

Universidade Federal de Juiz de Fora  
Faculdade de Engenharia Elétrica  
Departamento de Energia

Gustavo Fernandes Oliveira

**ENSAIOS NA BANCADA DE BOMBA CENTRÍFUGA DO LEENER DA UFJF  
VISANDO A ECONOMIA DE ENERGIA**

Trabalho de Conclusão de Curso

Juiz de Fora  
2017

Gustavo Fernandes Oliveira

**ENSAIOS NA BANCADA DE BOMBA CENTRÍFUGA DO LEENER DA UFJF  
VISANDO A ECONOMIA DE ENERGIA**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Coordenação do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica, da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Elétrica, habilitação em Energia.

Orientador: Prof. Cristiano Gomes Casagrande, Dr. Eng.

Juiz de Fora  
2017

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Oliveira, Gustavo Fernandes.

ENSAIOS NA BANCADA DE BOMBA CENTRÍFUGA DO LEENER DA UFJF VISANDO A ECONOMIA DE ENERGIA / Gustavo Fernandes Oliveira. -- 2017.

53 f. : il.

Orientador: Cristiano Gomes Casagrande

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2017.

1. Sistemas de bombeamento. 2. Eficiência energética. 3. Combate ao desperdício. 4. Operação. 5. Sistemas motrizes. I. Casagrande, Cristiano Gomes, orient. II. Título.

Gustavo Fernandes Oliveira

**ENSAIOS NA BANCADA DE BOMBA CENTRÍFUGA DO LEENER DA UFJF  
VISANDO A ECONOMIA DE ENERGIA**

Trabalho de Conclusão de Curso submetido à Coordenação do Curso de Graduação em Engenharia Elétrica, da Universidade Federal de Juiz de Fora, como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Elétrica, habilitação em Energia.

**BANCA EXAMINADORA**

---

Prof. Cristiano Gomes Casagrande, Dr. Eng. – UFJF (Orientador)

---

Prof. Danilo Pereira Pinto, D. Sc. – UFJF

---

Prof. Israel Filipe Lopes, M. Eng. – UFJF

Juiz de Fora, MG, Brasil.

Março de 2017

*À minha família,  
que sempre esteve ao meu lado nessa jornada.*

*Em memória de  
Geraldo Fernandes*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiro ao Deus, que me permitiu chegar aonde cheguei e me dar a oportunidade de continuar fazendo o bem.

Agradeço aos meus Pais, por me dedicarem suas vidas ao meu crescimento, nunca deixando de lado o carinho, proteção e amor.

Ao meu irmão que sempre está do meu lado, e quando alguma dificuldade surge, está sempre disponível.

Aos meu Tios e Tias, que sempre me apoiaram e me ajudaram no que era preciso.

À minha namorada, Claudia, que esteve comigo na fase mais difícil da minha vida, sempre me fazendo feliz, me dando os melhores conselhos e sendo parceira, meu muito obrigado.

Ao meu orientador Casagrande, por me motivar e compartilhar seu conhecimento para que este trabalho fosse possível. Aos professores Israel e Danilo por contribuírem para este trabalho.

Aos meus amigos do grupo PET Elétrica UFJF, e em especial ao meu tutor e amigo Francisco José Gomes.

À BRMALLS, por me fazer uma pessoa melhor que eu era há 2 anos atrás. Aos amigos que fiz lá: Tamires, Guilherme, Thiago, Juliane e todo time Independência Shopping. Aos meus gestores: Costa, S1, Pedro Guelli e Pedro Caixeiro.

Aos meus amigos de infância e que até hoje estão comigo: Novais, Fábio, Hugo, Victor, Eduardo e Siqueira.

Enfim, deixo meus sinceros agradecimentos a todos os amigos que de uma ou outra forma estiveram comigo direta ou indiretamente durante este tempo. Poderia escrever dez páginas de agradecimentos à todos que me ajudaram para que eu chegasse até aqui, mas ainda faltariam muitas pessoas.

*“If you go as far as you can see,  
You will then see enough to go even farther”.*

*John Wooden*

## RESUMO

O cenário energético atual exige das empresas um investimento cada vez maior em eficiência energética. E os setores que mais consomem energia atualmente são o foco das empresas de serviço em conservação de energia - ESCO's. A indústria e o comércio representam mais de 55% do consumo de eletricidade total do Brasil, e as maiores cargas instaladas nesses setores são sistemas motrizes. Tem-se um leque de possibilidades de redução de consumo a partir do *retrofit* de equipamentos e principalmente, operação. Com a bancada de bombas centrífugas e dinamômetro disponível no Laboratório de Eficiência Energética – LEENER, da Universidade Federal de Juiz de Fora, o presente estudo tem como objetivo verificar na prática diferentes modos de operação das bombas hidráulicas, assim como aspectos construtivos e características. Com base na teoria de mecânica dos fluidos e hidrodinâmica, ensaios foram realizados na bancada, a fim de se verificar aspectos operacionais e de manutenção, em prol da eficiência energética.

Palavras-chave: Bombas; Sistemas Motrizes; Eficiência Energética; ESCO; Combate ao Desperdício de Energia.



## SUMÁRIO

### Capítulo 1

Introdução .....	12
1.1. Considerações Iniciais .....	12
1.2. O sistema de bombeamento na Indústria e Condomínios Comerciais.....	14
1.3. Objetivos .....	15
1.4. Estrutura do Trabalho .....	15

### Capítulo 2

Sistemas de Bombeamento.....	16
2.1. Grandezas envolvidas e propriedades dos fluidos.....	16
2.2. Aspectos construtivos.....	17
2.2.1. Fase de projeto.....	17
2.2.2. Tubulação e perdas do sistema.....	18
2.2.3. Curva característica do sistema.....	24
2.2.4. Classificação e características das bombas.....	24
2.2.5. Formas de operação.....	28

### Capítulo 3

A bancada de estudos: estrutura e ensaios.....	32
3.1. A bancada de bomba centrífuga e dinamômetro.....	32
3.1.1. O acionamento.....	32
3.1.2. Os motores e a bomba centrífuga.....	34
3.1.3. O sistema de bombeamento.....	37
3.1.4. O medidor de energia.....	38
3.1.5. O controlador lógico programável e rede de comunicação.....	39
3.1.6. O sistema supervisor.....	40
3.2. Ensaios realizados na bancada de estudos.....	41

### Capítulo 4

Resultados.....	42
4.1. Curva característica do sistema.....	42
4.2. Curva característica da bomba.....	44
4.3. Ponto de Operação.....	46
4.4. Comparação entre métodos de controle.....	48

4.5. Termografia para verificação das perdas na tubulação.....	50
Capítulo 5	
Conclusões .....	52
5.1. Conclusões .....	52
5.2. Trabalhos futuros .....	53
Referências Bibliográficas .....	54

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Risco anual de déficit por subsistema, 2008 .....	12
Figura 1.2 – Risco anual de déficit por subsistema, 2015 .....	13
Figura 1.3 – Composição setorial do consumo de eletricidade .....	13
Figura 2.1 – Diagrama de Moody .....	21
Figura 2.2 – Rugosidade relativa e coeficiente de atrito .....	22
Figura 2.3 – Curva característica de uma instalação .....	24
Figura 2.4 – Classificações dos principais tipos de bombas .....	25
Figura 2.5 – Bomba centrífuga radial .....	25
Figura 2.6 – Principais curvas características de bombas .....	26
Figura 2.7 – Ponto de operação de uma bomba .....	28
Figura 2.8 – Ponto de operação alterado por ação de uma válvula .....	29
Figura 2.9 – Ponto de operação alterado por ação de do conversor de frequência .....	30
Figura 3.1 – Bancada de bomba centrífuga e dinamômetro do LEENER – UFJF .....	32
Figura 3.2 – Tipos de curvas de bombas centrífugas .....	36
Figura 3.3 – Visão geral do sistema que compõe a bancada .....	37
Figura 3.4 – Esquemático da rede de comunicação da bancada de bomba centrífuga .....	39
Figura 3.5 – Tela de fluxograma do sistema de bombeamento e dinamômetro .....	40
Figura 4.1 – Tela de banco de dados na interface do supervisor .....	42
Figura 4.2 – Curva característica da instalação (pressão x vazão) .....	43
Figura 4.3 – Curva característica da instalação (pressão x vazão) com efeito do tempo .....	44
Figura 4.4 – Curva característica da bomba (pressão x vazão) .....	45
Figura 4.5 – Curva característica da bomba (pressão x vazão) com efeito do tempo .....	46
Figura 4.6 – Ponto de operação .....	47
Figura 4.7 – Ponto de operação com efeito do tempo .....	47
Figura 4.8 – Vazão vs. Pressão vs. Potência: controle por inversor .....	48
Figura 4.9 – Vazão vs. Pressão vs. Potência: controle por válvula .....	48
Figura 4.10 Vazão vs. Potência: controle por meio de inversor e por válvula .....	49
Figura 4.11 – Vazão vs. Pressão: controle por meio de inversor e por válvula .....	49
Figura 4.12 – Vazão % vs. Pressão %: economia com uso de inversor .....	50
Figura 4.13 Termografia em uma tubulação reta e em uma curva de 90° .....	50

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 2.1 – Grandezas e unidades de medidas .....	16
Tabela 2.2 – Valores de K para diferentes tipos de peças de tubulações .....	23
Tabela 3.1 – Dados dos motores que compõem a bancada .....	34
Tabela 3.2 – Dados da bomba centrífuga radial que compõe a bancada .....	35
Tabela 3.3 – Legenda para componentes do sistema .....	38
Tabela 4.1 – Medições para obtenção da curva de instalação .....	43
Tabela 4.2 – Medições para obtenção da curva da bomba .....	45

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1. Considerações Iniciais

O Brasil está enfrentando os resquícios de uma crise energética sem precedentes. Em 2001 ocorreu o colapso do sistema, culminando no “apagão” e uma sociedade que reviu todos os hábitos de consumo de energia. Em 2015, a falta de investimentos no setor, aliada ao aumento gradativo do consumo de energia elétrica – um apelo inerente aos tempos modernos – resultaram novamente em uma crise. Não chegou a alcançar a mesma situação vista no início do século XXI, porém, novamente, população e governo se viram na necessidade de mudar. Abaixo as Figuras 1.1 e 1.2 extraídas do relatório do PDE 2008 e 2015, mostram o risco de déficit numa escala de 0-5%.

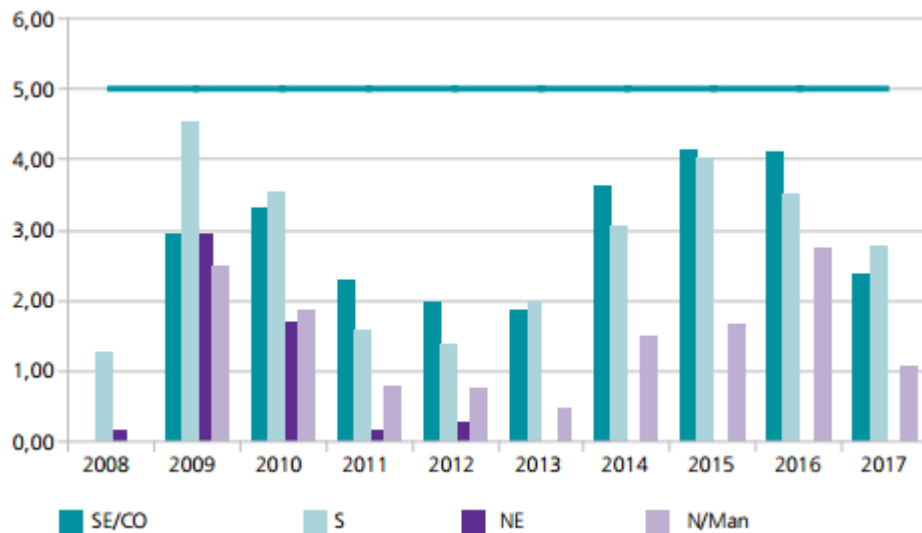


Figura 1.1 – Risco anual de déficit por subsistema 2008 (Fonte: EPE, 2008).

