

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

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE PARÂMETROS OPERACIONAIS E
CONSTRUTIVOS NA MELHORIA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
BOMBEIO.

por

Tiago Rosa da Silva

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 2013.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DA INFLUÊNCIA DA VARIAÇÃO DE PARÂMETROS OPERACIONAIS E
CONSTRUTIVOS NA MELHORIA DA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE UM SISTEMA DE
BOMBEIO.

por

Tiago Rosa da Silva

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^a. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Fenômenos de Transporte**

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Luiz Frey

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. Bardo Ernst Joseff Bodmann

Prof. Dr. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof. Dr^a. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 7 de junho de 2013.

Dedico este trabalho à todos que de alguma forma
contribuíram para a realização deste sonho.

SILVA, T. R. **Análise da influência da variação de parâmetros operacionais e construtivos na melhoria da eficiência energética de um sistema de bombeio.** 2013. 24 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

O trabalho compreende a análise teórica de um sistema de suprimento de água bruta de uma usina termelétrica situada na Região Metropolitana de Porto Alegre. Esta análise tem o objetivo de investigar a influência da variação de parâmetros operacionais e construtivos na melhoria da eficiência energética de um sistema de bombeio. Para subsidiar tal análise, foram determinadas as curvas características das bombas, tais como, curvas de rendimentos, curvas de potências, curvas do sistema, NPSH disponível, NPSH requerido e a confecção de planilhas eletrônicas e gráficos comparativos entre diversos parâmetros propostos em forma de estudo de casos. As propostas de melhorias para a bomba, demonstraram que através de um investimento estimado de R\$ 1000,00 para a usinagem do rotor atual, a potência de eixo reduziria em 27%, sendo que o custo da melhoria seria pago em 1,1 anos. Já para a tubulação, o estudo demonstrou que com a relocação da bomba para próximo ao Lago Superior e uso de uma tubulação de PEAD, conseguiria uma economia de 81% no custo de instalação do sistema de canalização para a mesma vazão de projeto.

PALAVRAS-CHAVE: Sistema de bombeio, eficiência energética, bomba centrífuga.

SILVA, T. R. **Analysis of operational and constructive parameters variations in the improvement of a pumping system energetic efficiency.** 2013. 24 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

The objective of this work is to perform an analysis of a thermoelectrical powerstation water supply system located near Porto Alegre, Brazil. It will be investigated the improvement of the pumping system energetic efficiency through operational and constructive parameters variations. To support the analysis, pump data such as NPSHA, head capacity curve and system head curve were collected and compared. The study demonstrated that an investment of US\$ 500.00 to machine the existing pump impeller would decrease the shaft output in 27% and the payback period would be 1.1 year. For the piping layout and material, the study also showed that if the pump was relocated close to the upper lake and used a HDPE piping it would be achieved an 81% economy of the piping installation cost at the designed flow rate.

KEYWORDS: pumping system, energetic efficiency, centrifugal pumps.

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO	1
2.	OBJETIVOS	1
3.	METODOLOGIA.....	1
4.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	1
	4.1. Energia Requerida pelo Sistema.....	1
	4.1.1. Vazões e Potências.....	2
	4.1.2. Perda de Carga.....	2
	4.2. Energia Fornecida pela Bomba.....	3
	4.2.1. Triângulos das Velocidades.....	3
	4.2.2. Rendimentos e Potências.....	4
	4.3. Curva do Sistema, Bomba e Ponto de Funcionamento.....	4
	4.4. Leis da Variação.....	6
	4.5. Grandezas Biunitárias.....	6
	4.6. Correção de Rendimentos.....	6
	4.7. Velocidade de Rotação Específica.....	6
	4.8. Cavitação.....	7
	4.8.1. Energia Requerida pela Bomba - $NPSH_b$	7
	4.8.2. Energia Disponível pelo Sistema - $NPSH_d$	7
5.	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	8
6.	ANÁLISE DO PROBLEMA.....	9
	6.1. Casos propostos para a bomba.....	9
	6.1.1. Caso 1.....	10
	6.1.2. Caso 2.....	10
	6.1.3. Caso 3.....	10
	6.1.4. Caso 4.....	11
	6.1.5. Análise de Custos.....	11
	6.2. Casos propostos para a canalização.....	12
	6.2.1. Caso 1.....	12
	6.2.2. Caso 2.....	13
	6.2.3. Caso 3.....	13
	6.2.4. Caso 4.....	14
	6.2.5. Análise de Custos.....	14
7.	CONCLUSÕES.....	15
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	15
	APÊNDICES.....	16
	ANEXOS.....	17

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 4.1 – (a) Triângulos das velocidades na entrada e saída do rotor (adaptado Falco, 1998), (b) Foto de um rotor centrífugo.....	3
Figura 4.2 – Sistema de bombeio esquematizado.....	5
Figura 4.3 – (a) Curvas características da bomba, (b) Ponto de funcionamento (adaptado Henn, 2006).....	5
Figura 4.4 – Canalização de sucção.....	8
Figura 5.1 – Desenho esquemático do sistema de bombeio.....	9
Figura 6.1 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores (1).....	9
Figura 6.2 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores (2).....	10
Figura 6.3 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores (3).....	11
Figura 6.4 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores (4).....	11
Figura 6.5 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$ (1).....	12
Figura 6.6 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$ (2).....	13
Figura 6.7 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$ (3).....	13
Figura 6.8 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$ (4).....	14

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 6.1 – Análise de custos para os quatro casos propostos para a bomba.....12

Tabela 6.2 – Análise de custos para os quatro casos propostos para a canalização.....14

LISTA DE SÍMBOLOS

A	área de passagem da corrente fluída [m^2]
A_{rot}	área de passagem do fluido no rotor [m^2]
D	diâmetro da canalização [m]
E_p	perda de carga [J/kg]
E_{ph}	energia específica referente as perdas hidráulicas [J/kg]
f	coeficiente atrito [adimensional]
g	aceleração da gravidade [m/s^2]
H	altura manométrica total [mca]
H_g	desnível geométrico entre z_1 e z_2 [m]
H_{sg}	altura de sucção geométrica [m]
H_p	perda de carga da canalização [m]
K'	característica da canalização associado a perdas por atrito [$m^{-5}s^2$]
L_{eq}	comprimento equivalente da canalização [m]
m	vazão mássica do fluido [kg/s]
n	rotação [rpm]
n_{qA}	velocidade de rotação específica [adimensional]
$NPSH_b$	net positive suction head required [mca]
$NPSH_d$	net positive suction head available [mca]
P	potência [W]
P_e	potência de eixo da bomba [W]
p	pressão estática [N/m^2]
p_v	pressão de vapor do líquido [N/m^2]
Q	vazão volumétrica do fluido [m^3/s]
u	velocidade tangencial [m/s]
v	velocidade absoluta [m/s]
v	velocidade [m/s]
v_u	componentes tangencial das velocidades absolutas [m/s]
v_m	velocidade média [m/s]
w	velocidades relativas da corrente fluída [m/s]
W	trabalho específico [J/kg]
z	cota de referência [m]
$W_{pás\infty}$	trabalho específico fornecido pelo rotor com infinitas pás [J/kg]
$W_{pás}$	trabalho específico fornecido pelo rotor suposto com número finito de pás [J/kg]
α	ângulos que formam os sentidos positivos de u e v [radianos]
β	ângulos que formam o sentido positivo de w , com o negativo de u [radianos]
γ	peso específico do fluido [N/m^3]
η_h	rendimento hidráulico [adimensional]
η_v	rendimento volumétrico [adimensional]
η_a	rendimento de atrito de disco [adimensional]
η_m	rendimento mecânico [adimensional]
η_t	rendimento total [adimensional]
μ	deficiência de potência [adimensional]
ρ	massa específica [kg/m^3]
σ	coeficiente de Thoma [adimensional]

1. INTRODUÇÃO

Nos dias atuais a busca da racionalização dos recursos energéticos, através de medidas para a elevação dos rendimentos e o projeto de instalações que consumam cada vez menos energia elétrica, é preocupação constante. O total de energia elétrica desperdiçada, segundo o Programa Nacional de Conservação de Energia Elétrica (PROCEL), chega a 40 milhões de kW, ou a US\$ 2,8 bilhões, por ano (Ministério do Meio Ambiente, 2013). Para as empresas, os investimentos em eficiência energética traduzem preços mais competitivos, maiores produtividades ou até mesmo decidem a sobrevivência da empresa.

Para inúmeras indústrias, como termoelétricas e petroquímicas, é comum o emprego de dezenas ou até mesmo centenas de turbobombas para os mais diversos empregos, algumas das quais de elevada potência e de uso ininterrupto. Para este tipo de regime, um estudo dos rendimentos, demonstra que a redução das perdas energéticas, com o aumento dos rendimentos, proporcionam vantagens econômicas, pois o consumo de energia elétrica depende, não somente da potência elétrica da instalação, mas também do rendimento global do sistema de bombeio.

A fim de estudar tais rendimentos, este trabalho consistirá na análise teórica de um sistema de suprimento de água bruta de uma usina termoelétrica situada na Região Metropolitana de Porto Alegre.

2. OBJETIVOS

Esta análise terá o objetivo de investigar a influência da variação de parâmetros operacionais e construtivos no consumo de energia elétrica e melhoria da eficiência energética de um sistema de bombeio. Para subsidiar tal análise, serão determinadas as curvas características das bombas, tais como, curvas de rendimentos, curvas de potências, curvas do sistema, NPSH disponível, NPSH requerido e a confecção de tabelas e gráficos comparativos entre diversos parâmetros propostos pelo estudo.

3. METODOLOGIA

O mesmo será realizado através da aplicação da teoria das máquinas de fluxo, uso de catálogos de fabricantes, tabelas de bibliografias específicas e com o auxílio de planilhas eletrônicas. O resultado esperado deste trabalho incidirá em um novo conjunto de parâmetros operacionais e/ou construtivos, formando assim um novo ponto de funcionamento mais eficiente para o sistema de bombeio analisado.

4. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

4.1. Energia Requerida pelo Sistema.

A quantidade de energia requerida pelo fluido para que o mesmo seja transportado de um ponto a outro obedecendo às condições de processo, pode ser determinada pela aplicação de um balanço energético, obedecendo assim o princípio da conservação de energia (Henn, 2006),

$$\frac{v_1^2}{2} + \frac{p_1}{\rho} + z_1 g + W = \frac{v_2^2}{2} + \frac{p_2}{\rho} + z_2 g + E_p \quad (4.1)$$

onde p é a pressão estática do fluido [N/m^2]; v é a velocidade do fluido [m/s]; z é a cota de referência [m]; W é trabalho específico fornecido ao fluido [J/kg]; E_p é a perda de carga [J/kg];

ρ é a massa específica [kg/m^3] e os índices 1 e 2 representam pontos de entrada e saída respectivamente.

Isolando W em (4.1) temos,

$$W = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2} + \frac{p_2 - p_1}{\rho} + z_2 - z_1 g + E_p \quad (4.2)$$

4.1.1. Vazões e Potências

Tratando de escoamentos permanentes, a equação da continuidade demonstra que a quantidade de fluido entrando na secção 1, será igual à quantidade de fluido saindo pela secção 2, ou seja,

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 = \text{constante} \quad (4.3)$$

onde A é a área de passagem da corrente fluída [m^2].

