14,5	14	13,6	13	12,5	12	11,3	10,8	10,1	9,5	8,8	8	7,4	6,5	
	Pe	11,18	11,23	11,38	11,27	11,41	11,66	11,61	11,92	11,84	12,11	11,92	12,17	12,36	12,25	12,4	12,46	12,67	12,78	12,64	13,12	12,83	
	nt	22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
	nt	0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
1650	Q	37,71	47,14	56,57	66	75,43	84,86	94,29	103,7	113,1	122,6	132	141,4	150,9	160,3	169,7	179,1	188,6	198	207,4	216,9	226,3	
	H	15,11	14,85	14,58	14,31	14,05	13,69	13,25	12,89	12,45	12,09	11,56	11,11	10,67	10,05	9,601	8,979	8,445	7,823	7,112	6,578	5,778	
	Pe	9,373	9,417	9,537	9,446	9,561	9,769	9,728	9,993	9,924	10,15	9,99	10,2	10,36	10,27	10,39	10,44	10,62	10,71	10,6	11	10,75	
	Pe	9,771	9,72	9,783	9,641	9,727	9,919	9,857	10,12	10,03	10,26	10,08	10,29	10,45	10,36	10,48	10,54	10,72	10,82	10,72	11,14	10,91	
	nt	22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
	nt	0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
	nt	21,58	26,64	31,2	36,25	40,3	43,34	46,88	48,9	51,94	53,46	55,99	56,49	57	57,5	57,5	56,49	54,97	52,95	50,93	47,38	44,35	
	nt	0,216	0,266	0,312	0,363	0,403	0,433	0,469	0,489	0,519	0,535	0,56	0,565	0,57	0,575	0,575	0,565	0,55	0,529	0,509	0,474	0,443	
	1550	Q	35,43	44,29	53,14	62	70,86	79,71	88,57	97,43	106,3	115,1	124	132,9	141,7	150,6	159,4	168,3	177,1	186	194,9	203,7	212,6
		H	13,34	13,1	12,87	12,63	12,39	12,08	11,69	11,38	10,98	10,67	10,2	9,806	9,414	8,865	8,472	7,923	7,453	6,904	6,276	5,805	5,099
Pe		7,77	7,806	7,906	7,831	7,926	8,098	8,065	8,284	8,227	8,417	8,282	8,457	8,585	8,515	8,617	8,655	8,801	8,881	8,786	9,116	8,913	
Pe		8,488	8,347	8,341	8,173	8,216	8,36	8,29	8,497	8,414	8,597	8,441	8,617	8,743	8,669	8,773	8,819	8,978	9,074	8,994	9,365	9,188	
nt		22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
nt		0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
nt		20,6	25,72	30,33	35,45	39,55	42,62	46,21	48,26	51,33	52,87	55,43	55,94	56,46	56,97	56,97	55,94	54,41	52,36	50,31	46,72	43,65	
nt		0,206	0,257	0,303	0,355	0,396	0,426	0,462	0,483	0,513	0,529	0,554	0,559	0,565	0,57	0,57	0,559	0,544	0,524	0,503	0,467	0,436	
1450		Q	33,14	41,43	49,71	58	66,29	74,57	82,86	91,14	99,43	107,7	116	124,3	132,6	140,9	149,1	157,4	165,7	174	182,3	190,6	198,9
		H	11,67	11,47	11,26	11,05	10,85	10,57	10,23	9,955	9,611	9,337	8,925	8,582	8,238	7,758	7,415	6,934	6,522	6,041	5,492	5,08	4,462
	Pe	6,361	6,391	6,472	6,411	6,489	6,63	6,602	6,782	6,735	6,891	6,78	6,924	7,028	6,971	7,055	7,086	7,205	7,27	7,193	7,463	7,296	
	Pe	7,328	7,109	7,046	6,859	6,868	6,97	6,894	7,058	6,977	7,124	6,986	7,13	7,233	7,17	7,256	7,297	7,434	7,521	7,462	7,786	7,655	
	nt	22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
	nt	0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
	nt	19,53	24,72	29,39	34,59	38,74	41,85	45,49	47,56	50,68	52,24	54,83	55,35	55,87	56,39	56,39	55,35	53,79	51,72	49,64	46,01	42,89	
	nt	0,195	0,247	0,294	0,346	0,387	0,419	0,455	0,476	0,507	0,522	0,548	0,554	0,559	0,564	0,564	0,554	0,538	0,517	0,496	0,46	0,429	
	1350	Q	30,86	38,57	46,29	54	61,71	69,43	77,14	84,86	92,57	100,3	108	115,7	123,4	131,1	138,9	146,6	154,3	162	169,7	177,4	185,1
		H	10,12	9,938	9,76	9,581	9,403	9,165	8,867	8,629	8,331	8,093	7,736	7,439	7,141	6,725	6,427	6,011	5,653	5,237	4,761	4,404	3,868