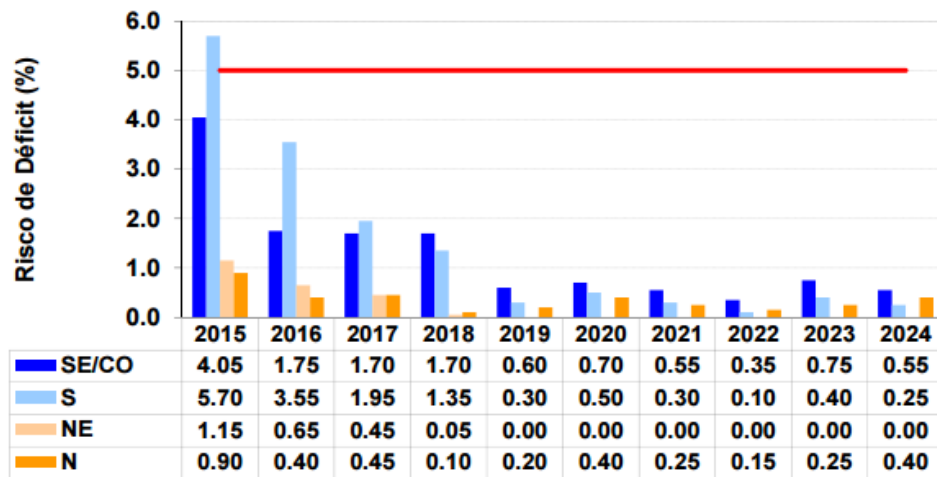


Figura 1.2 – Risco anual de déficit por subsistema 2015 (Fonte: EPE, 2015).

A busca por fontes geradoras de energia que suprissem o sistema, fez com que o governo aumentasse o incentivo, admitindo as fontes renováveis como uma das soluções ao problema. De janeiro de 2015 a maio de 2016 mais de 3,5 mil conexões de energia fotovoltaica distribuída foram instaladas, sendo que 79% foram em residências (MME, 2016).

Em particular o setor industrial e comercial vem encontrando dificuldades em expandir e a crise do setor energético é um dos fatores que estão fazendo as empresas olharem cada vez mais para dentro e observarem tudo que pode ser feito para reduzir os custos. Esses dois setores correspondem à cerca de 55% do consumo de eletricidade do Brasil, apresentado na Figura 1.3 (EPE, 2016).

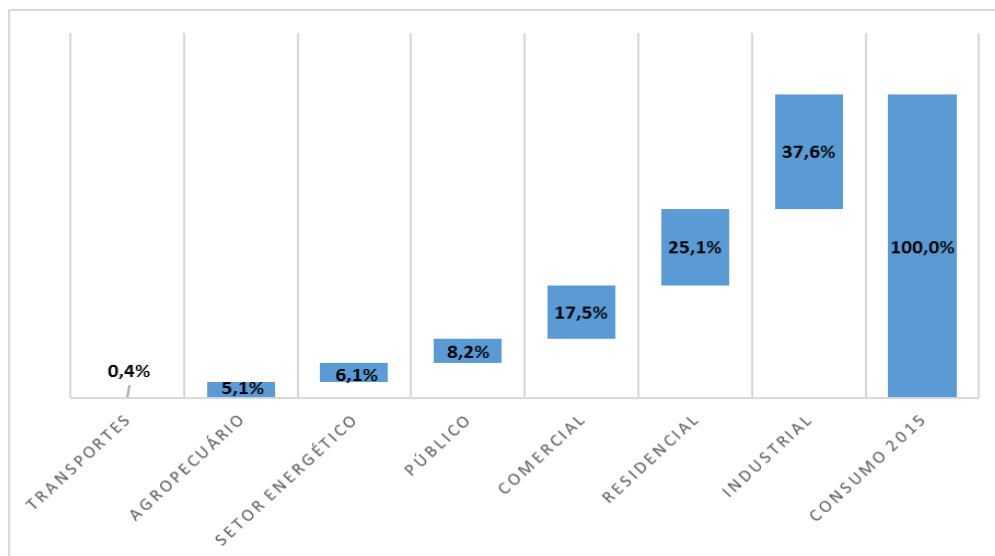


Figura 1.3 – Composição setorial do consumo de eletricidade (Fonte: EPE, 2015).

Dessa forma, ações para o aumento da eficiência energética são vitais e possuem alto impacto no alcance das metas de redução de consumo e perdas, e agindo como virtuais geradores de energia.

## **1.2. Os Sistemas de Bombeamento na Indústria e Condomínios Comerciais**

Nas indústrias e edificações comerciais, as máquinas hidráulicas, em particular os conjuntos “moto-bomba”, são responsáveis por grande parcela da demanda instalada.

No sistema de bombeamento, os motores elétricos têm como carga as bombas, que são responsáveis pelo transporte de fluidos.

Em levantamento feito no Independência Shopping, em Juiz de Fora, MG, a representatividade das bombas de água gelada do sistema de ar condicionado, mais as bombas de recalque e sistema de combate ao incêndio, chega a 11% da demanda instalada.

De maneira geral, os sistemas de bombeamento de água sofrem com grandes desperdícios de energia, no que diz respeito à operação e envelhecimento do sistema. Por exemplo, nos sistemas de bombeamento é comum o uso da variação de vazão. Para isso, o sistema é projetado para fornecer uma vazão máxima e, a partir desse valor, são utilizados métodos de controle capazes de reduzir a vazão de trabalho (JÚNIOR, 2006). O método mais antigo e mais utilizado emprega o uso de válvulas de estrangulamento para regular a vazão. Além deste, também existe o chamado controle por meio de válvulas *bypass*. Todavia, a forma como esses tipos de controle é realizada faz com que o sistema opere com grandes desperdícios de energia. Outro método existente, e em crescente difusão, consiste em utilizar dispositivos eletrônicos chamados inversores de frequência capazes de controlar a velocidade de rotação das bombas, por meio da variação da velocidade de motores de indução trifásicos. Esses dispositivos, mais conhecidos como inversores de frequência, apresentam um maior custo, comparado com as válvulas de estrangulamento, entretanto o seu uso permite que o sistema de bombeamento opere com menos desperdício de energia elétrica no controle de vazão (LOPES, 2010).

Outras duas causas de perdas muito grandes nos sistemas de bombeamento são os vazamentos e corrosões nas tubulações. Segundo informações do Sistema Nacional de Informações sobre Saneamento (SNIS), o Brasil, no ano de 2015, perdeu cerca de 37% da água distribuída pelos prestadores de serviço, em relação à água produzida (SNIS, 2015).

### **1.3. Objetivos**

Conforme visto nos itens 1.1 e 1.2, os sistemas motrizes são parcela importante do consumo e, no cenário atual, é necessário realizar estudos com o foco em eficiência energética. O presente trabalho busca realizar um estudo sobre os sistemas de bombeamento, desde aspectos construtivos e operação de modo a ter maior eficiência energética, a análise de desempenho conforme o envelhecimento das instalações. Para isso foi utilizada a bancada de “Bomba Centrífuga e Dinamômetro” do Ambiente de Sistemas Motrizes do Laboratório de Eficiência Energética (LEENER) da Universidade Federal de Juiz de Fora, como ferramenta para realização de ensaios simulando instalações de grande porte.

É importante mencionar que toda a metodologia dos estudos para o combate ao desperdício de energia consiste em analisar bancos de dados, comportamento mecânico e formas de operação, como uma auditoria energética do sistema e a partir disso, tirar conclusões sobre como será possível reduzir o consumo de energia elétrica.

### **1.4. Estrutura do trabalho**

Neste capítulo, vimos o cenário energético pelo qual passamos. Em uma mistura de cautela dos investidores e foco em melhoria de processos, planejamento e eficiência, tem-se o surgimento de diversas empresas de serviço em conservação de energia - ESCO's - e projetos em prol diversificação da matriz energética, expansão da geração e eficiência energética. Foi levantado também o perfil do consumo de energia atual, segundo o BEN 2016 – Balanço Energético Anual, no qual a indústria e o comércio representam mais da metade do consumo anual. Foi mostrado também que desses dois setores, a parcela referente aos sistemas motrizes é significativa e importante a ser levado em consideração nos estudos de operação e manutenção.

No capítulo 2, tem-se a base teórica necessária para se observar o comportamento dos sistemas de bombeamento. Aspectos construtivos, características dos sistemas, formas de operação e possíveis problemas também são apresentados neste capítulo.

O capítulo 3 apresenta a bancada de estudos, com descrição geral das bancadas e lista dos principais equipamentos presentes nela. Este capítulo traz também a metodologia utilizada nos ensaios e o que se espera dos mesmos.

Por fim, os capítulos 4 e 5 apresentam os resultados, interpretações e conclusões.



## Capítulo 2

### Sistemas de Bombeamento

O presente capítulo tem como objetivo estruturar toda a teoria, abrangendo de forma breve todas as propriedades necessárias para o projeto de um sistema de bombeamento. Em seguida são apresentadas características dos principais materiais usados e modos de operação do sistema.

#### 2.1. Grandezas envolvidas e propriedades dos fluidos

Para iniciar o estudo dos sistemas de bombeamento, é necessário a compreensão de alguns conceitos básicos e conhecimento das grandezas envolvidas. Este item, apresenta resumidamente as principais grandezas envolvidas no estudo através da Tabela 2.1 (ELETROBRÁS, 2005) abaixo e uma lista com explicação de outras propriedades.

Tabela 2.1 – Grandezas e unidades de medidas (ELETROBRÁS, 2005).

Grandeza	Símbolo	Unidade	Unidades práticas
Peso específico	$\gamma$	N/m <sup>3</sup>	kgf/m <sup>3</sup>
Pressão	$p$	N/m <sup>2</sup> (Pa)	kgf/cm <sup>2</sup>
Vazão (volumétrica)	$Q$	m <sup>3</sup> /s	l/s, m <sup>3</sup> /h
Viscosidade absoluta	$\mu$	N.s/m <sup>2</sup> (Pa.s)	cP (centipoise)
Viscosidade cinemática	$\nu$	m <sup>2</sup> /s	cSt (centistoke)
Energia (trabalho)	$W$	J (Nxm)	kWh, MWh
Potência	$P$	Watt	hp e cv
Frequência	$F$	Hz	rpm
Carga hidráulica (energia/volume)	$H$	mca	m

1) Número de Reynolds: é um número adimensional que retrata o tipo de movimento de um fluido: laminar ou turbulento (ELETROBRÁS, 2005).

Símbolo: Re.

2) Altura de sucção: é o desnível geométrico (altura) entre o nível dinâmico da captação e o bocal de sucção da bomba (SCHNEIDER, 2016).

Símbolo: AS, ou Hs.

Unidade: m, ou mca.

3) Altura de Recalque: é o desnível geométrico (altura) entre o bocal de sucção da bomba e o ponto de maior elevação do fluido até o destino final da instalação (reservatório de sucção, por exemplo) (SCHNEIDER, 2016).

Símbolo: AR, ou Hr.

Unidade: m.