Particularizando a Equação (4.3) para o emprego às bombas, a mesma pode ser simplificada, pela premissa do fluido ser incompressível, ou seja, a massa específica permanecerá constante.

$$A_1 v_1 = A_2 v_2 = \text{constante} \quad (4.4)$$

Os termos da Equação (4.4) representam a vazão volumétrica do fluido [m^3/s], uma segunda forma de representarmos a vazão é pela Equação (4.3), chamada de vazão mássica. Desta forma temos as duas representações para a vazão,

$$Q = Av \quad (4.5)$$

$$m = \rho Q \quad (4.6)$$

onde Q é a vazão volumétrica do fluido [m^3/s] e m é a vazão mássica do fluido [kg/s].

A potência necessária para manter a vazão especificada para o sistema pode ser determinada pelo trabalho específico encontrada na Equação (4.2) multiplicada pela vazão mássica do fluido,

$$P = mW \quad (4.7)$$

onde P é a potência requerida pelo fluido [W].

4.1.2. Perda de Carga

Perda de carga representa uma parcela de energia do escoamento que é convertida em energia térmica dissipada em forma de calor, seu cálculo pode ser realizado pela Equação de Darcy-Weisbach,

$$E_p = f \frac{8L_{eq}}{\pi^2 D^5} Q^2 \quad (4.8)$$

onde f é o coeficiente atrito adimensional obtido pelo ábaco de Moody (Anexo B); L_{eq} é comprimento equivalente da canalização [m] e D diâmetro da canalização [m].

4.2. Energia Fornecida pela Bomba

Para realizar a análise das bombas centrífugas, começaremos pelo estudo do rotor, que é o órgão móvel da mesma. A figura abaixo mostra um detalhe de corte de um rotor em um plano perpendicular a seu eixo.

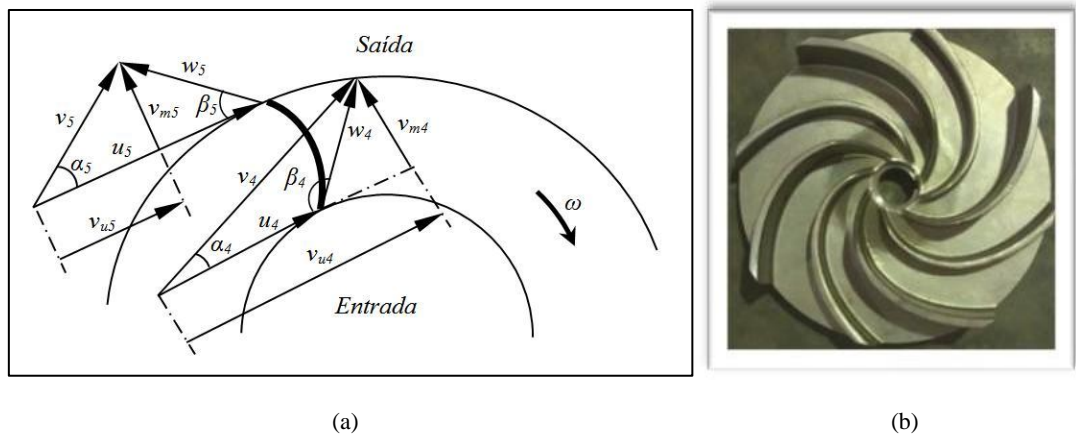


Figura 4.1 – (a) Triângulos das velocidades na entrada e saída do rotor (adaptado Falco, 1998), (b) Foto de um rotor centrífugo.

A Figura 4.1 mostra inúmeros vetores de velocidades atuantes no rotor, formando triângulos, daí surgindo o chamado triângulo das velocidades, que veremos mais detalhadamente a seguir.

4.2.1. Triângulos das Velocidades

Os triângulos das velocidades vistos na Figura 4.1, são polígonos formados pelos vetores das velocidades tangenciais u , velocidades absolutas v , componentes tangencial das velocidades absolutas v_u , velocidades relativas da corrente fluída w , α são os ângulos que formam os sentidos positivos de u e v e β são os ângulos que formam o sentido positivo de w , com o negativo de u . O índice 4 representa o ponto imediatamente depois da entrada do rotor e 5 é atribuído ao ponto situado imediatamente antes da saída do rotor, os triângulos de velocidades podem ser construídos em qualquer ponto do rotor. Uma importante informação que podemos retirar do triângulo de velocidades é a chamada a velocidade meridiana, indicada por v_m , este vetor está relacionado com a vazão da bomba pela Equação $Q = A_{rot}v_m$, onde Q é a vazão de fluido que passa pelo rotor em m^3/s , A_{rot} representa a área de passagem do fluido em m^2 e v_m é dada em m/s .

Henn em seu livro Máquinas de Fluido (2006), através da hipótese de que a bomba radial teria um número infinito de pás, onde o escoamento é unidirecional, congruente com as pás, sem atrito e com fluxo de massa constante, deduziu a chamada equação fundamental para as máquinas de fluxo geradoras, também chamada de Equação de Euler,

$$W_{pás\infty} = u_5 v_{u5} - u_4 v_{u4} \quad (4.9)$$

onde $W_{pás\infty}$ é o trabalho específico fornecido pelo rotor com infinitas pás [J/kg].

A Equação acima foi modelada através de hipóteses para uma máquina ideal, para um caso real, onde possuímos um número finito de pás no rotor, a energia entregue pelo rotor ao fluido será menor em relação à máquina ideal (Henn, 2006). Para o equacionamento de uma máquina real, será necessária a introdução de um novo termo na Equação (4.9), chamado de fator de deficiência de potência. Ficando desta forma,

$$W_{pá} = \mu W_{pá\infty} \quad (4.10)$$

onde $W_{pás}$ é o trabalho específico fornecido pelo rotor suposto com número finito de pás [J/kg] e μ é o fator de deficiência de potência.

4.2.2. Rendimentos e Potências

As máquinas reais possuem uma série de ineficiências que as distanciam das máquinas ideais, tais como perdas hidráulicas, perdas volumétricas, perdas por atrito de disco e perdas mecânicas que causam a degradação da energia. Estas perdas são representadas pelos diversos tipos de rendimentos, relacionando assim a quantidade de energia que a máquina recebe, com a quantidade de energia que ela efetivamente transfere ao fluido.

Perdas hidráulicas são as mais importantes nas máquinas de fluxo (Henn, 2006), tem origem no atrito, choques, mudanças bruscas de seção e direção do fluxo com as partes internas da bomba, teremos assim um rendimento hidráulico (η_h) associado a estas perdas, sendo,

$$\eta_h = \frac{W}{W_{pá}} = \frac{W}{W + E_{ph}} \quad (4.11)$$

onde E_{ph} é a energia específica referente as perdas hidráulicas [J/kg].

Da mesma forma, para cada tipo de perdas é atribuído um rendimento, ou seja, temos um rendimento volumétrico (η_v), um rendimento de atrito de disco (η_a) e um rendimento mecânico (η_m). Considerando todas as perdas energéticas, o rendimento total (η_t) da bomba será:

$$\eta_t = \eta_h \eta_v \eta_a \eta_m \quad (4.12)$$

Desta forma, a potência real que a bomba absorve, ou potência de eixo, será,

$$P_e = \frac{\rho Q W}{\eta_t} \quad (4.13)$$

onde P_e é a potência de eixo da bomba [W];

4.3. Curva do Sistema, Bomba e Ponto de Funcionamento.

A curva do sistema é a representação gráfica da variação da energia por unidade de peso que o sistema solicita em função da vazão (Falco, 1998). Ela é obtida através Equação (4.2), onde ambos os lados da Equação são divididos pela aceleração da gravidade [m/s^2],

$$H = \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + \frac{p_2 - p_1}{\gamma} + z_2 - z_1 + H_p \quad (4.14)$$

onde H é a altura manométrica total [mca]; γ é peso específico do fluido [N/m^3] e H_p é a perda de carga da canalização [m].

Para o caso onde não há diferença de pressão entre os reservatórios (Figura 4.2), sendo a velocidade na superfície do reservatório 1 igual a zero ($v_1=0$) a Equação (4.14) para a curva característica do sistema torna da seguinte forma,

$$H = z_2 - z_1 + \frac{8}{\pi^2 D^4 g} + f \frac{8L_{eq}}{\pi^2 D^5 g} Q^2 \quad (4.15)$$

ou

$$H = H_g + K'Q^2 \quad (4.16)$$

onde H é a altura manométrica total do sistema [m]; H_g é o desnível geométrico entre z_1 e z_2 [m] e K' é uma característica da canalização associado a perdas por atrito [$m^{-5}s^2$].

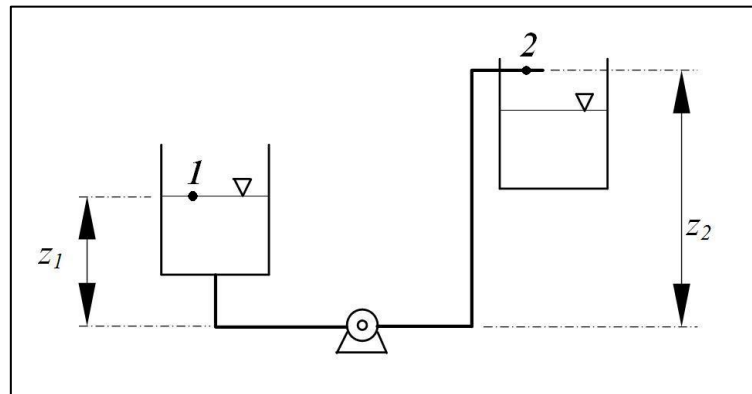


Figura 4.2 – Sistema de bombeio esquematizado.

A curva da bomba é chamada de curva característica ideal quando sua construção é puramente realizada pela Equação de Euler (Figura 4.3a) não é levado em consideração o fator de deficiência de potência (μ) e as perdas hidráulicas (η_h). Já a chamada curva característica real (Figura 4.3a) da bomba, onde a mesma é obtida através de bancos de testes de laboratórios ou nos ensaios de campo (Henn, 2006).

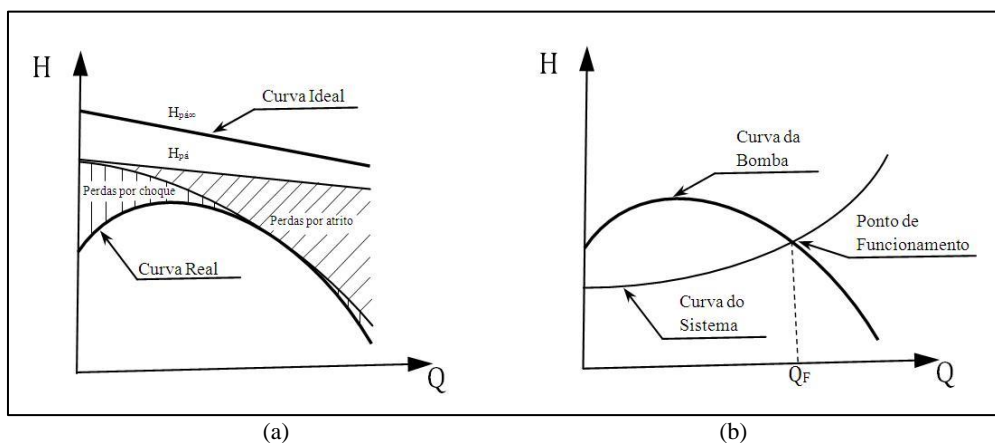


Figura 4.3 – (a) Curvas características da bomba, (b) Ponto de funcionamento (adaptado Henn, 2006).

O ponto de funcionamento corresponde ao ponto onde a curva do sistema intercepta a curva característica da bomba (Figura 4.3b), neste ponto a energia que o sistema necessita para deslocar o fluido em uma dada vazão Q_F , é igual à energia que a bomba requer para bombear o fluido a esta dada vazão Q_F .