Pe		5,134	5,158	5,223	5,174	5,237	5,351	5,328	5,473	5,436	5,561	5,472	5,588	5,672	5,626	5,693	5,719	5,815	5,867	5,805	6,023	5,889	
Pe		6,287	6	5,89	5,69	5,672	5,74	5,662	5,788	5,711	5,826	5,706	5,822	5,904	5,852	5,922	5,958	6,075	6,152	6,112	6,392	6,299	
nt		22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
nt		0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
nt		18,37	23,64	28,38	33,64	37,86	41,02	44,7	46,81	49,97	51,55	54,18	54,71	55,24	55,76	55,76	54,71	53,13	51,02	48,92	45,23	42,07	
nt		0,184	0,236	0,284	0,336	0,379	0,41	0,447	0,468	0,5	0,515	0,542	0,547	0,552	0,558	0,558	0,547	0,531	0,51	0,489	0,452	0,421	
1250		Q	28,57	35,71	42,86	50	57,14	64,29	71,43	78,57	85,71	92,86	100	107,1	114,3	121,4	128,6	135,7	142,9	150	157,1	164,3	171,4
		H	8,673	8,52	8,367	8,214	8,061	7,857	7,602	7,398	7,143	6,939	6,633	6,378	6,122	5,765	5,51	5,153	4,847	4,49	4,082	3,776	3,316
	Pe	4,075	4,094	4,146	4,107	4,157	4,248	4,23	4,345	4,315	4,415	4,344	4,436	4,503	4,466	4,52	4,54	4,616	4,658	4,608	4,781	4,675	
	Pe	5,361	5,015	4,866	4,659	4,62	4,66	4,582	4,677	4,605	4,693	4,59	4,681	4,747	4,703	4,759	4,791	4,889	4,958	4,931	5,171	5,109	
	nt	22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
	nt	0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
	nt	17,11	22,45	27,27	32,61	36,89	40,1	43,85	45,98	49,19	50,8	53,47	54,01	54,54	55,08	55,08	54,01	52,4	50,26	48,12	44,38	41,17	
	nt	0,171	0,225	0,273	0,326	0,369	0,401	0,438	0,46	0,492	0,508	0,535	0,54	0,545	0,551	0,551	0,54	0,524	0,503	0,481	0,444	0,412	
	1150	Q	26,29	32,86	39,43	46	52,57	59,14	65,71	72,29	78,86	85,43	92	98,57	105,1	111,7	118,3	124,9	131,4	138	144,6	151,1	157,7
		H	7,341	7,212	7,082	6,953	6,823	6,65	6,434	6,262	6,046	5,873	5,614	5,398	5,182	4,88	4,664	4,362	4,102	3,8	3,455	3,196	2,807
Pe		3,173	3,188	3,229	3,198	3,237	3,307	3,294	3,383	3,36	3,438	3,382	3,454	3,506	3,478	3,519	3,535	3,595	3,627	3,588	3,723	3,64	
Pe		4,545	4,146	3,967	3,759	3,704	3,723	3,647	3,715	3,649	3,715	3,627	3,698	3,749	3,713	3,758	3,785	3,866	3,926	3,911	4,113	4,076	
nt		22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48	45	
nt		0,225	0,275	0,32	0,37	0,41	0,44	0,475	0,495	0,525	0,54	0,565	0,57	0,575	0,58	0,58	0,57	0,555	0,535	0,515	0,48	0,45	
nt		15,71	21,15	26,04	31,48	35,83	39,09	42,9	45,08	48,34	49,97	52,69	53,23	53,78	54,32	54,32	53,23	51,6	49,43	47,25	43,44	40,18	
nt		0,157	0,211	0,26	0,315	0,358	0,391	0,429	0,451	0,483	0,5	0,527	0,532	0,538	0,543	0,543	0,532	0,516	0,494	0,473	0,434	0,402	
1100		Q	25,14	31,43	37,71	44	50,29	56,57	62,86	69,14	75,43	81,71	88	94,29	100,6	106,9	113,1	119,4	125,7	132	138,3	144,6	150,9
		H	6,717	6,598	6,48	6,361	6,243	6,085	5,887	5,729	5,531	5,373	5,136	4,939	4,741	4,465	4,267	3,991	3,753	3,477	3,161	2,924	2,568
	Pe	2,777	2,79	2,826	2,799	2,833	2,895	2,882	2,961	2,941	3,009	2,96	3,023	3,068	3,043	3,08	3,094	3,146	3,174	3,14	3,258	3,186	
	Pe	4,177	3,753	3,562	3,355	3,294	3,304	3,23	3,287	3,224	3,281	3,2	3,262	3,306	3,274	3,313	3,339	3,412	3,467	3,457	3,642	3,616	
	nt	22,5	27,5	32	37	41	44	47,5	49,5	52,5	54	56,5	57	57,5	58	58	57	55,5	53,5	51,5	48		

## Anexo I – Curva característica da bomba.



Anexos II – Diagrama de Moody.



**FIGURE A-27**  
The Moody chart for the friction factor for fully developed flow in circular tubes.