4) Altura Manométrica Total: é a altura total (ou carga hidráulica total) exigida pelo sistema. A bomba deverá ceder energia suficiente ao fluido para que este alcance essa altura. São levados em consideração os desníveis geométricos de sucção de recalque, AS e AR, respectivamente, e as perdas de carga por atrito na tubulação (SCHNEIDER, 2016).

Símbolo: AMT ou HTM.

Unidade: m.

5) Perda de Carga: é a perda de energia devido ao atrito existente entre a parede interna da tubulação (tubos e conexões) e o fluido (SCHNEIDER, 2016).

Símbolo: h.

Unidade: mca.

## **2.2. Aspectos construtivos**

### **2.2.1. Fase de projeto**

Normalmente, quando é feita a encomenda do projeto de uma instalação hidráulica industrial, são fornecidos, no mínimo o local de onde o fluido deve ser retirado, o local onde o fluido deve chegar e o consumo de fluido (SANTOS, 2007). A partir destas informações, o

projeto é feito, e o que for dimensionado terá impacto efetivo na eficiência energética do sistema.

Lista-se abaixo, de maneira geral, as fases do projeto do sistema:

- Determinação, de acordo com o consumo de fluido fornecido, a vazão do projeto;
- Determinação da tubulação (válvulas e conexões) e calcular as perdas do sistema;
- Determinação da curva característica da instalação;
- Determinação da bomba, observando a vazão desejada, suprindo as perdas de carga com maior rendimento possível.

A vazão de projeto, conforme visto acima, normalmente já é informada para a concepção do projeto. Porém, através da equação (2.1) é possível determiná-la.

$$Q = \frac{V}{t} \quad (2.1)$$

Onde:

- Q: é a vazão, em m<sup>3</sup>/s no Sistema Internacional de Unidades (SI). Também pode ser tratada em m<sup>3</sup>/h. Isso varia em função da ordem de grandeza do sistema.
- V: é o volume médio de deslocamento do fluido, em m<sup>3</sup>;
- t: tempo, em segundos.

### **2.2.2. Tubulação e perdas do sistema**

Em primeiro lugar deve-se escolher o material dos tubos. Para essa escolha devem ser considerados: tipo de fluido, pressão, temperatura, agressividade, contaminação, custos etc.

Existem diversos materiais que podem ser utilizados, tais como: aço carbono, liga, inox, ferro fundido etc. O mais utilizado nas instalações hidráulicas industriais é o tubo de aço carbono, pois é o que apresenta menor relação custo/resistência mecânica (SANTOS, 2007).

Os tubos de aço podem ser com ou sem costura – que é o nome dado à solda. No caso de instalações para passagem de água, recomenda-se a utilização de tubulação galvanizada, que possui proteção contra corrosão. O tubo galvanizado não pode ser soldado, pois este processo queima a galvanização.

O cálculo do diâmetro da tubulação é dado pela fórmula de Bresse (2.2).

$$D = K \cdot \sqrt{Q} \quad (2.2)$$

Onde:

- D: é o diâmetro da tubulação, em metros;
- K: é um fator que leva em consideração os custos médios de energia elétrica, material da tubulação etc. Em média seu valor corresponde a 1,2.

As perdas de carga são divididas em dois tipos diferentes: a “perda de carga distribuída”, que é aquela que ocorre ao longo da tubulação de forma contínua; e a “perda de carga localizada”, que é aquela causada por pontos especiais (singularidades) na tubulação (válvulas, curvas etc.), provocando perdas de energia significativamente maiores que as perdas distribuídas (ELETROBRÁS, 2005).

Antes de formular cada caso de perda, é necessário frisar que foi considerado o caso em que há o escoamento turbulento do fluido. O escoamento é dito turbulento, quando as partículas se movem em todas as direções com velocidades variáveis, em direção e grandeza de um ponto para outro. Esta definição foi demonstrada experimentalmente por Osborne Reynolds, ao injetar uma pequena quantidade de líquido colorido na entrada de uma tubulação de vidro que conduzia água vinda de um tanque. Quando a velocidade do líquido no tubo era pequena, o líquido escorria seguindo linhas retas e paralelas. Ao aumentar a vazão de água no tubo por meio de válvulas, a linha do líquido começava a ficar ondulada e depois disto quebrava com a formação de vórtices, difundindo-se na massa de água.

Dessa forma, o tipo de regime turbulento não permite uma rígida análise matemática e algum tratamento experimental é utilizado.

**i) Perda em carga distribuída:**

A fórmula para a perda em carga distribuída de Darcy-Weisbach tem duas variações bastante usadas. A primeira, equação (2.3), não depende da vazão (MATTOS, 1998). Já a segunda, (2.4) depende (ELETROBRÁS, 2005).

$$h_d = f \frac{L}{D} * \frac{V^2}{2g} \quad (2.3)$$

Onde:

- $h_d$ : e a perda de carga distribuída, em metros ou ft;
- $f$ : é um coeficiente de atrito adimensional, obtido através de fórmulas teórico-experimentais ou gráficos, e é uma função do número de Reynolds e da rugosidade relativa da tubulação em estudo;
- $L$ : largura da tubulação, em metros ou ft;
- $D$ : é o diâmetro da tubulação, em metros ou ft;
- $V$ : velocidade, em m/s ou ft/s;
- $g$ : gravidade,  $g=9,81\text{m}^2/\text{s}$  ou  $32,2\text{ft}^2/\text{s}$ ;

$$h_d = Q^2 \frac{8.f.L}{\pi^2 .g.D^5} = 0,0826.f.L \frac{Q^2}{D^5} \quad (2.4)$$

O coeficiente  $f$  pode ser encontrado de duas formas: uma por meio de gráficos e por meio de fórmulas teórico-experimentais.

A primeira solução é obtida a partir do diâmetro da tubulação em cruzamento com a rugosidade relativa para um escoamento totalmente turbulento. De posse da rugosidade relativa e do número de Reynolds ( $Re > 4000$ ), é hora de encontrar o coeficiente  $f$  através do diagrama de Moody, na Figura 2.1 (MATTOS, 1998).

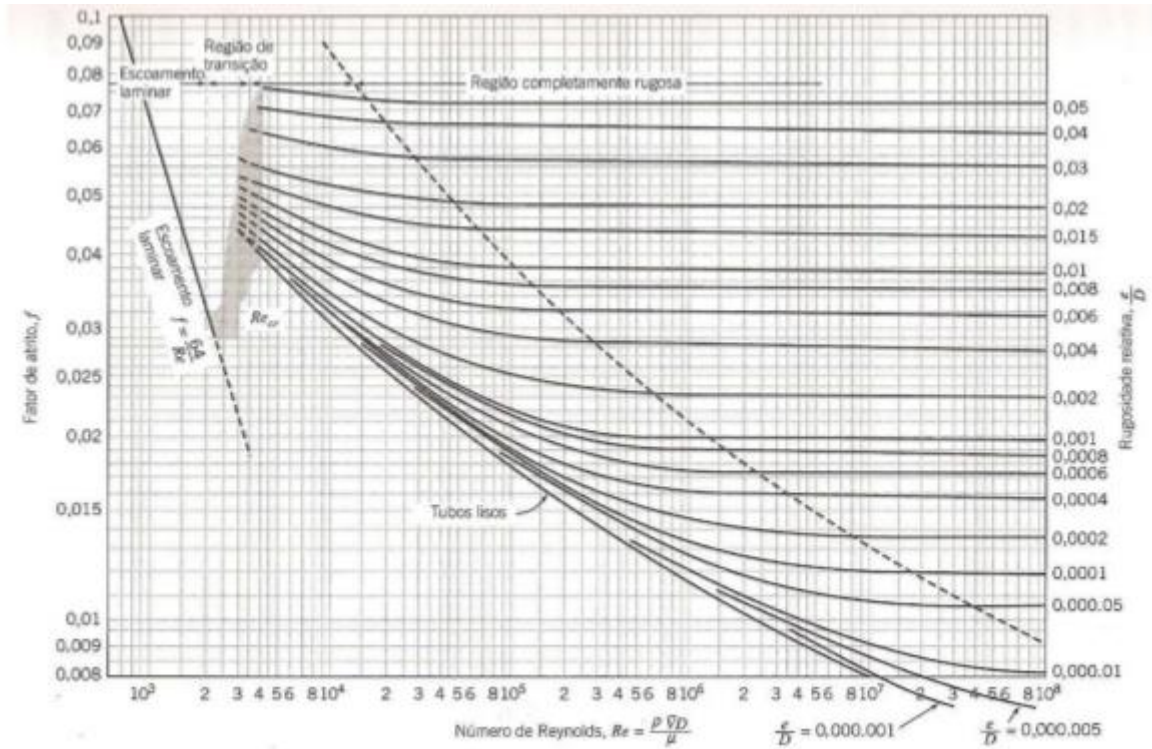


Figura 2.1 – Diagrama de Moody (Fonte: MATTOS et al, 1998).

A definição do coeficiente  $f$  por meio de fórmulas é demonstrada abaixo:

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 0,8 \cdot \ln \left( \frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{2,51}{Re \cdot \sqrt{f}} \right) \quad (2.5)$$

Onde:

- $\epsilon$  : é o coeficiente de rugosidade interna do tubo;
- $Re$ : número de Reynolds.

$$f = \frac{1,325}{\left[ \ln \left( \frac{\epsilon}{3,7 \cdot D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2} \quad (2.6)$$

A equação (2.5), proposta por Colebrook White (ELETROBRÁS, 2005), apresenta um inconveniente que é ter o termo  $f$ , dos dois lados da equação, necessitando de um método iterativo para resolução.

Assim, a equação (2.6) proposta por Swamee e Jain (ELETROBRÁS, 2005), aproxima a menos de 1% os resultados da fórmula de Colebrook White. A Figura 2.2, mostra o gráfico que permite obter a rugosidade do tubo.