4.4. Leis da Variação

A partir do conhecimento da chamada teoria dos modelos ou semelhanças, podemos determinar os valores para diversas grandezas quando uma ou mais dentre elas sofrem variações. Por meio de um modelo reduzido, conseguem-se, pela aplicação dos princípios de semelhança geométrica, cinemática e dinâmica, estabelecer as grandezas correspondentes de um protótipo. Para o caso onde o protótipo e o modelo possuírem a mesma medida característica, ou para a mesma bomba, chegaremos às chamadas leis da variação,

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{n_2}{n_1}^2 \quad \frac{Pe_2}{Pe_1} = \frac{n_2}{n_1}^3 \quad (4.17)$$

onde n_1 [rpm] é a rotação associado à vazão Q_1 [m^3/s], potência de eixo Pe_1 [W] e altura manométrica H_1 [m] e n_2 [m^3/s] é a nova rotação associada à nova vazão Q_2 [m^3/s], a nova potência de eixo Pe_2 [W] e nova altura manométrica H_2 [m].

4.5. Grandezas Biunitárias

Para o caso onde se deseja comparar duas bombas geometricamente semelhantes, ou seja, possuem proporcionalidade das dimensões lineares, igualdade de ângulos e nenhuma omissão ou adição de partes, podemos aplicar a chamada Grandezas Biunitárias, a mesma relaciona uma dimensão característica, neste caso o diâmetro, com as curvas da bomba.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{D_2}{D_1}^3 \quad \frac{H_2}{H_1} = \frac{D_2}{D_1}^2 \quad \frac{Pe_2}{Pe_1} = \frac{D_2}{D_1}^5 \quad (4.18)$$

onde D_1 [m] é o diâmetro associado à vazão Q_1 [m^3/s], potência de eixo Pe_1 [W] e altura manométrica H_1 [m] e D_2 [m^3/s] é o novo diâmetro associado à nova vazão Q_2 [m^3/s], a nova potência de eixo Pe_2 [W] e nova altura manométrica H_2 [m].

4.6. Correção de Rendimentos

Devido a impossibilidades construtivas na realização da semelhança geométrica da rugosidade, espessuras e folgas, é atribuído a chamada Fórmula de Moody, segundo Stepanoff, corrigindo assim os rendimentos entre as bombas comparadas,

$$\frac{1-\eta_{t1}}{1-\eta_{t2}} = \frac{D_2}{D_1}^1 \frac{H_2}{H_1}^4 \frac{1}{10} \quad (4.19)$$

onde η_{t1} é o rendimento total associado a H_1 [m] e D_1 [m]; e η_{t2} é o rendimento total associado a H_2 [m] e D_2 [m].

4.7. Velocidade de Rotação Específica

A velocidade de rotação específica é um parâmetro único que envolve a altura manométrica total (H), a vazão (Q) e a rotação (n) da bomba o que permite realizar a comparação entre diferentes projetos (Falco, 1998). Este parâmetro corresponde a rotação que produziria uma vazão e carga unitária. Falco em seu livro Bombas Industriais (1998) através da análise adimensional, demonstra a dedução da Equação da velocidade de rotação específica,

$$n_{qA} = 10^3 n \frac{Q^{\frac{1}{2}}}{H^{\frac{3}{4}}} \quad (4.20)$$

onde n_{qA} é a velocidade de rotação específica adimensional.

4.8. Cavitação

Um importante fenômeno a ser considerado em um projeto de sistema de bombeio é a chamada cavitação. Este fenômeno consiste na formação de bolhas de vapor no fluido em regiões da bomba onde a pressão do líquido atinja um valor igual ou inferior à sua pressão de vapor, devido ao fluxo, estas bolhas migram para regiões onde a pressão é superior a pressão de vapor do líquido, havendo assim um colapso destas bolhas, com retorno da fase vapor à fase líquida. Estes colapsos formam ondas de choque de altíssimas pressões, caso ocorra próximo a superfícies internas da bomba, estes colapsos poderão danificá-las devido à fadiga, caracterizando a erosão por cavitação.

Este fenômeno não ocorrerá quando a energia requerida pela bomba para que não haja cavitação ($NPSH_b$) seja menor ou igual a energia que a instalação está disponibilizando à bomba ($NPSH_d$), ou seja,

$$NPSH_b \leq NPSH_d \quad (4.21)$$

4.8.1. Energia Requerida pela Bomba - $NPSH_b$

O cálculo do $NPSH_b$ é realizado pelo conhecimento do coeficiente de Thoma, o mesmo relaciona a energia requerida pela bomba para que não haja cavitação com a altura manométrica total da bomba,

$$\sigma = \frac{NPSH_b}{H} \quad (4.22)$$

onde σ é o coeficiente de Thoma adimensional e $NPSH_b$ é a energia requerida pela bomba para que não haja cavitação [m].

O coeficiente de Thoma está relacionado com as formas construtivas da máquina de fluxo, dependendo assim de projeto de cada bomba. Devido a esta característica é possível relacionar este coeficiente com uma velocidade de rotação específica (n_{qA}). Considerando σ_{min} o valor a qual tem início a cavitação, Petermann em seus estudos determinou a seguinte formulação para bombas centrífugas,

$$\sigma_{min} = 2,9 \cdot 10^{-4} n_{qA}^{\frac{4}{3}} \quad (4.23)$$

combinando a Eq. (4.20) e Eq. (4.21), temos,

$$NPSH_b = \sigma_{min} H = 2,9 \cdot 10^{-4} n_{qA}^{\frac{4}{3}} H \quad (4.24)$$

4.8.2. Energia Disponível pelo Sistema – $NPSH_d$

Para a determinação do $NPSH_d$ é necessário realizar aplicação de um balanço energético entre o ponto 1 e 3 (Figura 4.4).

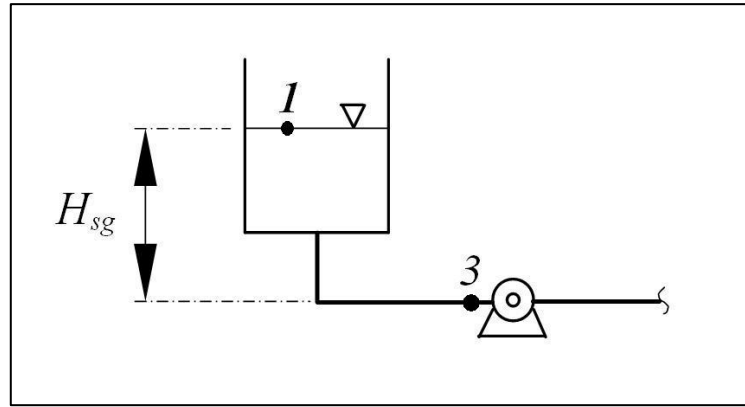


Figura 4.4 – Canalização de sucção.

Para o caso da figura acima, obedecendo ao princípio da conservação de energia, temos a seguinte Equação para a linha de sucção,

$$\frac{v_1^2}{2g} + \frac{p_1}{\gamma} + z_1 = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} + z_3 + H_{ps} \quad (4.25)$$

onde p é a pressão estática absoluta [N/m^2]; v é a velocidade do fluido [m/s]; z é a cota de referência [m]; H_{ps} é a perda de carga na canalização de sucção [m] e o índice 1 e 3 representam pontos na superfície do reservatório e o bocal de sucção da bomba respectivamente.

Considerando a velocidade na superfície do reservatório igual a zero ($v_1=0$), adotando $H_{sg}=Z_3-Z_1$ e subtraindo o termo referente a pressão de vapor do líquido p_v γ em cada lado da Equação (4.23), a equação torna da seguinte forma,

$$\frac{p_1}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} - \frac{p_v}{\gamma} = \frac{v_3^2}{2g} + \frac{p_3}{\gamma} - \frac{p_v}{\gamma} \quad (4.26)$$

onde H_{sg} é a altura de sucção geométrica [m] e p_v é a pressão de vapor do líquido [N/m^2].

Como os valores de velocidade (v_3) e pressão (p_3) no bocal de sucção da bomba são difíceis de ser determinada na prática, a expressão para o $NPSH_d$ será,

$$NPSH_d = \frac{p_1 - p_v}{\gamma} - H_{sg} - H_{ps} \quad (4.27)$$

5. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

O sistema de bombeio analisado consiste em uma bomba centrífuga do fabricante KSB, modelo CPK 200-250, com rotor de 250 mm, a mesma é acionada por um motor elétrico WEG de 75 CV com rotação de 1750 rpm, a bomba recalca água bruta de um reservatório chamado de Lago Superior a outro reservatório denominado Clarificador, ambos os reservatórios são atmosféricos, com um desnível entre eles de 2,8 m. A linha de sucção consiste em uma tubulação de aço carbono de 24" e 3000 m de extensão, já a linha de descarga é compreendida de 100 m de tubulação de aço carbono de 12" de diâmetro nominal e uma válvula de controle regulada para uma vazão de 600 m³/h.

O sistema está projetado para operar 3 horas por dia, com vazão de 600 m³/h, totalizando assim um volume diário de 1800 m³. A fim de realizar o modelamento hidráulico, o sistema foi esquematizado conforme figura abaixo:

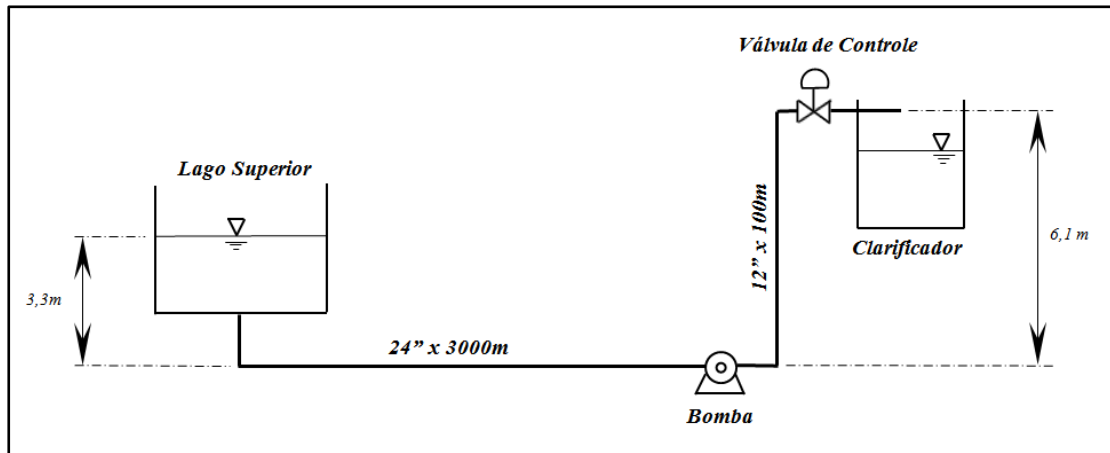


Figura 5.1 – Desenho esquemático do sistema de bombeio.

6. ANÁLISE DO PROBLEMA

O trabalho iniciou com o conhecimento e digitalização das curvas características da bomba (Apêndice A), através desta etapa, foi possível confeccionar tabelas e gráficos eletrônicos relacionando vazões com alturas manométricas, rendimentos, potências de eixo e $NPSH_b$ para diversos tamanhos de rotores (Figura 4.1).

O ponto de funcionamento do sistema foi determinado através da curva da bomba para uma vazão de $600 \text{ m}^3/\text{h}$, este ponto é considerado como um ponto de funcionamento real, já que a vazão é garantida pela modulação da válvula de controle situada na linha de descarga e a curva da bomba é real, já que a mesma foi fornecida pelo fabricante.