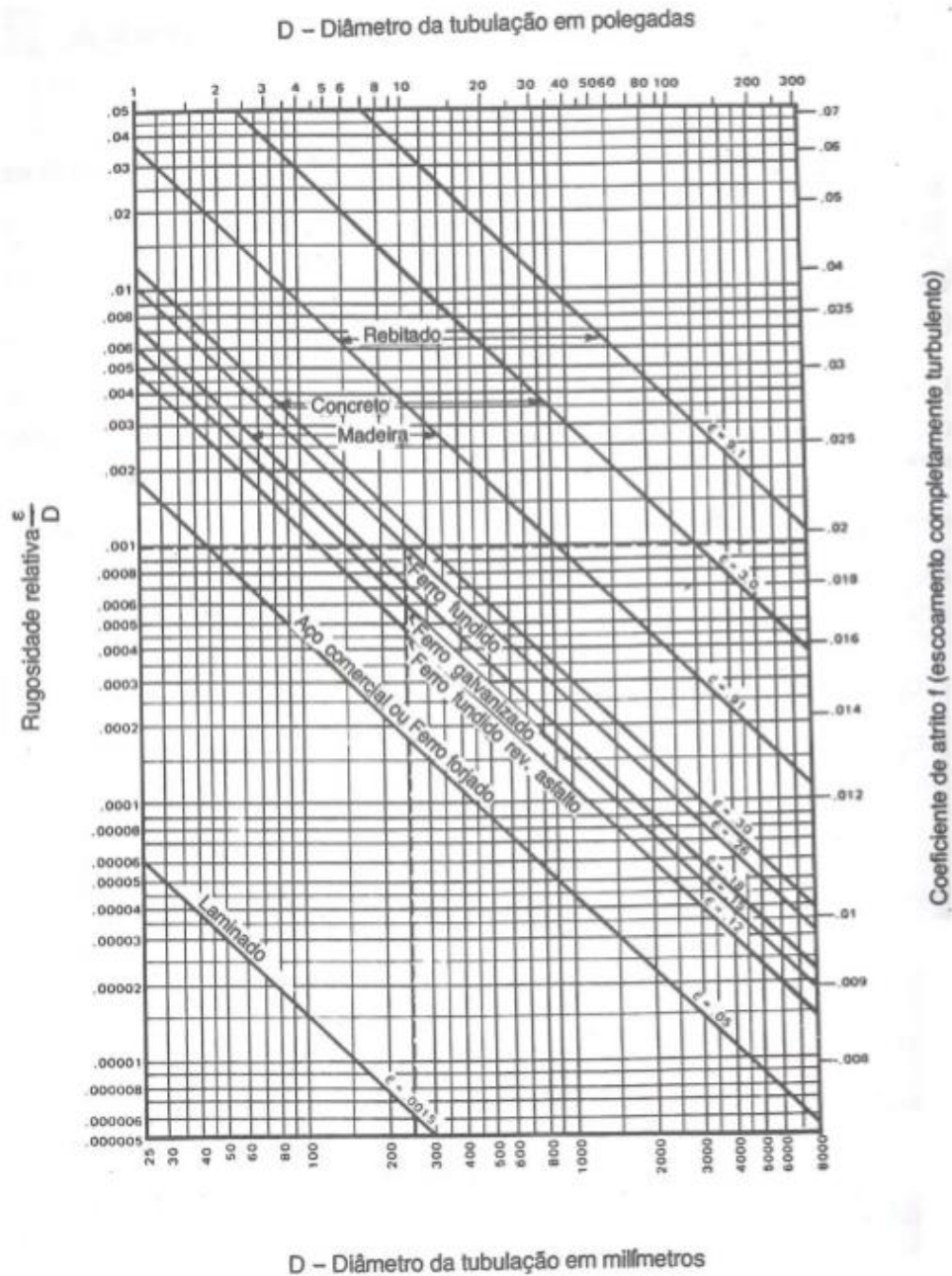


Figura 2.2 – Rugosidade relativa e coeficiente de atrito (Fonte: MATTOS et al, 1998).

**ii) Perda em carga localizada:**

O método direto para perda em carga localizada está descrito pela equação (2.7):

$$h_l = k \cdot \frac{V^2}{2 \cdot g} \quad (2.7)$$

Onde:

- $h_l$ : é o valor da perda em carga localizada, dado em mca;
- $k$ : é o “coeficiente de perda de carga localizada”, tabelado para diversos tipos peças de tubulações. Os principais valores de “ $k$ ” para alguns tipos de peças estão listados na Tabela 2.2. A norma “NBR 12214 – Projeto de Sistema de Bombeamento de Água para Abastecimento Público” apresenta uma tabela completa com os valores mais usuais para “ $k$ ” (ELETROBRÁS, 2005).

Tabela 2.2 – Valores de “ $k$ ” para diferentes tipos de peças de tubulações.

Tipo de Peça	Valor de k
Ampliação gradual (velocidade na seção menor)	0,3
Bocais	2,75
Comporta aberta	10,75
Cotovelo de 90 graus	0,9
Cotovelo de 45 graus	0,4
Crivo	0,75
Curva de 90 graus	0,4
Curva de 45 graus	0,2
Entrada normal em canalização	0,5
Registro de Gaveta aberto	0,2
Registro de Globo aberto	10
Tê de passagem direta	0,6
Tê de saída de lado	1,3
Válvula de pé	1,75
Válvula de retenção	2,5

Com isso, podemos concluir que a perda de carga total é expressa pela equação (2.8), e consista da soma de perda de carga distribuída e localizada.

$$h_{total} = h_d + h_l \quad (2.8)$$



### 2.2.3. Curva característica da instalação (CCI)

Após os cálculos das perdas, o cálculo da curva de instalação é necessário, pois para a escolha correta da bomba e ponto de operação, deve-se conhecer o sistema corretamente.

A equação (2.9) que deduz a curva de instalação tem a característica de uma parábola, em que a perda de carga  $h_t$  é somada a altura geométrica  $h_g$ , que nada mais é que a soma da altura da tubulação de sucção com a tubulação de recalque. A Figura 2.3, exemplifica a curva característica do sistema, ou instalação.

$$HMT = h_g + h_t \quad (2.9)$$

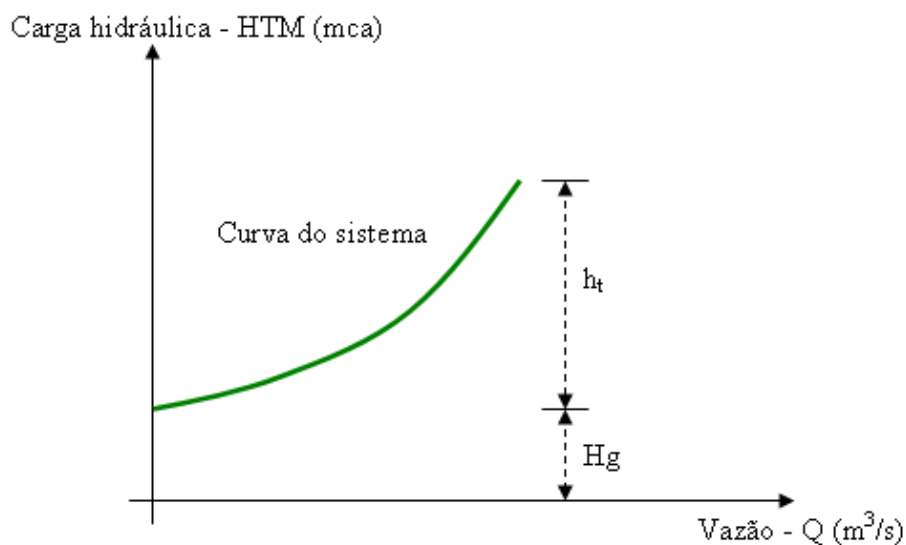


Figura 2.3 – Curva característica de uma instalação (Fonte: LOPES, 2010).

### 2.2.4. Classificação e características das bombas

A Figura 2.4 abaixo, resume todas as classes de bombas. Em destaque tem-se as bombas do tipo centrífugas radiais, que são as mais utilizadas atualmente em instalações hidráulicas industriais e comerciais. As bombas de deslocamento positivo são utilizadas em instalações em que a pressão tem mais importância que a vazão do fluido.



Figura 2.4 – Classificações dos principais tipos de bombas.

Nas bombas centrífugas ou dinâmicas, ocorre um vazamento interno que permite uma recirculação do fluido, com pressão e energia alterados.

Dando maior enfoque à bomba centrífuga radial, tem-se a Figura 2.5 abaixo, que mostra a bomba em um corte transversal.

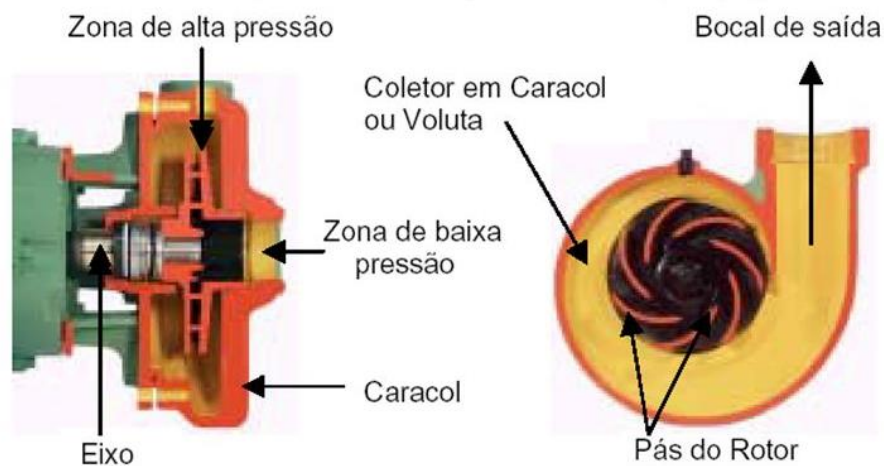


Figura 2.5 – Bomba centrífuga radial (Fonte: SCHNEIDER, 2016).

O fluido se aproxima na zona e baixa pressão, e alcança o rotor. No rotor, o fluido é obrigado a passar por canais formados pelas pás; recebe a energia da bomba (zona de alta pressão) e é lançado pela periferia ao bocal de saída. Entretanto, há uma folga entre o rotor e a carcaça do caracol, que permite passagem de água, ou vazamento interno. Essa passagem não é o caminho espontâneo do fluido, porém quando há uma regulagem de vazão por meio de válvulas, o fluido é obrigado a passar por essa folga. Obviamente, como o fluido é

incompreensível, tem-se uma quantidade menor entrando e, por consequência, uma quantidade menor saindo da bomba. A “porta” de entrada está aberta, a bomba está funcionando, mas o fluido não entra, pois não há espaço e não há fluxo. A pressão interna aumenta, mas não indefinidamente; quando atinge certo valor, fica constante, não precisando de válvula de alívio ou segurança. Abaixo a Figura 2.6, mostra as quatro principais curvas características das bombas.

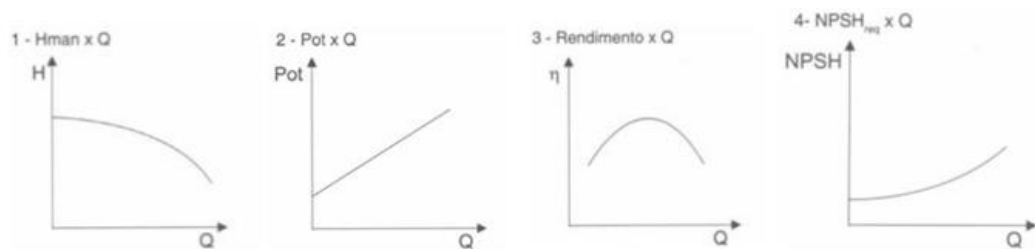


Figura 2.6 – Principais curvas características de bombas (Fonte: SOARES, 2016).

A primeira curva característica da bomba é a de vazão por carga manométrica. O ponto em que a carga é máxima de modo que a vazão se anula, é chamado de “*shut-off*” da bomba. A curva característica da bomba não encosta o eixo da vazão, pois não existe uma bomba que forneça uma vazão tão grande a ponto a ponto de zerar a carga manométrica. A curva obedece uma equação de segundo grau, do tipo exemplificado na equação (2.10).

$$H(Q) = a.Q^2 + b.Q + c \quad (2.10)$$

Onde:

- $H(Q)$ : pressão ou carga, dependente da vazão;
- “a”, “b” e “c”: constantes.

A segunda característica demonstrada na Figura 2.6, é a vazão pela potência. Esta, obedece uma relação linear descrita na equação (2.11):

$$P_{ele} = \frac{\gamma.Q.H}{\eta_b \cdot \eta_m} = \frac{P_c}{\eta_b \cdot \eta_m} \quad (2.11)$$

Onde:

- $P_{ele}$  e  $P_c$ : potência elétrica e potência útil, respectivamente;

- $\eta_b$  e  $\eta_m$ : rendimento da bomba e do motor, respectivamente.