A curva do sistema atual foi modelada através do cálculo da constante K' da Equação (3.16), onde a vazão (Q) e a altura manométrica (H) são obtidas do ponto de funcionamento e a altura geométrica (H_g) é conhecida do problema.

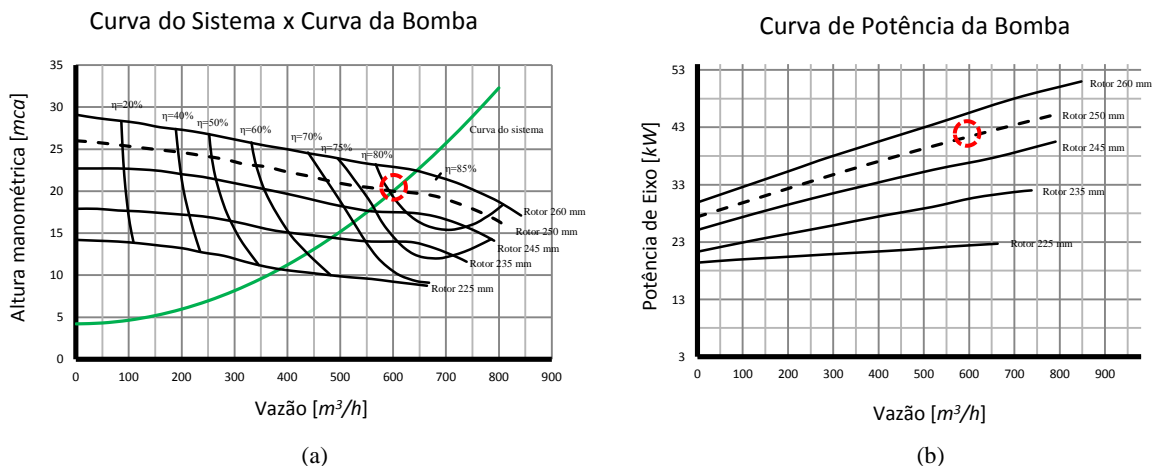


Figura 6.1 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores.

Com o conhecimento do sistema atual e o modelamento do mesmo em planilhas eletrônicas, foi possível a simulação numérica da variação dos parâmetros característicos do sistema e da bomba para diferentes casos propostos para sua melhoria energética. O estudo de casos se dividiu em duas partes, uma está voltada para a bomba e em um segundo momento serão analisadas propostas de melhorias para o sistema de canalização.

6.1. Casos propostos para a bomba

6.1.1. Caso 1

O caso 1 é considerado como a situação atual, ou seja, como o sistema está operando atualmente, os parâmetros são vistos Seção 4.1 (Figura 6.1). Atualmente o sistema opera com uma potência de eixo na bomba de 41 kW, rendimento de 80% e uma altura manométrica de 20 mca.

6.1.2. Caso 2

Neste caso é sugerido abrir totalmente a válvula de controle e reduzir a rotação da bomba de 1750 rpm para 1380 rpm através da instalação de um inversor de frequência no acionamento do motor. Desta forma deseja-se reduzir a perda energética causada pelo estrangulamento da válvula de controle e a consequente redução da potência consumida no bombeio.

Para possibilitar esta análise, foi necessária a construção de uma segunda curva do sistema, mas agora considerando que a válvula de controle esteja totalmente aberta, como não havia um ponto de funcionamento para esta situação, a curva foi construída através do uso da Equação (4.15).

A fim de verificar o comportamento dos parâmetros da bomba com a variação da rotação da mesma, foram confeccionadas planilhas eletrônicas relacionando a curva da bomba com as Leis da Variação expressa pela Equação (4.17).

Conforme é mostrado na Figura 6.2, o sistema operará com uma potência de eixo na bomba de 21,5 kW, rendimento de 81% e altura manométrica de 11 mca. As linhas pretas representam a condição atual (Caso 1) e as linhas vermelhas ilustram a bomba operando com a nova rotação de 1380 rpm.

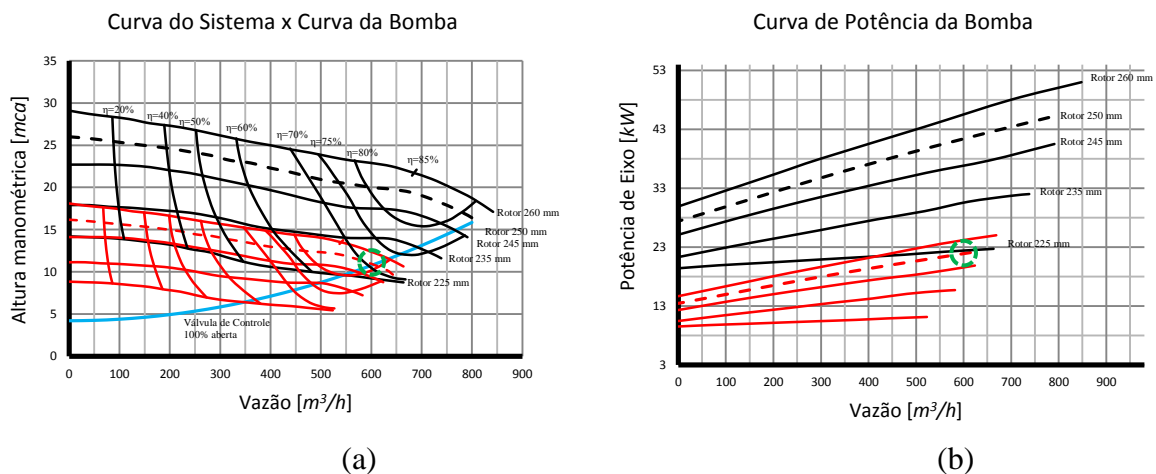


Figura 6.2 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores.

6.1.3. Caso 3

Para este caso é proposto à troca do rotor da bomba de 250 mm para um rotor de 235 mm de menor diâmetro, desta forma busca-se reduzir a altura manométrica do ponto de funcionamento atual, reduzindo assim a potência de eixo na bomba. O ajuste da vazão de 600 m³/h será realizado pela modulação da válvula de controle, representada pela linha verde na Figura 6.3.

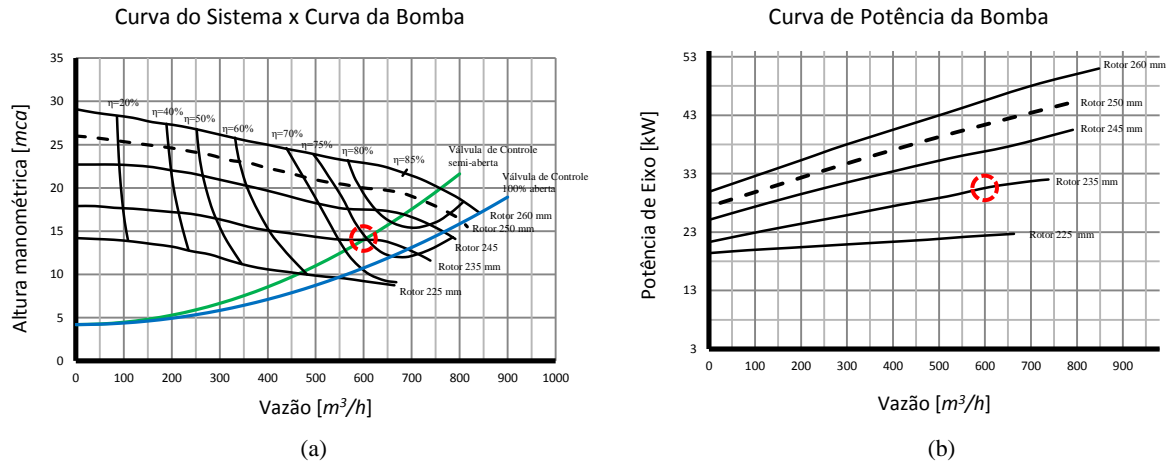


Figura 6.3 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores.

O sistema operará com uma potência de eixo na bomba de 30 kW, rendimento de 75% e altura manométrica de 14 mca.

6.1.4. Caso 4

O caso 4 caracteriza pela instalação do maior rotor suportado pela bomba (260 mm), redução de 25% a rotação e operando com a válvula de controle totalmente aberta. Com esta configuração espera-se que a bomba opere mais próxima ao BEP (Ponto de Melhor Eficiência). As linhas vermelhas da Figura 6.4 demonstram o comportamento da bomba ao reduzir a rotação, seu consumo energético será de 21 kW, para um rendimento de 81% e altura manométrica de 11 mca.

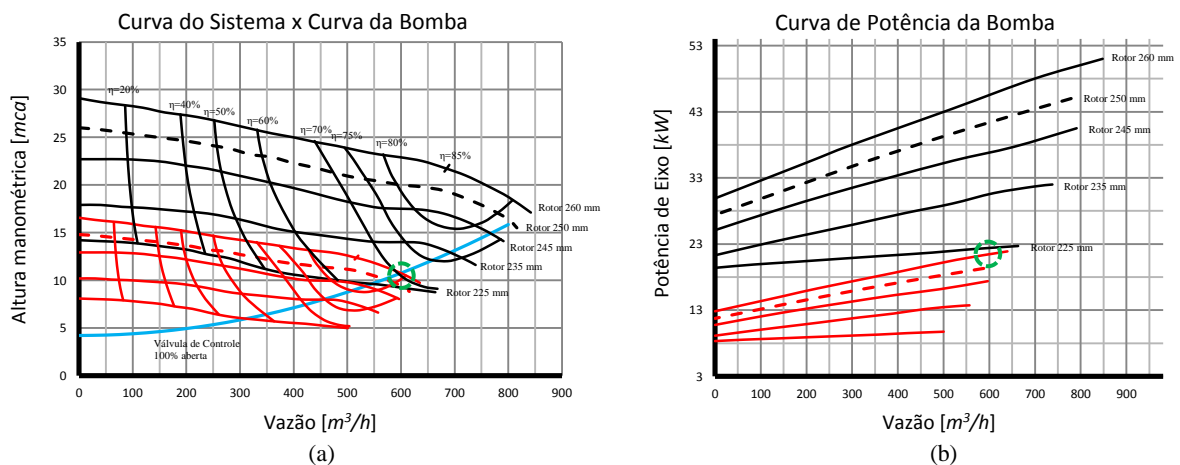


Figura 6.4 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de potência da bomba para diferentes tamanhos de rotores.

6.1.5. Análise de Custos

A fim de realizar uma comparação econômica entre os casos propostos, foi utilizado o método chamado “Payback”, esta metodologia visa encontrar o momento em que o investimento é pago pelo fluxo de caixa da instalação. De modo a custear as modificações propostas, simulou-se um financiamento bancário com taxas de juros média de 3% ao mês (Fonte: Anefac), pago em

cinco meses. A taxa de inflação estimada foi de 6% ao ano, para uma vida da instalação de 30 anos. O cálculo baseou-se na tarifa de energia elétrica de R\$ 0,11/kWh cobrada à indústria (Fonte: AES Sul).

Tabela 6.1 – Análise de custos para os quatro casos propostos.