O gráfico do rendimento de uma bomba radial, por sua vez é definido pela razão entre potência útil cedida ao líquido ( $P_c$ ), e a potência absorvida pela bomba (ALMEIDA, 2010). A equação (2.12) relaciona a eficiência do motor a grandezas conhecidas, para possibilitar o cálculo do rendimento da bomba.

$$\eta_m = \frac{P_{mecânica}}{P_{elétrica}} = \frac{\tau \cdot N}{P_{elétrica}} \quad (2.12)$$

Onde:

- $\tau$ : torque no motor;
- $N$ : rotação mecânica do motor (rad/s).

A quarta característica da bomba que será mostrada, é vazão pelo NPSH (Net Positive Suction Head).

Caso a energia com a qual o líquido chega ao rotor seja inferior a essa carga mínima, NPSH requerido pela bomba, o líquido passará da zona de saturação, e haverá a formação de “bolhas” de vapor. Essas bolhas arrastadas para áreas de alta pressão e velocidade, devido a rotação no rotor, faz com que batam incessantemente nas pás do rotor, implodindo e provocando a formação de cavidades. Esse fenômeno, que pode ser percebido facilmente devido ao ruído intenso, chama-se cavitação. E essa curva de vazão por NPSH, é importante para evita-lo.

A equação (2.13), determina o NPSH para instalações em que a sucção é negativa, ou seja, o eixo do rotor está abaixo do nível do reservatório.

$$NPSH_{disp} = p_{atm} - p_v - H_s - h_{ps} \quad (2.13)$$

Onde:

- $p_{atm}$ : pressão atmosférica do local, em mca;
- $p_v$ : pressão de vapor do fluido, em mca;
- $H_s$ : altura de sucção, em metros;
- $h_{ps}$ : pressão de vapor do fluido, em mca.

Em termos de projeto, o uso de um coeficiente de forma a garantir que o NPSH disponível pelo sistema seja maior que o NPSH requerido, é comum. Fabricantes recomendam que seja somado ao NPSH calculado 0,6 (SCHNEIDER, 2016).

### 2.2.5. Formas de operação

Se plotarmos as curvas do sistema (CCI), no mesmo gráfico da curva característica da bomba (CCB), tem-se na interseção da curva de vazão por pressão, o ponto de operação da bomba, conforme evidenciado na Figura 2.7.

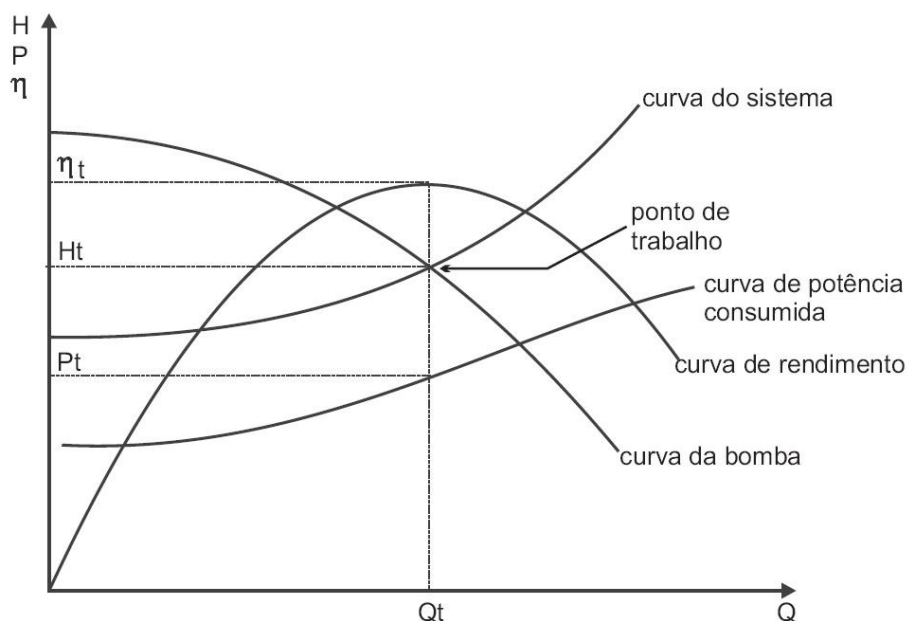


Figura 2.7 – Ponto de operação de uma bomba.

Deve-se considerar que existem diversos recursos para se modificar o ponto de operação, e deslocar o encontro das curvas QxH da bomba e do sistema. Estes recursos consistem em modificar a CCB ou a CCI.

Neste trabalho, focaremos em três aspectos que podem alterar o ponto de operação:

- i) Atuação na curva de instalação, por meio de válvula;
- ii) Atuação na curva da bomba, por meio do controle de velocidade;
- iii) Envelhecimento geral do sistema.

### i) Atuação na curva de instalação, por meio de válvula

O fechamento parcial de uma válvula pode alterar o ponto de funcionamento, provocando a modificação da curva da instalação. A válvula pode estar localizada no recalque ou na sucção, porém não é recomendável colocar válvulas no controle de fluxo (tipo globo) na sucção para evitar problemas de cavitação. O fechamento da válvula, aumenta a perda em carga distribuída, conforme vista nas equações (2.3) e (2.4), aumentando o comprimento equivalente da tubulação, e deslocando a curva para a esquerda. A Figura 2.8, exemplifica a situação descrita.

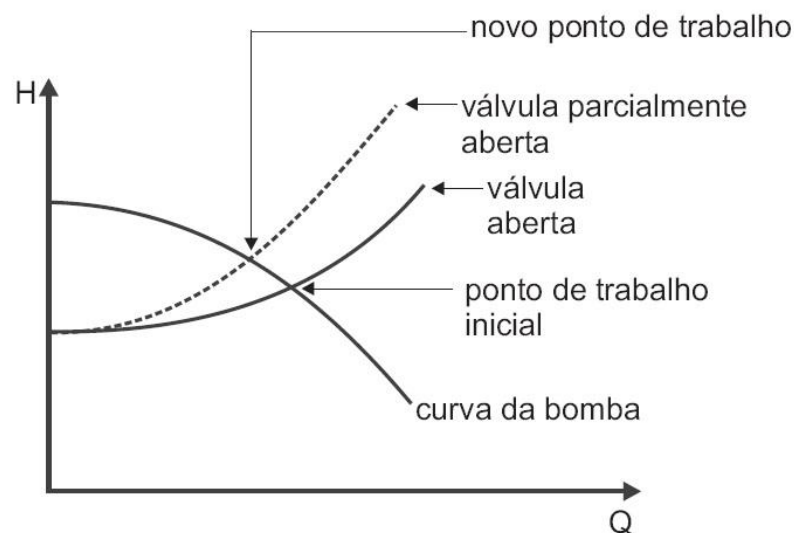


Figura 2.8 – Ponto de operação alterado por ação de uma válvula.

### ii) Atuação na curva da bomba, por meio de controle de velocidade

O controle da velocidade da bomba, alterando assim a curva característica da mesma, é feito por meio de um conversor de frequência, que atua direto no motor que aciona a bomba. De modo que o motor, tem sua rotação alterada. Alterando assim a quantidade de água bombeada para o sistema, a pressão e a potência gerada. A Figura 2.9, evidencia uma mudança na rotação. Observe que a rotação reduziu de 1 para 2, assim como a vazão e a pressão.

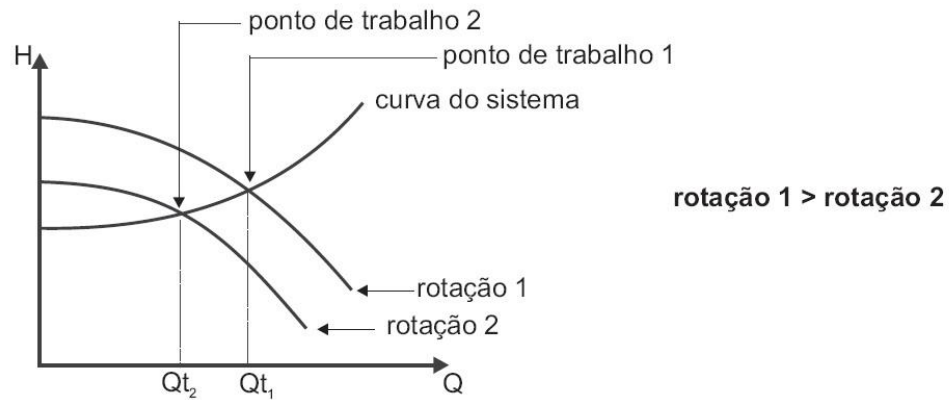


Figura 2.9 – Ponto de operação alterado por ação do conversor de frequência.

Essas relações das propriedades de mecânica dos fluidos com a velocidade, chamam-se Leis da Similaridade. As equações (2.14), (2.15) e (2.16), são apresentadas abaixo:

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{n_2}{n_1} \quad (2.14)$$

$$\frac{H_2}{H_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^2 \quad (2.15)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{n_2}{n_1} \right)^3 \quad (2.16)$$

### iii) Envelhecimento geral do sistema

O envelhecimento da instalação hidráulica também provoca alterações das curvas da instalação e da bomba.

Na instalação, com o passar do tempo, por ataque do fluido ocorrem incrustações que modifica a curva característica. A tendência é que a curva suba, assim como no controle por válvulas da Figura 2.7, só que dessa vez a mudança ocorre na diminuição do diâmetro. Caso a tubulação seja galvanizada e aterrada (no caso de proteções em tubulações de aço carbono), esse envelhecimento pode ser mínimo.

No caso da bomba, os problemas com o envelhecimento podem ser muitos, caso não seja dada a manutenção devida. Por exemplo: troca de selo mecânico, verificação do óleo do rotor, análise de vibração etc. O desgaste do equipamento, ocasiona na queda da curva, assim como mostrado na Figura 2.8.

Mais à frente, será mostrado o resultado de testes e comparações feitas, com a bancada após 6 anos de envelhecimento.



## Capítulo 3

### A bancada de estudos: estrutura e ensaios

A bancada de bomba centrífuga e dinamômetro, como o próprio nome indica, contempla dois tipos de sistema distintos e independentes: o sistema de bombeamento e o sistema de dinamômetro, que por sua vez, consiste em um dispositivo simulador de cargas. O presente estudo utilizou-se somente do sistema de bombeamento. A Figura 4.1 apresenta uma fotografia da bancada em questão.



Figura 3.1 – Bancada de bomba centrífuga e dinamômetro do LEENER-UFJF.

### 3.1. A bancada de bomba centrífuga e dinamômetro

#### 3.1.1. O acionamento

As bancadas do Ambiente de Sistemas Motrizes possuem três tipos de dispositivos de acionamento: Partida Direta, Partida Suave (Soft-Starter) e Partida com Inversor de Frequência.

As características técnicas dos dispositivos de partida da bancada serão tratados na sequência.

a) **Partida Direta:**

A partida direta é a forma mais simples de se ligar um motor elétrico, na qual as três fases ligadas diretamente ao motor, ocorrendo um pico de corrente (FRANCHI, 2007). Ela é realizada por meio de um contator.

Para realizar a partida direta, a bancada utiliza um contator, modelo “*TeSys U*”, da fabricante *Telemecanique*.

b) **Soft-Starter:**

O funcionamento da soft-starter é baseado na utilização de tiristores SCR's para ajustar uma tensão de saída que, posteriormente, será aplicada aos terminais do motor elétrico de indução trifásico. O controle da tensão de saída é realizado por meio da variação do ângulo de disparo dos tiristores (FRANCHI, 2007). A soft-starter, entre outras funções, é capaz de ligar o motor suavemente, fazendo-o acelerar até que seja alcançada a velocidade nominal do mesmo. Dessa forma, é possível ligar o motor com um valor de corrente inferior àquela atingida na partida direta, devido ao controle da tensão aplicada ao motor.

O dispositivo da bancada que realiza o acionamento suave corresponde ao modelo “*Altistart 48 - ATS48 D17Y*”.

c) **Inversor de Frequência:**

O inversor de frequência torna possível a redução do consumo de energia elétrica, através da redução da corrente necessário a partida do motor e redução da velocidade do mesmo. O método mais eficiente de controle de velocidade de motores de indução trifásicos, com menores perdas no dispositivo responsável pela variação da velocidade, consiste na variação da frequência da fonte de alimentação através de conversores de frequência (HART, 2011).

O princípio de funcionamento dos conversores de frequência, comumente conhecidos por inversores de frequência, baseia-se no uso de chaves semicondutoras controladas que

realizam técnicas de modulação como, por exemplo, o PWM (Pulse Width Modulation), para controlar a amplitude e frequência da tensão de alimentação CA aplicada ao motor elétrico.

O inversor da bancada é da fabricante Telemecanique e corresponde ao modelo “Altivar 31 - ATV31HU11M3XA”.

### 3.1.2. Os motores e a bomba centrífuga

A bancada de bomba centrífuga possui dois motores: um do tipo convencional e o outro de alto rendimento. A existência desses dois tipos de motores permite, ao usuário, realizar comparações no consumo de energia do sistema quando acionado pelos dois motores. A seguir, a Tabela 3.1, apresenta os dados dos motores, e a Tabela 3.2, os dados referentes a bomba centrífuga.


Tabela 3.1 – Dados dos motores que compõem a bancada.

<b>Marca</b>	<b>WEG</b>	<b>WEG - Alto rendimento</b>
Modelo	1003805722	6K28884
Grau de Proteção	IP55	IP55
Potência Nominal	1,0 CV	1,0 CV
Tensão Nominal	220/380 V	220/380 V
Corrente Nominal	3,00/1,74 A	2,92/1,69 A
Frequência Nominal	60 Hz	60 Hz
Velocidade de Rotação	3425 rpm	3440 rpm
Rendimento Nominal	77,10%	81,20%
Fator de potência nominal	0,85	0,83
Isolação	F	F
Regime	S1	S1
Categoria de desempenho	N	N
Fator de Serviço	1,15	1,15
Corrente com rotor bloqueado (I <sub>p</sub> /I <sub>n</sub> )	7,2	7,8
Altitude	1000m	1000m

Tabela 3.2 – Dados da bomba centrífuga radial que compõe a bancada.

<b>Marca</b>	<b>Schneider Moto bombas</b>
Modelo	BC – 92SK, mancalizada
Potência	1,0 CV
Vazão	mín.: 1,6 m <sup>3</sup> /h; máx.: 7,0 m <sup>3</sup> /h
Pressão	mín.: 2 mca; máx.: 34 mca
Pressão sem vazão (Shut Off)	36 mca
Velocidade de Rotação Nominal	3450 rpm
Bocais	sucção: 1” ; recalque: 1”
Diâmetro do rotor	140 mm

Adicionalmente, a Figura 3.2, exibe as curvas características da bomba real da Schneider.

	MODELO	BC-92 S/T K	77422	sch NAC 60 Hz II pólos/polos/poles
	MODEL			
Sucção / Succión / Suction	1"	Potência / Potencia / Power [kW(cv)]	0,55 (3/4)	0,75 (1)
Recalque / Descarga / Discharge	1"	Rotor / Impulsor / Impeller [mm]	130	140

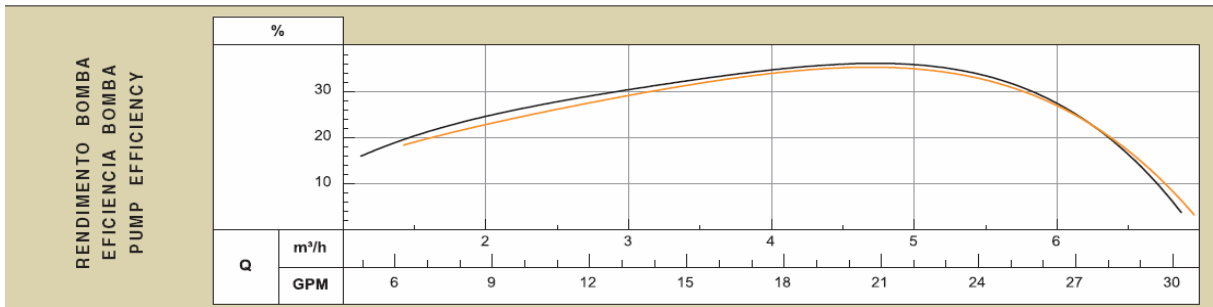
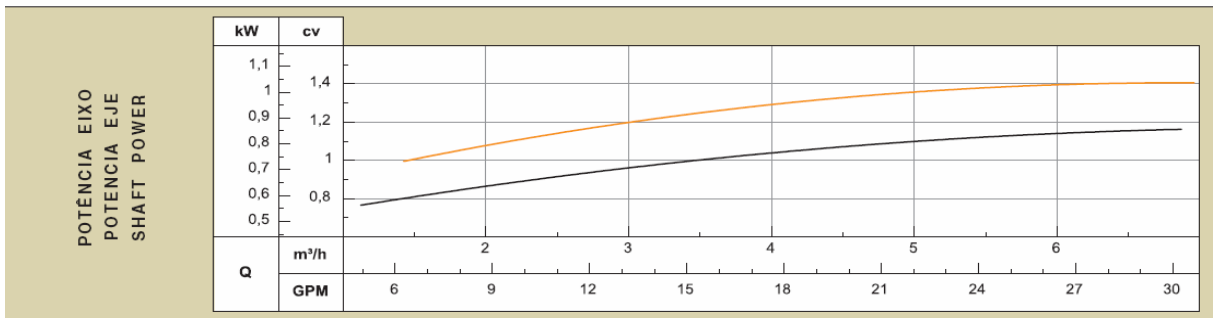
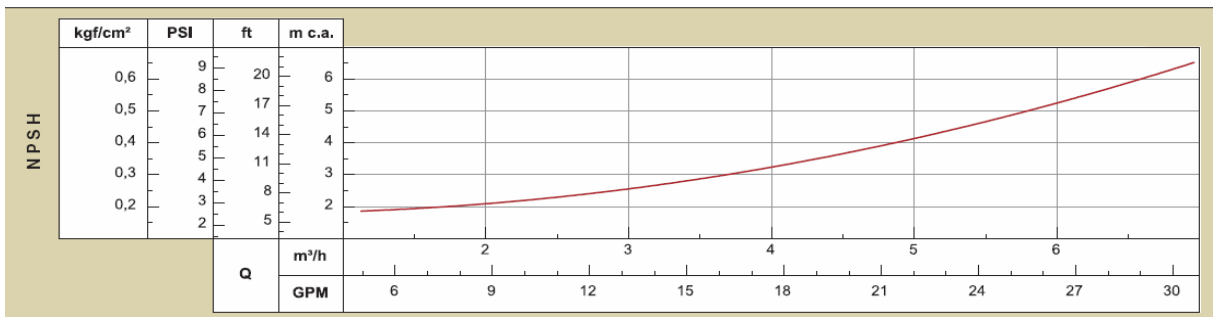
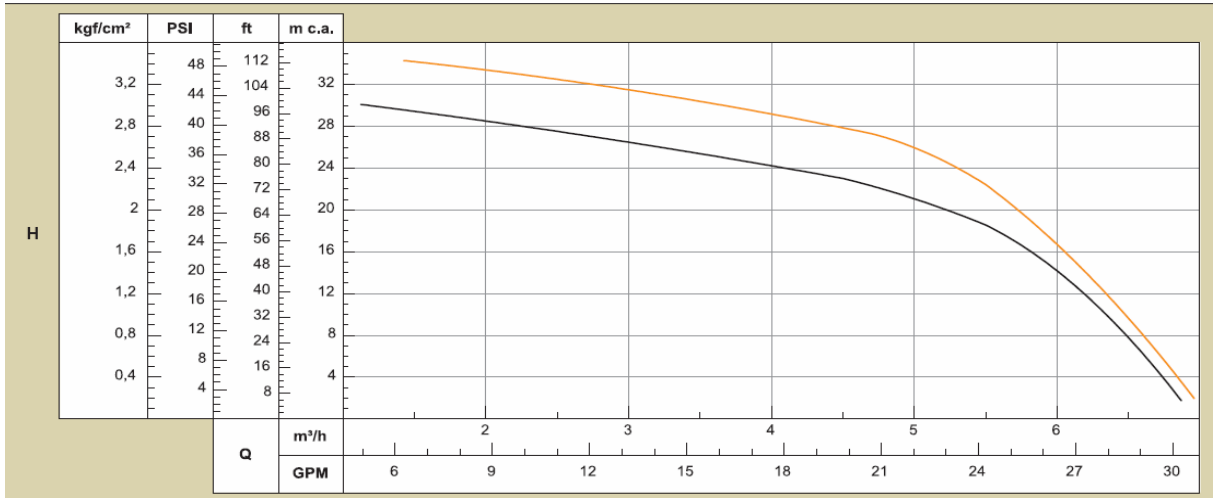


Figura 3.2 – Tipos de curvas de bombas centrífugas (SCHNEIDER, 2016).

### 3.1.3. O sistema de bombeamento

Resumidamente, o sistema de bombeamento da bancada é composto pela bomba, reservatórios, tubulação, acessórios e, por fim, por toda a instrumentação utilizada para medir as grandezas de interesse. A tubulação de sucção tem um diâmetro de 3/4" e a de recalque 1". A figura 3.2 apresenta o fluxograma do sistema. Na sequência, a tabela 3.3 apresenta a legenda para os itens destacados na Figura 3.3. A bancada também possui uma instalação externa que termina em um reservatório localizado a seis metros de altura.

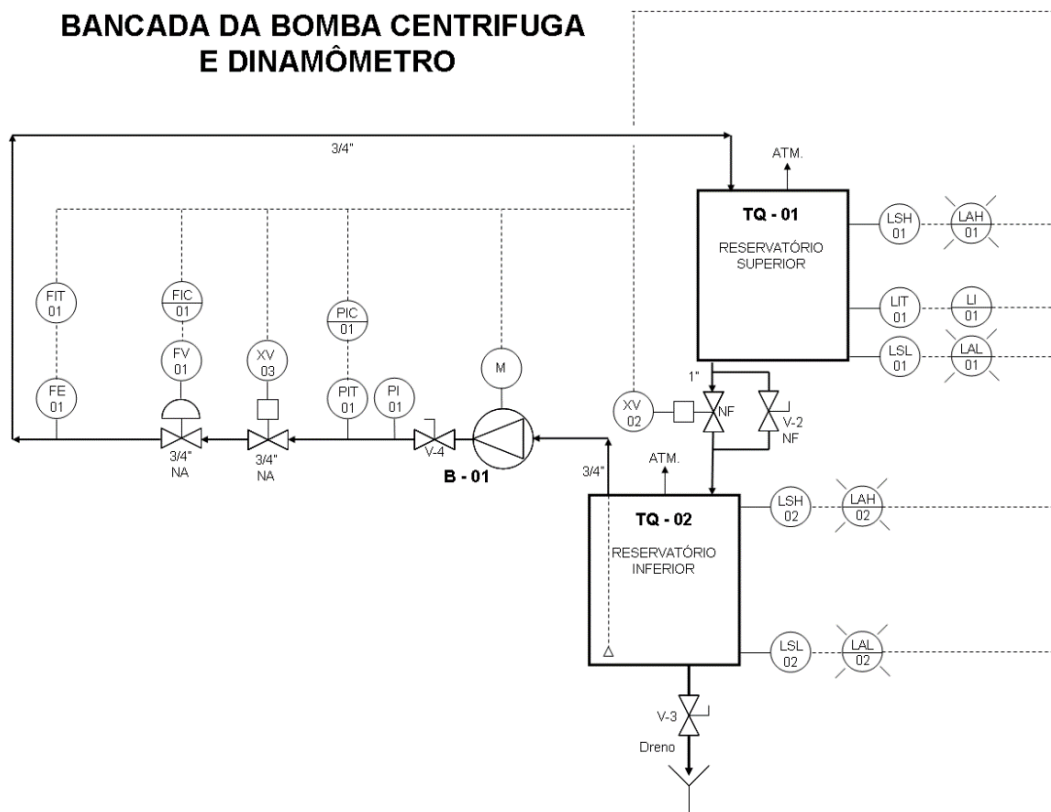


Figura 3.3 – Visão geral do sistema que compõe a bancada.