Caso	Potência de eixo [kW]	Rendimento Bomba	Rendimento do Motor	Custo Estimado Modificação	Modificações Sugeridas	Economia mensal de energia	Valor economizado em 30 anos.	Tempo para liquidar custo da modificação [anos]
1	41	80%	95%	–	–	–	–	–
2	21,5	81%	92%	R\$ 12.017,00	Inversor	R\$ 139,89	R\$ 35.349,70	6,4
3	30	75%	92%	R\$ 1.000,00	Usinagem do rotor	R\$ 78,91	R\$ 14.162,03	1,1
4	21	81%	92%	R\$ 15.017,00	Inversor + Rotor maior	R\$ 143,48	R\$ 38.947,97	7,1

6.2. Casos propostos para a canalização

As propostas para modificações das canalizações do sistema de bombeio foram baseadas na premissa que a bomba atual com seu respectivo rotor de 250 mm fosse mantida e somente as bitolas, materiais das tubulações fossem alteradas. Para cada caso foi analisado o risco de haver cavitação na bomba e o custo estimado para construção da instalação, como a bomba é a mesma e a vazão de projeto deve ser mantida, o custo energético permanece o mesmo para todos os casos, variando assim somente o custo inicial da instalação.

6.2.1. Caso 1

O caso 1 é considerado como a situação atual, ou seja, como o sistema está operando atualmente. A cavitação na bomba foi investigada através das curvas fornecidas pelo fabricante e a curva do sistema de sucção ($NPSH_d$) modelada pela Equação (4.27).

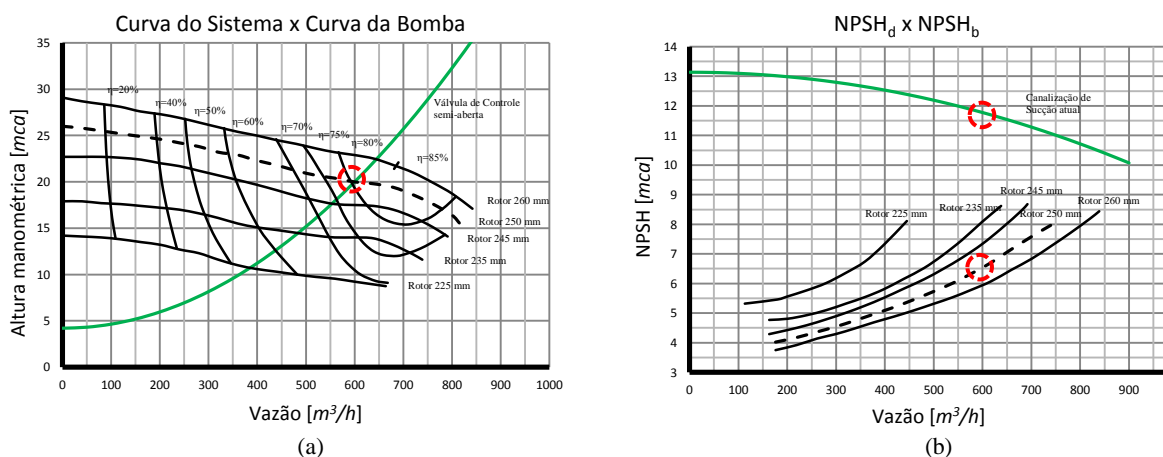


Figura 6.5 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$.

Como visto na figura acima, o $NPSH_d$ para o ponto de funcionamento foi de 11,8 mca, e a bomba apresentou um $NPSH_b = 6,5$ mca.

6.2.2. Caso 2

O caso 2 considera a mudança de localização da bomba para próximo ao Lago Superior (redução do comprimento da linha de sucção), mantendo as bitolas da canalização de sucção e descarga. A válvula de controle foi considerada totalmente aberta. Como podemos ver na Figura 6.6a, houve um acréscimo na perda de carga da linha de descarga (linha azul), já que comprimento aumentou de 100 m para 3000 m, a linha de sucção houve um aumento significativo no $NPSH_d$ devido a redução do seu comprimento. Este caso não satisfaz a vazão de projeto de $600 \text{ m}^3/\text{h}$, pois o novo ponto de funcionamento indica uma vazão de $477 \text{ m}^3/\text{h}$.

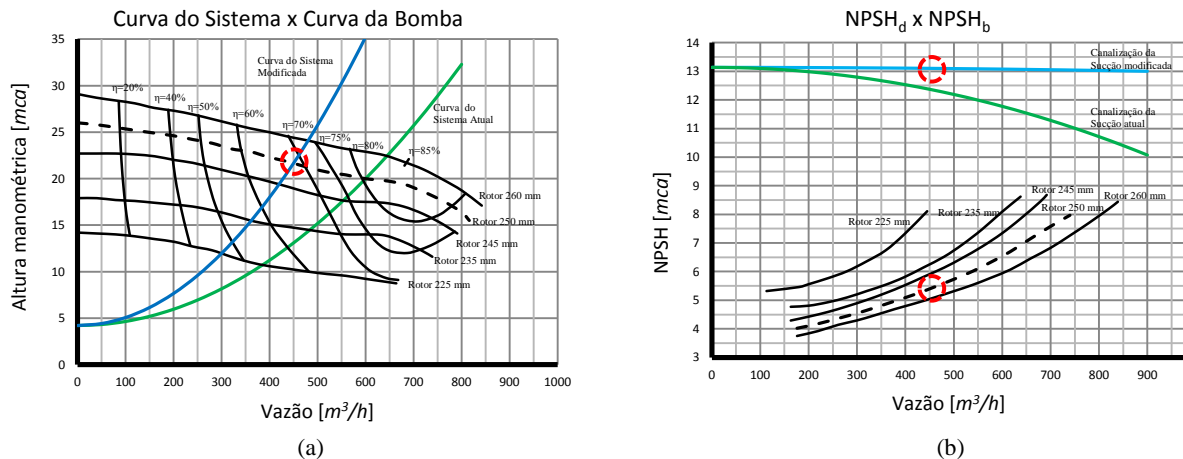


Figura 6.6 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curva do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$.

6.2.3. Caso 3

Esta proposta consistiu em relocar a bomba para próximo ao Lago Superior e redimensionar a tubulação, visando assim adequar o ponto de funcionamento à vazão do projeto hidráulico. A canalização de sucção atual de 24" x 3000m foi reduzida para 16" x 100 m, já a descarga que é originalmente de 12" x 100 m foi proposto modificar para 16" x 3000 m.

A Figura 6.7a mostra a nova curva do sistema (linha azul), para que a bomba opere com a vazão de projeto de $600 \text{ m}^3/\text{h}$ será necessária a modulação da válvula de controle (linha verde). O $NPSH_d$ para o ponto de funcionamento foi de 12,7 mca, e a bomba apresentou um $NPSH_b = 6,5 \text{ mca}$.

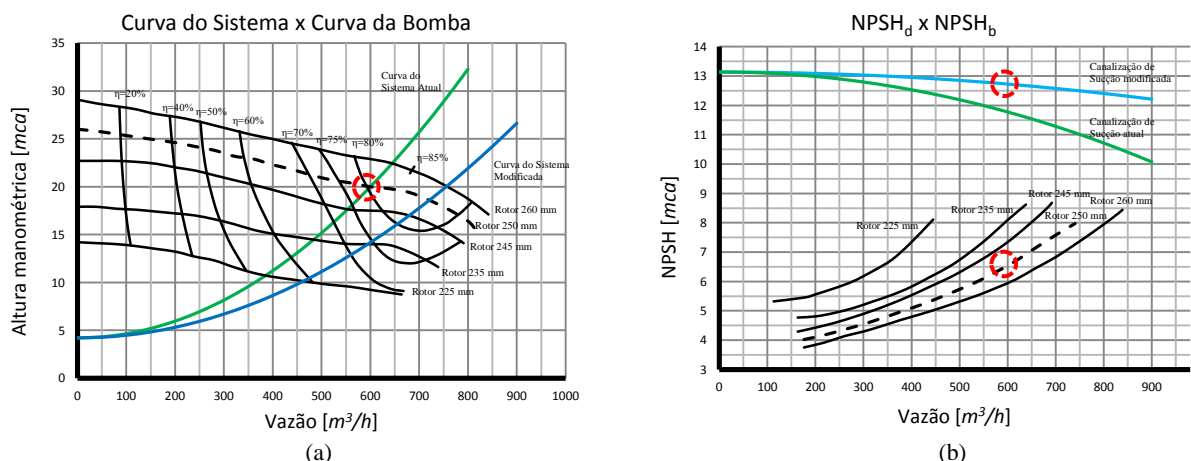


Figura 6.7 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curvas do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$.

6.2.4. Caso 4

Este caso consistiu em relocar a bomba para próximo ao Lago Superior, redimensionar a tubulação e modificando o material das canalizações de aço carbono para PEAD. A canalização de sucção atual de 24” x 3000m foi reduzida para 12” x 100 m, já a descarga que é de 12” x 100 m foi proposto modificar para 10” x 3000 m. Através da troca do material desejou-se reduzir a perda de carga do sistema e a conseqüente redução da energia para o bombeio.

A exemplo do caso anterior, o sistema deverá operar com a modulação da válvula de controle (linha verde), a fim de ajustar o ponto de funcionamento a vazão determinada pelo projeto.

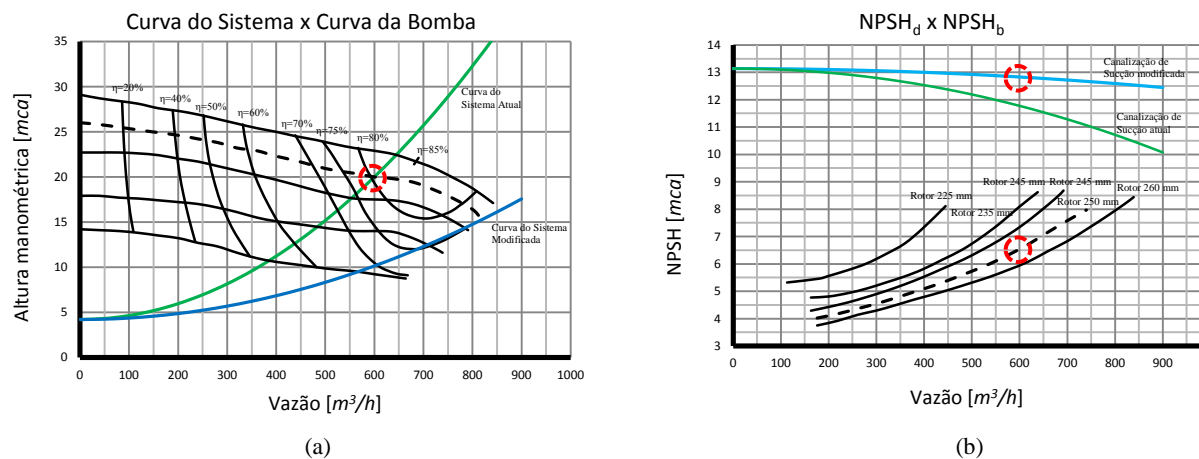


Figura 6.8 – (a) Curvas características da bomba para diferentes tamanhos de rotores e curvas do sistema; (b) Curva de $NPSH_b$ e $NPSH_d$.

6.2.5. Análise de Custos

Na comparação econômica entre os casos para o sistema de canalização, foi considerado somente o custo total da canalização, a fim de simplificação, não foi considerado custos de acessórios, construção e transporte. A especificação da tubulação foi determinada através da norma Petrobras N-76 Materiais de Tubulação para Instalações de Refino e Transporte (ANEXO C).

Tabela 6.2 – Análise de custos para os quatro casos propostos.