Tabela 3.3 – Legenda para componentes do sistema.

<b>TAG (etiqueta)</b>	<b>Descrição</b>	<b>Local</b>
LSL-01	Chave de Nível Baixo	TQ-01
LSH-01	Chave de Nível Alto	TQ-01
LIT-01	Transmissor de Nível por pressão diferencial	TQ-02
LSL-02	Chave de Nível Baixo	TQ-02
LSH-02	Chave de Nível Alto	TQ-02
XV-01	Válvula solenoide	Saída de TQ-01
XV-02	Válvula solenoide	Saída da Bomba (B-01)
M	Manômetro	Saída de B-01
PIT-01	Transmissor de Pressão Manométrico	Saída de B-01
FV-01	Válvula eletropneumática de controle, tipo globo-contorno	Saída de B-01
FIT-01	Transmissor de Vazão por pressão diferencial, tipo capacitivo	Saída de B-01
FE-01	Placa de Orifício	Saída de B-01
V-2	Válvula manual	Saída de TQ-01
V-3	Válvula manual	Saída de TQ-02

#### 3.1.4. O medidor de energia

O equipamento utilizado para medir as grandezas elétricas é o Multimedidor de energia *Power Logic Meter* PM 850, do fabricante Schneider Electric. O PM 850 é um medidor multifuncional que contém um dispositivo de controle e aquisição de dados (SCHNEIDER, 2016). Todas as grandezas medidas são enviadas para o sistema supervisor, mediante a rede de comunicação de dados. Assim, o usuário tem acesso aos valores de tensão, corrente, potência (ativa, reativa e aparente), fator de potência, frequência, taxa de distorção harmônica (de tensão e corrente) e energia.

### 3.1.5. O controlador lógico programável e rede de comunicação

O Controlador lógico programável (CLP) utilizado na bancada corresponde ao modelo Premium Unity N1 ETH 96kB, código PSXT57163AMTSXP57. O equipamento possui uma fonte de alimentação, 16 entradas e saídas digitais e 8 entradas e saídas analógicas.

O CLP pode ser programado em cinco linguagens diferentes. Atualmente, é utilizada a linguagem Ladder. Todas as informações coletadas através dos transdutores são transmitidas para o CLP em sinais de corrente de 4 a 20 mA que, posteriormente, são interpretados e enviados para o sistema supervisor.

A comunicação entre o CLP e micro computador é do tipo Ethernet Industrial TCP-IP, padrão Modbus TCP. O padrão Modbus (protocolo desenvolvido em 1979 pela Modicon e que atualmente é gerenciado e mantido pela Modbus IDA) é atualmente o mais utilizado na indústria, por ser um protocolo aberto, simples, implementado rapidamente, encapsulado no protocolo TCP/IP e transmitido através de redes padrão ethernet com controle de acesso ao meio por CSMA/CD do tipo mestre-escravo. A comunicação entre o CLP, os acionamentos e o medidor de energia é Modbus RTU com velocidade de 19.200 bps, 8 data bits, 1 stop bit, sem paridade (não detecta erro na transmissão). O Modbus utiliza como base para transmissão as interfaces seriais EIA-232 (ponto-a-ponto) e EIA-485 (multiponto) (LOPES, et al, 2009). A Figura 3.4 apresenta um desenho esquemático que ilustra a arquitetura da rede de comunicação da bancada de bomba centrífuga.

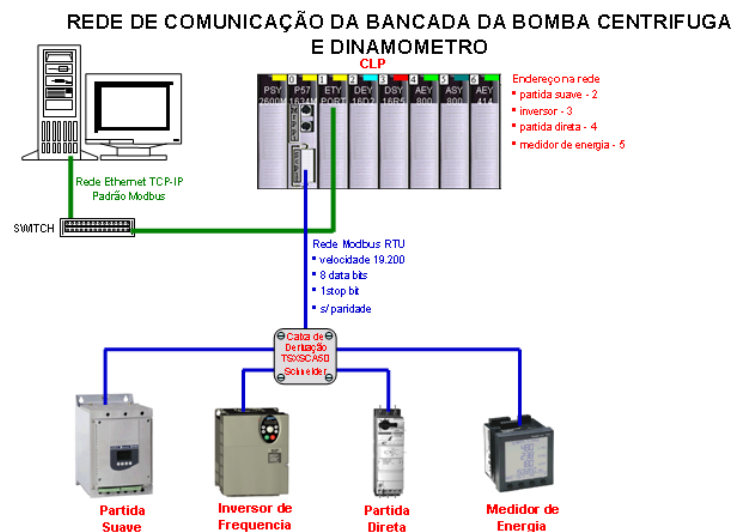


Figura 3.4 – Esquemático da rede de comunicação da bancada de bomba centrífuga.



### 3.1.6. O sistema supervisório

As bancadas do laboratório são acionadas através de um computador que, por intermédio de um sistema supervisório, faz a comunicação com o CLP. Em cada bancada, o sistema supervisório contém uma tela principal com o desenho esquemático referente ao fluxograma do sistema, contendo atalho para abertura das telas de comando, medições, banco de dados, gráficos das grandezas envolvidas nos processos, entre outros, apresentando em tempo real todas as informações advindas dos sensores (LOPES, et al, 2009).

O sistema supervisório foi desenvolvido no software InduSoft Web Studio, versão 6.1. É por meio dele que é realizada a grande maioria das ações e comandos. Basicamente, o supervisório é uma interface que vincula ações do usuário, por meio de comandos em telas e fluxogramas, ao acionamento e operação dos componentes da bancada. A figura 3.5 expõe a tela inicial do sistema de bombeamento.

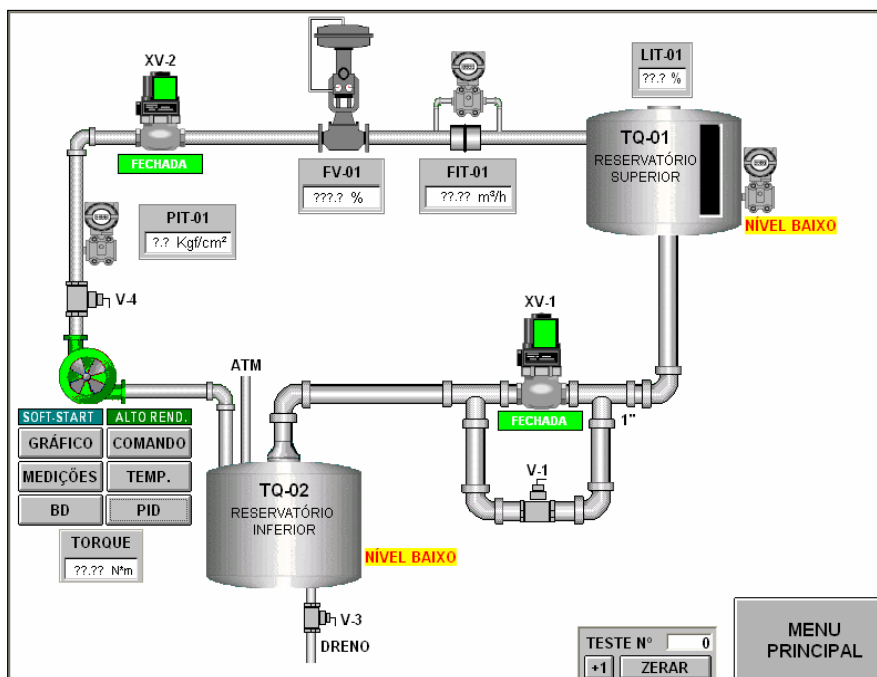


Figura 3.5 – Tela de fluxograma do sistema de bombeamento e dinamômetro.

### 3.2. Ensaio realizados na bancada de estudos

O objetivo dos ensaios foi traçar as curvas características do sistema e da bomba, estimando as suas equações, de modo que fosse possível verificar:

- Ponto de operação da bomba;
- Comportamento da pressão em função da vazão no controle via válvula e via inversor;
- Comportamento da potência em função da vazão no controle via válvula e via inversor, obtendo também a curva de economia;
- Observação da ação do envelhecimento no sistema, a fim de estimar perdas.

Para se obter o ponto de operação da bomba (Q.H), conforme visto no capítulo 2, foi necessário obter a curva característica da instalação e a da bomba, em função da pressão. Esse levantamento das curvas será feito por meio de ensaios, e a verificação de possíveis perdas com o tempo de funcionamento, a partir da comparação dos resultados obtidos com o trabalho desenvolvido em 2010 (LOPES, 2010).

Para a obtenção da curva de instalação do sistema, o sistema foi acionado para fornecer a vazão máxima (3,6 m<sup>3</sup>/h) e, posteriormente, foram obtidos novos pontos de operação com o uso do inversor de frequência. É importante ressaltar que para todos os ensaios foi utilizado o motor convencional da bancada.

Para se obter a curva da bomba com a bancada, ligou-se o sistema com partida direta, e, por meio da válvula de estrangulamento, alterações na vazão foram feitas. Isso é necessário, pois, a válvula simula uma mudança na instalação, inserindo perdas de carga no sistema. Com isso, a carga hidráulica da tubulação é modificada e a bomba tem de trabalhar em um ponto inferior de vazão para poder sustentá-la. Sendo assim, o sistema foi colocado inicialmente com a válvula totalmente fechada, determinando-se o ponto de “shut off”, e em seguida foram feitos acionamentos constantes na válvula de pressurizada, liberando maiores vazões até que a válvula ficasse totalmente aberta.