Caso	Especificação da Tubulação	Quantidade tubulação [m]	Preço Unitário da tubulação [R\$/m]*	Custo Total da canalização
1	Tubo de aço carbono, 12” API 5L Gr B, SCH 20	100	461,76	R\$ 5.844.426,00
	Tubo de aço carbono, 24” API 5L Gr B, esp.: 0,375”	3000	1.932,75	
2	Tubo de aço carbono, 12” API 5L Gr B, SCH 20	3000	461,76	R\$ 3.318.030,00
	Tubo de aço carbono, 24” API 5L Gr B, esp.: 0,375”	100	1.932,75	
3	Tubo de aço carbono, 16” API 5L Gr B, esp.: 0,250”	100	488,73	R\$ 1.515.063,00
	Tubo de aço carbono, 16” API 5L Gr B, esp.: 0,250”	3000	488,73	
4	Tubo de plástico, PEAD, 10” Classe PN16, ISSO-4427	3000	351,10	R\$ 1.089.341,00
	Tubo de plástico, PEAD, 12” Classe PN16, ISSO-4427	100	360,41	

Fonte: SINAPI - Índices da Construção Civil/Caixa Econômica Federal.

7. CONCLUSÕES

Ao analisarmos o sistema de bombeio, verificou-se um grande potencial de melhorias na sua configuração, seja pela existência de uma válvula de controle causando uma perda energética significativa na canalização ou pela linha de sucção com uma extensão não usual em projetos de sistemas de bombeio.

A Seção 6.1, com suas propostas de melhorias para a bomba, demonstrou que através de um investimento estimado de R\$ 1000,00 para a usinagem do rotor atual, a potência de eixo reduziria em 27%, sendo que o custo da melhoria seria pago em 1,1 anos. Para os casos 2 e 3, as reduções no consumo de energia seriam ainda maiores, mas em contrapartida o custo das modificações seria mais elevado, variando de 6,4 a 7,1 anos para serem pagos respectivamente pelo saldo do fluxo de caixa do sistema (Tabela 6.1).

Para o sistema de canalização, a Seção 6.2 ilustrou a importância de realizar um projeto de canalização levando em conta os fatores que influenciam a potência de bombeio do sistema, como o material empregado nas tubulações e localização dos equipamentos. O caso 4 demonstrou que com a relocação da bomba para próximo ao Lago Superior e especificação de um material com menor coeficiente de atrito como o PEAD para a tubulação, conseguiu-se uma economia de 81% no custo de instalação do sistema de canalização (Tabela 6.2) para a mesma vazão de projeto. Para todos os casos propostos, os valores de $NPSH_d$ ficaram em patamares seguros quanto ao risco de cavitação.

Com a aplicação da teoria das turbomáquinas apresentadas na Seção 2, pôde-se avaliar de forma significativa a influência da variação dos parâmetros operacionais e construtivos na melhoria da eficiência e custo energético do caso em estudo.

Ao concluir este trabalho, percebeu-se uma vasta capacidade para novos estudos neste tema. Um exemplo disto está na possibilidade de verificar qual seria o diâmetro econômico para este sistema e qual a melhor bomba para esta nova canalização.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Falco, R. de; Matos, E.E.; **“Bombas Industriais”**, Interciência, 2ª edição, 1998.

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.

Ministério do Meio Ambiente, **“Eficiência Energética e Conservação de Energia”**, <http://www.mma.gov.br>. Acessado em 08/05/2013.

Caixa Econômica Federal, **“SINAPI - Índices da Construção Civil.”**, <http://www.caixa.gov.br>. Acessado em 08/05/2013.

AES Sul, **“Tarifas e Taxas.”**, <http://www.aessul.com.br>. Acessado em 08/05/2013.

APÊNDICE I – COMPARAÇÃO ECONÔMICA PARA A BOMBA

Caso	Potência de eixo [KW]	Rendimento Bomba	Rendimento do Motor	Custo Estimado da Modificação	Modificações Sugeridas	Inflação anual	Taxa Juros empréstimo mensal	Quantidade parcelas do empréstimo	Valor da prestação do empréstimo	Economia mensal de energia	Valor economizado em 30 anos.	Tempo para liquidar custo da modificação [meses]
1	41	80%	95%	-	-	-	-	-	-	-	-	-
2	21,5	81%	92%	R\$ 12.017,00	Inversor	6%	3%	5	(R\$ 2.623,97)	R\$ 139,89	R\$ 35.349,70	6,4
3	30	75%	92%	R\$ 1.000,00	Usinagem do rotor				(R\$ 219,95)	R\$ 78,91	R\$ 14.162,03	1,1
4	21	81%	92%	R\$ 15.017,00	Inversor + Rotor maior				(R\$ 3.279,03)	R\$ 143,48	R\$ 38.947,97	7,1

Caso 2				
Meses	Entrada	Saida	Fluxo Caixa	Saldo VF
0	R\$ 139,89	0	R\$ 139,89	R\$ 139,89
1	R\$ 140,59	(R\$ 2.623,97)	(R\$ 2.483,38)	(R\$ 2.343,48)
2	R\$ 141,29	(R\$ 2.623,97)	(R\$ 2.482,67)	(R\$ 4.826,16)
3	R\$ 142,00	(R\$ 2.623,97)	(R\$ 2.481,97)	(R\$ 7.308,12)
4	R\$ 142,71	(R\$ 2.623,97)	(R\$ 2.481,26)	(R\$ 9.789,38)
5	R\$ 143,42	(R\$ 2.623,97)	(R\$ 2.480,54)	(R\$ 12.269,92)
6	R\$ 144,14	0	R\$ 144,14	(R\$ 12.125,78)
7	R\$ 144,86	0	R\$ 144,86	(R\$ 11.980,92)
8	R\$ 145,59	0	R\$ 145,59	(R\$ 11.835,34)
9	R\$ 146,31	0	R\$ 146,31	(R\$ 11.689,02)
10	R\$ 147,05	0	R\$ 147,05	(R\$ 11.541,98)
11	R\$ 147,78	0	R\$ 147,78	(R\$ 11.394,20)
12	R\$ 148,52	0	R\$ 148,52	(R\$ 11.245,68)
13	R\$ 149,26	0	R\$ 149,26	(R\$ 11.096,41)
14	R\$ 150,01	0	R\$ 150,01	(R\$ 10.946,41)
15	R\$ 150,76	0	R\$ 150,76	(R\$ 10.795,65)
16	R\$ 151,51	0	R\$ 151,51	(R\$ 10.644,14)
17	R\$ 152,27	0	R\$ 152,27	(R\$ 10.491,87)
18	R\$ 153,03	0	R\$ 153,03	(R\$ 10.338,83)
19	R\$ 153,80	0	R\$ 153,80	(R\$ 10.185,04)
20	R\$ 154,57	0	R\$ 154,57	(R\$ 10.030,47)
21	R\$ 155,34	0	R\$ 155,34	(R\$ 9.875,14)
22	R\$ 156,11	0	R\$ 156,11	(R\$ 9.719,02)
23	R\$ 156,90	0	R\$ 156,90	(R\$ 9.562,13)
24	R\$ 157,68	0	R\$ 157,68	(R\$ 9.404,45)
25	R\$ 158,47	0	R\$ 158,47	(R\$ 9.245,98)
26	R\$ 159,26	0	R\$ 159,26	(R\$ 9.086,72)
27	R\$ 160,06	0	R\$ 160,06	(R\$ 8.926,66)
28	R\$ 160,86	0	R\$ 160,86	(R\$ 8.765,80)
29	R\$ 161,66	0	R\$ 161,66	(R\$ 8.604,14)
30	R\$ 162,47	0	R\$ 162,47	(R\$ 8.441,67)
31	R\$ 163,28	0	R\$ 163,28	(R\$ 8.278,39)
32	R\$ 164,10	0	R\$ 164,10	(R\$ 8.114,29)
33	R\$ 164,92	0	R\$ 164,92	(R\$ 7.949,37)
34	R\$ 165,74	0	R\$ 165,74	(R\$ 7.783,63)
35	R\$ 166,57	0	R\$ 166,57	(R\$ 7.617,06)
36	R\$ 167,41	0	R\$ 167,41	(R\$ 7.449,65)
37	R\$ 168,24	0	R\$ 168,24	(R\$ 7.281,41)
38	R\$ 169,08	0	R\$ 169,08	(R\$ 7.112,32)
39	R\$ 169,93	0	R\$ 169,93	(R\$ 6.942,40)
40	R\$ 170,78	0	R\$ 170,78	(R\$ 6.771,62)
41	R\$ 171,63	0	R\$ 171,63	(R\$ 6.599,98)
42	R\$ 172,49	0	R\$ 172,49	(R\$ 6.427,49)
43	R\$ 173,35	0	R\$ 173,35	(R\$ 6.254,14)
44	R\$ 174,22	0	R\$ 174,22	(R\$ 6.079,92)
45	R\$ 175,09	0	R\$ 175,09	(R\$ 5.904,83)
46	R\$ 175,97	0	R\$ 175,97	(R\$ 5.728,86)
47	R\$ 176,85	0	R\$ 176,85	(R\$ 5.552,02)
48	R\$ 177,73	0	R\$ 177,73	(R\$ 5.374,29)
49	R\$ 178,62	0	R\$ 178,62	(R\$ 5.195,67)
50	R\$ 179,51	0	R\$ 179,51	(R\$ 5.016,16)
51	R\$ 180,41	0	R\$ 180,41	(R\$ 4.835,75)
52	R\$ 181,31	0	R\$ 181,31	(R\$ 4.654,44)
53	R\$ 182,22	0	R\$ 182,22	(R\$ 4.472,22)
54	R\$ 183,13	0	R\$ 183,13	(R\$ 4.289,09)
55	R\$ 184,05	0	R\$ 184,05	(R\$ 4.105,04)
56	R\$ 184,97	0	R\$ 184,97	(R\$ 3.920,08)
57	R\$ 185,89	0	R\$ 185,89	(R\$ 3.734,19)
58	R\$ 186,82	0	R\$ 186,82	(R\$ 3.547,37)
59	R\$ 187,75	0	R\$ 187,75	(R\$ 3.359,61)
60	R\$ 188,69	0	R\$ 188,69	(R\$ 3.170,92)
61	R\$ 189,64	0	R\$ 189,64	(R\$ 2.981,29)
62	R\$ 190,58	0	R\$ 190,58	(R\$ 2.790,70)
63	R\$ 191,54	0	R\$ 191,54	(R\$ 2.599,16)
64	R\$ 192,49	0	R\$ 192,49	(R\$ 2.406,67)
65	R\$ 193,46	0	R\$ 193,46	(R\$ 2.213,21)
66	R\$ 194,42	0	R\$ 194,42	(R\$ 2.018,79)
67	R\$ 195,40	0	R\$ 195,40	(R\$ 1.823,39)
68	R\$ 196,37	0	R\$ 196,37	(R\$ 1.627,02)
69	R\$ 197,36	0	R\$ 197,36	(R\$ 1.429,66)
70	R\$ 198,34	0	R\$ 198,34	(R\$ 1.231,32)
71	R\$ 199,33	0	R\$ 199,33	(R\$ 1.031,99)
72	R\$ 200,33	0	R\$ 200,33	(R\$ 831,66)
73	R\$ 201,33	0	R\$ 201,33	(R\$ 630,32)
74	R\$ 202,34	0	R\$ 202,34	(R\$ 427,99)
75	R\$ 203,35	0	R\$ 203,35	(R\$ 224,63)
76	R\$ 204,37	0	R\$ 204,37	(R\$ 20,27)
77	R\$ 205,39	0	R\$ 205,39	R\$ 185,12
78	R\$ 206,42	0	R\$ 206,42	R\$ 391,54
79	R\$ 207,45	0	R\$ 207,45	R\$ 598,99

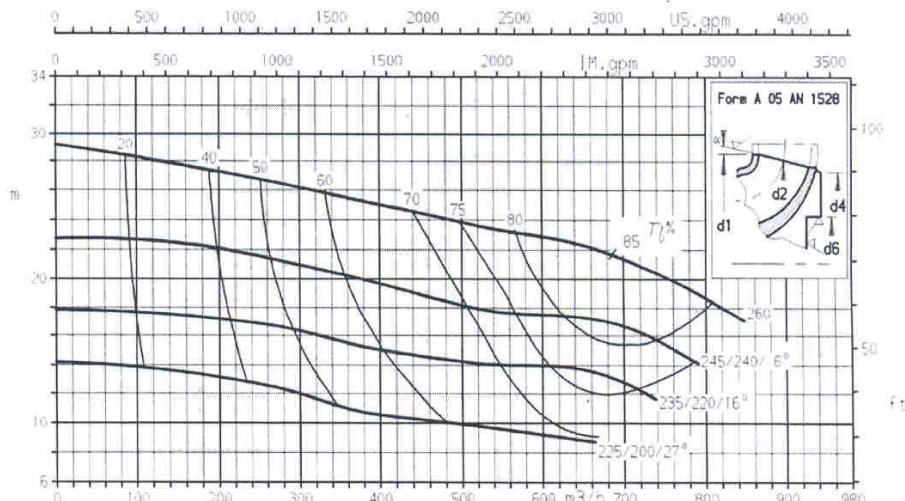
Caso 3				
Meses	Entrada	Saida	Fluxo Caixa	Saldo VF
0	R\$ 78,91	0	R\$ 78,91	R\$ 78,91
1	R\$ 79,31	(R\$ 218,35)	(R\$ 139,05)	(R\$ 60,13)
2	R\$ 79,70	(R\$ 218,35)	(R\$ 138,65)	(R\$ 198,78)
3	R\$ 80,10	(R\$ 218,35)	(R\$ 138,25)	(R\$ 337,04)
4	R\$ 80,50	(R\$ 218,35)	(R\$ 137,85)	(R\$ 474,89)
5	R\$ 80,91	(R\$ 218,35)	(R\$ 137,45)	(R\$ 612,34)
6	R\$ 81,31	0	R\$ 81,31	(R\$ 531,03)
7	R\$ 81,72	0	R\$ 81,72	(R\$ 449,31)
8	R\$ 82,13	0	R\$ 82,13	(R\$ 367,18)
9	R\$ 82,54	0	R\$ 82,54	(R\$ 284,65)
10	R\$ 82,95	0	R\$ 82,95	(R\$ 201,70)
11	R\$ 83,36	0	R\$ 83,36	(R\$ 118,34)
12	R\$ 83,78	0	R\$ 83,78	(R\$ 34,56)
13	R\$ 84,20	0	R\$ 84,20	R\$ 49,64
14	R\$ 84,62	0	R\$ 84,62	R\$ 134,26
15	R\$ 85,04	0	R\$ 85,04	R\$ 219,31

Caso 4				
Meses	Entrada	Saida	Fluxo Caixa	Saldo VF
0	R\$ 143,48	0	R\$ 143,48	R\$ 143,48
1	R\$ 144,20	(R\$ 3.279,03)	(R\$ 3.134,83)	(R\$ 2.991,36)
2	R\$ 144,92	(R\$ 3.279,03)	(R\$ 3.134,11)	(R\$ 6.125,47)
3	R\$ 145,64	(R\$ 3.279,03)	(R\$ 3.133,39)	(R\$ 9.258,86)
4	R\$ 146,37	(R\$ 3.279,03)	(R\$ 3.132,66)	(R\$ 12.391,52)
5	R\$ 147,10	(R\$ 3.279,03)	(R\$ 3.131,93)	(R\$ 15.523,45)
6	R\$ 147,84	0	R\$ 147,84	(R\$ 15.375,61)
7	R\$ 148,58	0	R\$ 148,58	(R\$ 15.227,04)
8	R\$ 149,32	0	R\$ 149,32	(R\$ 15.077,72)
9	R\$ 150,07	0	R\$ 150,07	(R\$ 14.927,65)
10	R\$ 150,82	0	R\$ 150,82	(R\$ 14.776,84)
11	R\$ 151,57	0	R\$ 151,57	(R\$ 14.625,27)
12	R\$ 152,33	0	R\$ 152,33	(R\$ 14.472,94)
13	R\$ 153,09	0	R\$ 153,09	(R\$ 14.319,85)
14	R\$ 153,85	0	R\$ 153,85	(R\$ 14.166,00)
15	R\$ 154,62	0	R\$ 154,62	(R\$ 14.011,37)
16	R\$ 155,40	0	R\$ 155,40	(R\$ 13.855,97)
17	R\$ 156,17	0	R\$ 156,17	(R\$ 13.699,80)
18	R\$ 156,96	0	R\$ 156,96	(R\$ 13.542,85)
19	R\$ 157,74	0	R\$ 157,74	(R\$ 13.385,11)
20	R\$ 158,53	0	R\$ 158,53	(R\$ 13.226,58)
21	R\$ 159,32	0	R\$ 159,32	(R\$ 13.067,26)
22	R\$ 160,12	0	R\$ 160,12	(R\$ 12.907,14)
23	R\$ 160,92	0	R\$ 160,92	(R\$ 12.746,22)
24	R\$ 161,72	0	R\$ 161,72	(R\$ 12.584,50)
25	R\$ 162,53	0	R\$ 162,53	(R\$ 12.421,97)
26	R\$ 163,34	0	R\$ 163,34	(R\$ 12.258,62)
27	R\$ 164,16	0	R\$ 164,16	(R\$ 12.094,46)
28	R\$ 164,98	0	R\$ 164,98	(R\$ 11.929,48)
29	R\$ 165,81	0	R\$ 165,81	(R\$ 11.763,67)
30	R\$ 166,64	0	R\$ 166,64	(R\$ 11.597,04)
31	R\$ 167,47	0	R\$ 167,47	(R\$ 11.429,57)
32	R\$ 168,31	0	R\$ 168,31	(R\$ 11.261,26)
33	R\$ 169,15	0	R\$ 169,15	(R\$ 11.092,11)
34	R\$ 169,99	0	R\$ 169,99	(R\$ 10.922,12)
35	R\$ 170,84	0	R\$ 170,84	(R\$ 10.751,28)
36	R\$ 171,70	0	R\$ 171,70	(R\$ 10.579,58)
37	R\$ 172,56	0	R\$ 172,56	(R\$ 10.407,02)
38	R\$ 173,42	0	R\$ 173,42	(R\$ 10.233,60)
39	R\$ 174,29	0	R\$ 174,29	(R\$ 10.059,32)
40	R\$ 175,16	0	R\$ 175,16	(R\$ 9.884,16)
41	R\$ 176,03	1	R\$ 177,03	(R\$ 9.707,13)
42	R\$ 176,91	2	R\$ 178,91	(R\$ 9.528,21)
43	R\$ 177,80	3	R\$ 180,80	(R\$ 9.347,42)
44	R\$ 178,69	4	R\$ 182,69	(R\$ 9.164,73)
45	R\$ 179,58	5	R\$ 184,58	(R\$ 8.980,15)
46	R\$ 180,48	6	R\$ 186,48	(R\$ 8.793,67)
47	R\$ 181,38	7	R\$ 188,38	(R\$ 8.605,29)
48	R\$ 182,29	8	R\$ 190,29	(R\$ 8.415,00)
49	R\$ 183,20	9	R\$ 192,20	(R\$ 8.222,80)
50	R\$ 184,12	10	R\$ 194,12	(R\$ 8.028,69)
51	R\$ 185,04	11	R\$ 196,04	(R\$ 7.832,65)
52	R\$ 185,96	12	R\$ 197,96	(R\$ 7.634,69)
53	R\$ 186,89	13	R\$ 199,89	(R\$ 7.434,80)
54	R\$ 187,82	14	R\$ 201,82	(R\$ 7.232,98)
55	R\$ 188,76	15	R\$ 203,76	(R\$ 7.029,21)
56	R\$ 189,71	16	R\$ 205,71	(R\$ 6.823,50)
57	R\$ 190,66	17	R\$ 207,66	(R\$ 6.615,85)
58	R\$ 191,61	18	R\$ 209,61	(R\$ 6.406,24)
59	R\$ 192,57	19	R\$ 211,57	(R\$ 6.194,67)
60	R\$ 193,53	20	R\$ 213,53	(R\$ 5.981,14)
61	R\$ 194,50	21	R\$ 215,50	(R\$ 5.765,64)
62	R\$ 195,47	22	R\$ 217,47	(R\$ 5.548,17)
63	R\$ 196,45	23	R\$ 219,45	(R\$ 5.328,72)
64	R\$ 197,43	24	R\$ 221,43	(R\$ 5.107,29)
65	R\$ 198,42	25	R\$ 223,42	(R\$ 4.883,87)
66	R\$ 199,41	26	R\$ 225,41	(R\$ 4.658,46)
67	R\$ 200,41	27	R\$ 227,41	(R\$ 4.431,06)
68	R\$ 201,41	28	R\$ 229,41	(R\$ 4.201,65)
69	R\$ 202,42	29	R\$ 231,42	(R\$ 3.970,23)
70	R\$ 203,43	30	R\$ 233,43	(R\$ 3.736,81)
71	R\$ 204,44	31	R\$ 235,44	(R\$ 3.501,36)
72	R\$ 205,46	32	R\$ 237,46	(R\$ 3.263,89)
73	R\$ 206,49	33	R\$ 239,49	(R\$ 3.024,40)
74	R\$ 207,53	34	R\$ 241,53	(R\$ 2.782,87)
75	R\$ 208,56	35	R\$ 243,56	(R\$ 2.539,31)
76	R\$ 209,61	36	R\$ 245,61	(R\$ 2.293,70)
77	R\$ 210,66	37	R\$ 247,66	(R\$ 2.046,04)
78	R\$ 211,71	38	R\$ 249,71	(R\$ 1.796,34)
79	R\$ 212,77	39	R\$ 251,77	(R\$ 1.544,57)
80	R\$ 213,83	40	R\$ 253,83	(R\$ 1.290,74)
81	R\$ 214,90	41	R\$ 255,90	(R\$ 1.034,84)
82	R\$ 215,97	42	R\$ 257,97	(R\$ 776,86)
83	R\$ 217,05	43	R\$ 260,05	(R\$ 516,81)
84	R\$ 218,14	44	R\$ 262,14	(R\$ 254,67)
85	R\$ 219,23	45	R\$ 264,23	R\$ 9,56
86	R\$ 220,33	46	R\$ 266,33	R\$ 275,89
87	R\$ 221,43	47	R\$ 268,43	R\$ 544,32
88	R\$ 222,54	48	R\$ 270,54	R\$ 814,85

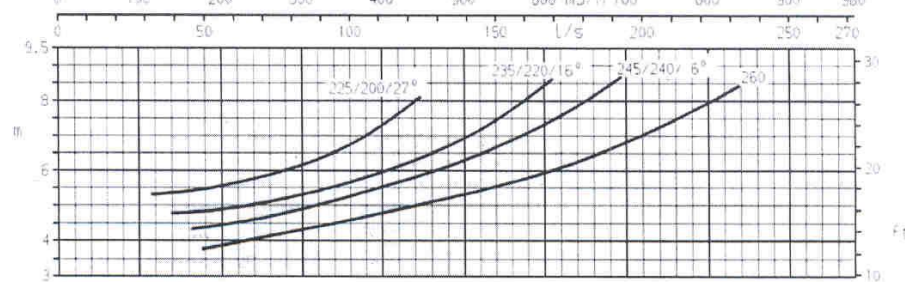
ANEXO A – CURVAS CARACTERÍSTICAS DA BOMBA

Bomba Tipo Pump Type Tipo de Bomba	KSB CPK	Tamanho Size Tamaño	200-250	
Oferta nº Project - No. Oferta - nº	Item nº Item - No. Pos - nº	Velocidade Nominal Nom. Rotative Speed Velocidad Nominal		
		1750 rpm		

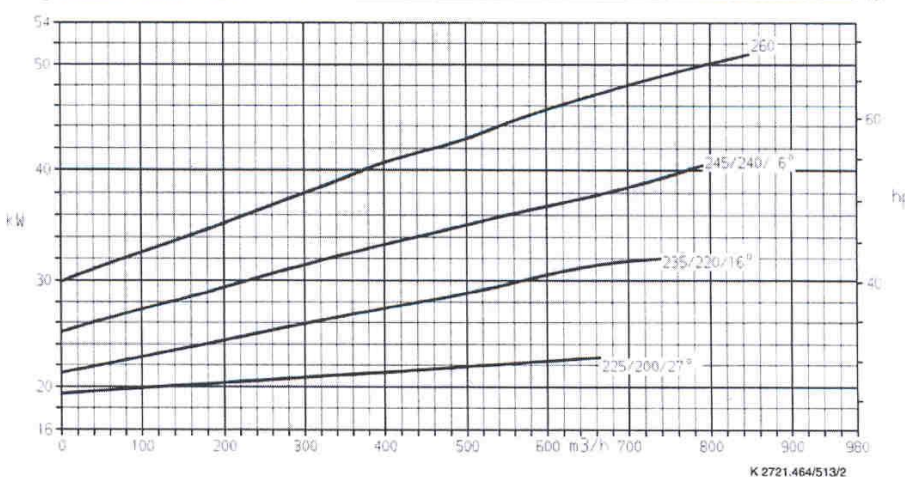
Altura Manométrica
 Head
 Altura Manométrica



NPSH



Potência Necessária
 Shaft Power
 Potencia Necesaria

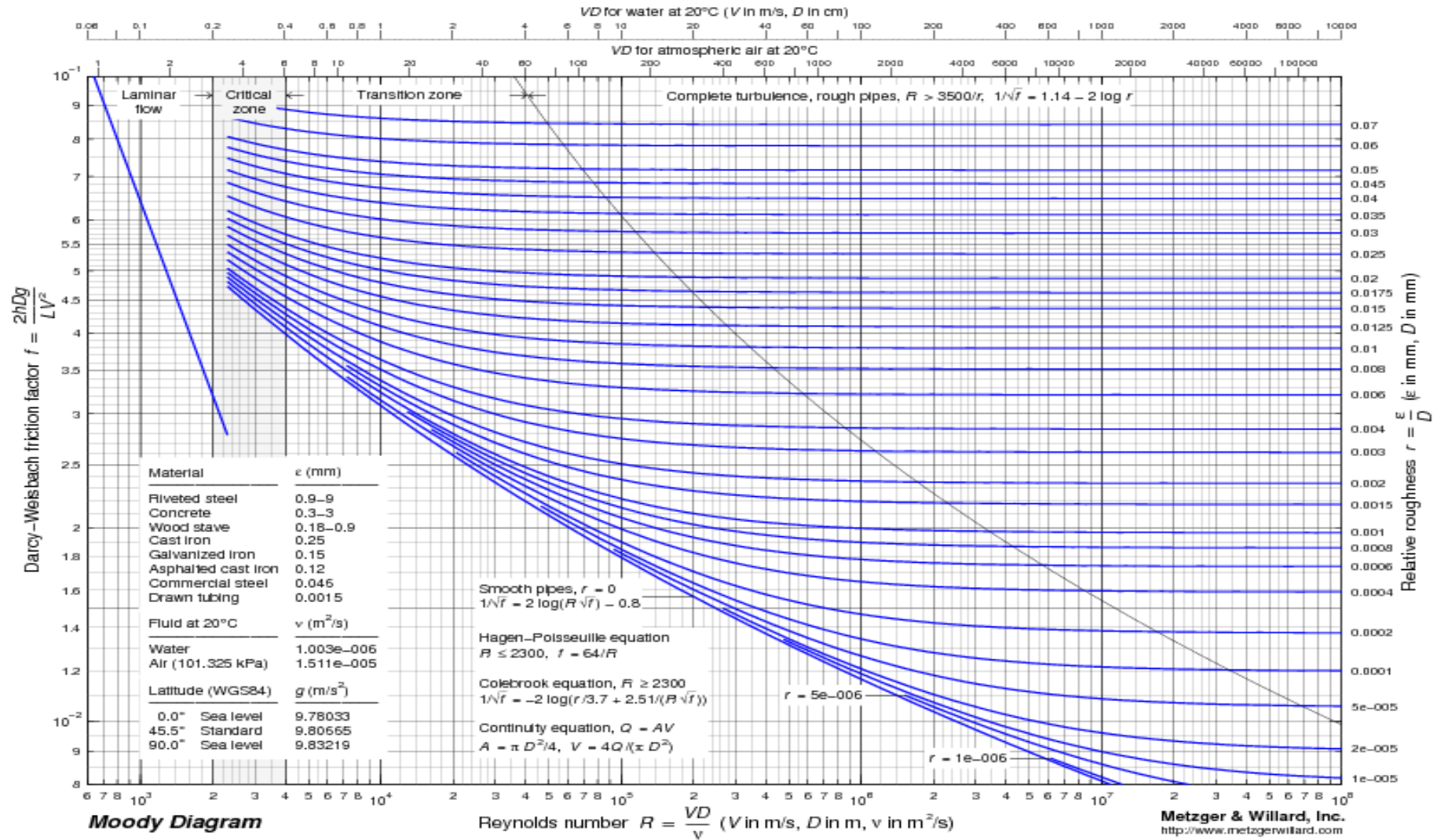


Dados válidos para densidade de 1 kg/dm³ e viscosidade cinemática até 20 mm²/s.
 Data applies to a density of 1 kg/dm³ and Kinematical viscosity up to 20 mm²/s.
 Datos válidos para densidad 1 kg/dm³ y viscosidad cinemática hasta 20 mm²/s.

Garantia das características de funcionamento conforme ISO 2548.
 Operating data according to ISO 2548.
 Garantía de las características de funcionamiento según ISO 2548.

K 2721.464/513/2

ANEXO B – DIAGRAMA DE MOODY



ANEXO C – Norma Petrobras N-76 Materiais de Tubulação para Instalações de Refino e Transporte.

-PÚBLICO-



N-76	REV.G		12 / 2012
------	-------	--	-----------

MATERIAIS DE TUBULAÇÃO Padronização : **Ab**

NORMA BÁSICA ASME B31.3		CLASSE 125 FP		MATERIAL DO TUBO Aço-carbono		TEMP. MÁXIMA: 80 °C TEMP. MÍNIMA: 0 °C		CORROSÃO ADM. 3,2 mm		
SERVIÇO: Água de refrigeração, água bruta.										
MAT.	DIÂMETRO (NPS)		CLASSE OU ESP.	EXTR.	DESCRIÇÃO (Ver norma N-1693)	CÓDIGO				
	DE	ATÉ								
V Á L V L A S (Anexo A)	BLOQUEIO (73)	3/4	1 1/2	200	RO	VGA de Bronze ASTM B62, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, HARI, CTU, MSS SP-80.	VGA-200-01			
		2	12	125	FLG FP	VGA de FFU ASTM A126 CL B, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, HARE, CA, MSS SP-70.	VGA-125-01			
		14	42	125	FLG FP	Idem, c/engr. de redução.	VGA-125-01			
		2	10	(67)	Wafer	VBO de FFU ASTM A536 Gr 65-45-12, obtur. ASTM A536 Gr 65-45-12, sede Buna-N, API 609, categoria A. (12)(67)	VBO-150-01			
		12	20	(67)	Wafer	Idem, c/engr. de redução. (12)(67)	VBO-150-01			
		24	42	(67)	Lug	Idem, c/engr. de redução. (12)(67)	VBO-150-03			
	REGULAGEM	3/4	1 1/2	200	RO	VGL de Bronze ASTM B62, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, HARI, CTU, MSS SP-80.	VGL-200-01			
		2	12	125	FLG FP	VGL de FFU ASTM A126 CL B, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, HARE, CA, CEN EN 13789.	VGL-125-01			
		3/4	1 1/2	200	RO	VRE tipo portinhola de Bronze ASTM B62, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, TRD, MSS SP-80.	VRE-200-01			
	RETENÇÃO	2	24	125	FLG FP	VRE tipo portinhola de FFU ASTM A126 CL B, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, TAP, MSS SP-71.	VRE-125-01			
		26	42	125	Wafer	VRE tipo dupla portinhola de FFU ASTM A126 CL B, obtur. e sede de Bronze ASTM B148 Gr A/Buna-N, API 594.	VRE-125-02			
		3/4	1 1/2	200	RO	VRE tipo portinhola de Bronze ASTM B62, obtur. e sede de Bronze ASTM B62, TRD, MSS SP-80.	VRE-200-01			
TUBOS (Anexo B)	3/4	1 1/2	SCH 80	PR	AC API 5L Gr B PSL1, SC, ASME B36.10. (70)	T-02				
	2	-	SCH 80	PC	AC API 5L Gr B PSL1, SC ou CC, ASME B36.10.	T-02				
	3	6	SCH 40	PC	Idem.	T-02				
	8	12	SCH 20	PC	Idem.	T-02				
	14	-	0,250"	PC	Idem.	T-02				
	16	20	0,250"	PC	AC API 5L Gr B PSL1, CC, ASME B36.10.	T-02				
	24	42	0,375"	PC	Idem.	T-02				
	48	60	Calcular	PC	Idem.	T-02				
	3/4	1 1/2	SCH 80	PC	Idem.	T-02				
NIPLES (Anexo D)	3/4	1 1/2	300	AER	Niple Duplo Sext., FM ASTM A197 galv., ASME B16.3.	N-01				
	3/4	1 1/2	SCH 80	AER	Red. C., ASTM A234 Gr WPB galv., MSS SP-95.	N-03				
	3/4	1 1/2	SCH 80	AER	Red. E., idem, galv., MSS SP-95.	N-04				
CONEXÕES (Anexo C)	3/4	1 1/2	300	RO	FM ASTM A197, galvanizado, ASME B16.3/ASME B16.14/ASME B16.39. (79)	CXX-01				
	3/4	1 1/2	3000	RO	AFO ASTM A105, ASME B16.11. (79)	C11-02				
	2	60	(8)	PC	AC ASTM A234 Gr WPB, ASME B16.9. (8)(9)(79)	CXX-03				
FLANGES (Anexo F)	3/4	1 1/2	150	RO FP	AFO ASTM A105, ASME B16.5.	F-150-A2				
	2	24	150	SO FP	Idem.	F-150-B2				
	26	60	D	SO FP	Idem, ANWA C207 tabela 2.	F-150-B2				
	2	24	150	PE FP	Idem, ASME B16.5. (8)(58)	F-150-D2				
	3/4	24	150	CE FP	Idem.	F-150-E2				
	26	60	D	CE FP	Idem, ANWA C207 tabela 2.	F-150-E2				
PARAF. (Anexo E)	3/4	60	-	-	Tipo estojo, AL ASTM A193 Gr B7, porcas ASTM A194 Gr 2H, Hex. série pesada, ASME B16.5.	P-150-01				
JUNTAS (Anexo G)	3/4	10	1,6 mm	FP	Plana, Fibra de aramida, c/ borracha NBR, ASME B16.21.	J-125-01				
	12	24	3,2 mm	FP	Idem.	J-125-01				
	26	60	3,2 mm	FP	Idem, ANWA C207.	J-125-01				