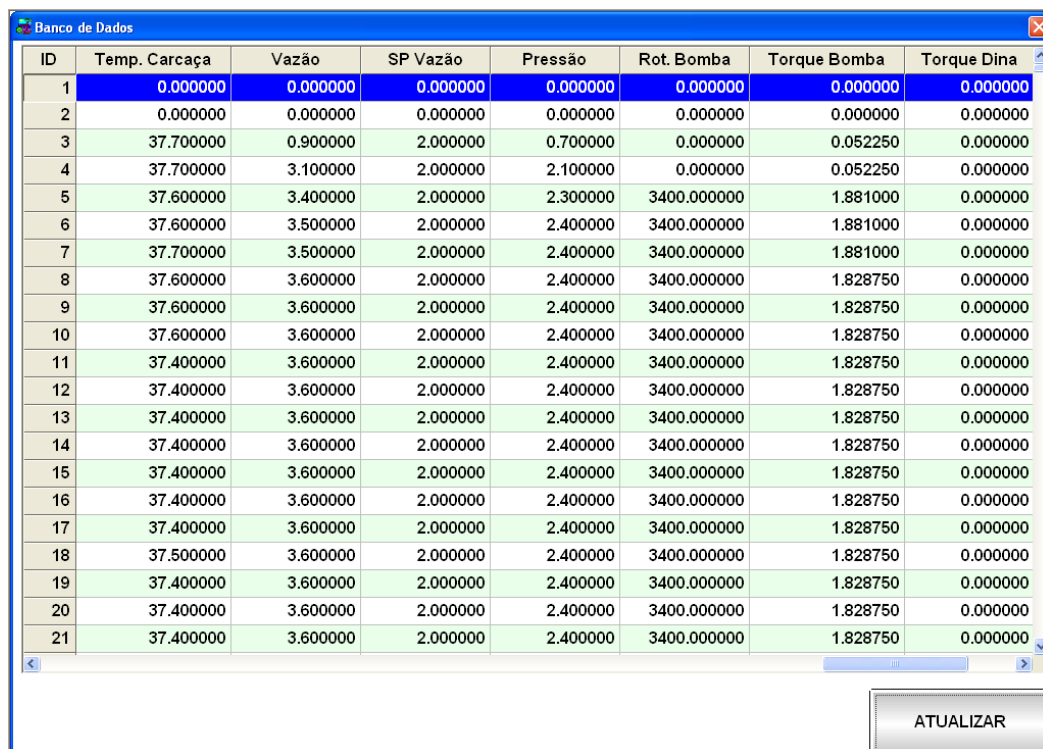
Adicionalmente ao estudo acima realizado, foi feita uma verificação termográfica, a partir de uma câmera de termografia do fabricante FLIR, a temperatura em todos os trechos da tubulação, de modo que ficasse comprovado as partes em que há maior perda de carga.

A partir da realização desses ensaios, o capítulo a seguir expõe os resultados e comparações pretendidas.

## Capítulo 4

### Resultados

Neste capítulo, tem-se os resultados obtidos dos ensaios propostos. Os resultados foram extraídos do supervisor, através do banco de dados que é disponibilizado. A Figura 4.1 abaixo, mostra a tela em que os dados são extraídos a um arquivo *.txt*, que foi tratado em *Excel*.



ID	Temp. Carcaça	Vazão	SP Vazão	Pressão	Rot. Bomba	Torque Bomba	Torque Dina
1	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
2	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000	0.000000
3	37.700000	0.900000	2.000000	0.700000	0.000000	0.052250	0.000000
4	37.700000	3.100000	2.000000	2.100000	0.000000	0.052250	0.000000
5	37.600000	3.400000	2.000000	2.300000	3400.000000	1.881000	0.000000
6	37.600000	3.500000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.881000	0.000000
7	37.700000	3.500000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.881000	0.000000
8	37.600000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
9	37.600000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
10	37.600000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
11	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
12	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
13	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
14	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
15	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
16	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
17	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
18	37.500000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
19	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
20	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000
21	37.400000	3.600000	2.000000	2.400000	3400.000000	1.828750	0.000000

Figura 4.1 – Tela do banco de dados na interface do supervisor.

#### 4.1. Curva característica do sistema

A Tabela 4.1 a seguir mostra alguns dos valores obtidos no ensaio com o objetivo de traçar a curva característica do sistema. Lembrando, o teste foi realizado com o controle da vazão pelo inversor de frequência.

Tabela 4.1 – Medições para obtenção da curva de instalação.

Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )
1,20	0,36
1,40	0,45
1,60	0,56
1,80	0,68
2,00	0,82
2,20	0,97
2,40	1,14
2,60	1,32
2,80	1,52
3,00	1,73
3,20	1,95
3,40	2,19
3,60	2,44

Com essas informações, foi possível realizar uma interpolação polinomial, e se chegar na equação (4.1) do segundo grau que descreve o comportamento do sistema:

$$H(Q) = 0,1789.Q^2 + 0,0098.Q + 0,0863 \quad (4.1)$$

De posse dessa equação, o gráfico, correspondente a curva, pode ser lançado. A Figura 4.2 faz referência a essa equação, com a vazão variando de 0 a 5m<sup>3</sup>/s.

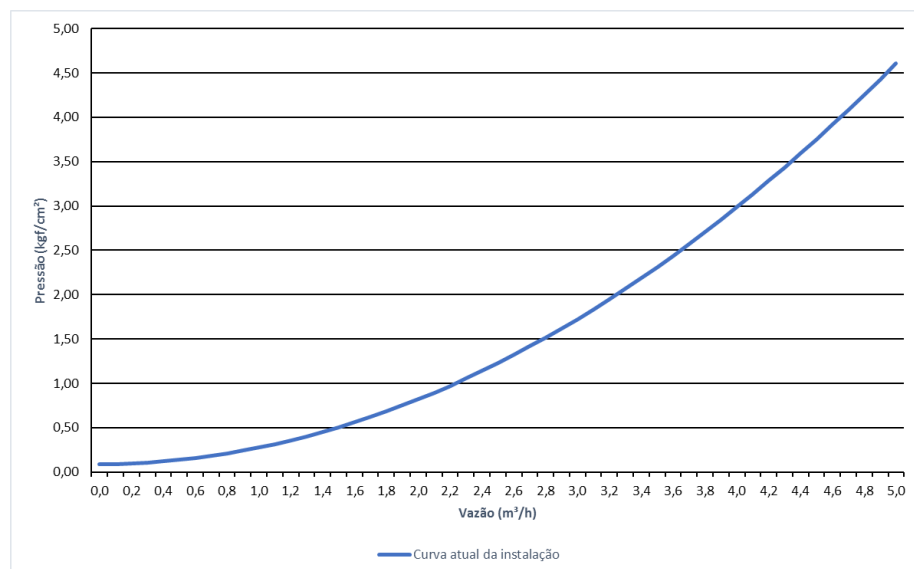


Figura 4.2 – Curva característica da instalação (pressão x vazão)

De posse desta curva, é possível sobrepô-la à curva de 2010 (LOPES, 2010). A partir da Figura 4.3 é possível verificar que não houve alteração significativa. O que mostra que a instalação foi feita com qualidade, tubulação de aço carbono galvanizada, sem presença de solda, e junções bem colocadas.

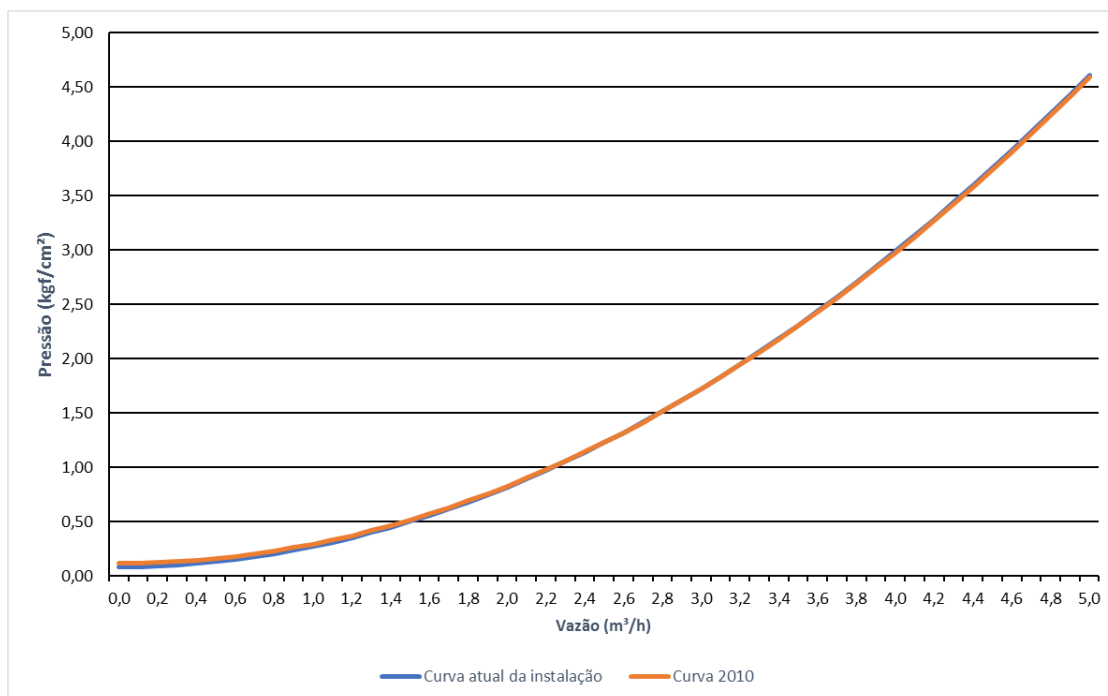


Figura 4.3 – Curva característica da instalação (pressão x vazão) com o efeito do tempo.

## 4.2. Curva característica da bomba

A Tabela 4.2, condensa alguns dados relativos ao ensaio para ser obter a curva característica da bomba. Lembrando que o teste foi feito, controlando-se a vazão através da válvula de estrangulamento.

Tabela 4.2 – Medições para obtenção da curva da bomba.

Vazão (m <sup>3</sup> /h)	Pressão (kgf/cm <sup>2</sup> )
1,20	3,02
1,40	2,98
1,60	2,94
1,80	2,90
2,00	2,85
2,20	2,80
2,40	2,74
2,60	2,68
2,80	2,61
3,00	2,54
3,20	2,47
3,40	2,39
3,60	2,31

A partir dessas informações, foi possível realizar uma interpolação polinomial, e se chegar na equação (4.1) do segundo grau que descreve o comportamento do sistema:

$$H(Q) = -0,0538.Q^2 - 0,0358.Q + 3,136 \quad (4.1)$$

A equação da bomba permite traçar a curva característica da mesma, através da Figura 4.4.

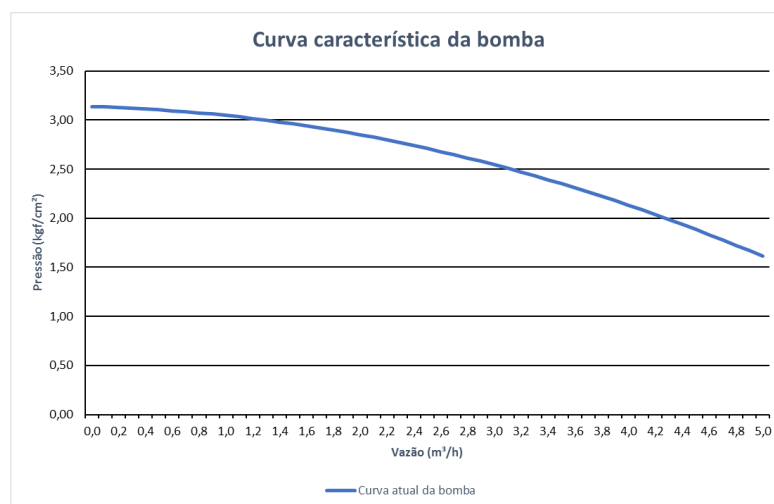


Figura 4.4 – Curva característica da bomba (pressão x vazão).

A curva traçada da bomba permite mais uma vez, através da Figura 4.5, sobrepor com a curva da bomba de 2010 (LOPES, 2010). Observa-se que a bomba apresentava um comportamento linear. O que com ensaios atuais não ocorre mais. Há de fato uma redução da pressão de “*shut off*” e aproximação da curva ao eixo da vazão quando a mesma se aproxima de 5m<sup>3</sup>/h. Estas observações não são conclusivas de que a bomba está apresentando algum problema de manutenção, mas são um indicativo. Para uma análise mais profunda, se faz necessária uma manutenção preditiva.

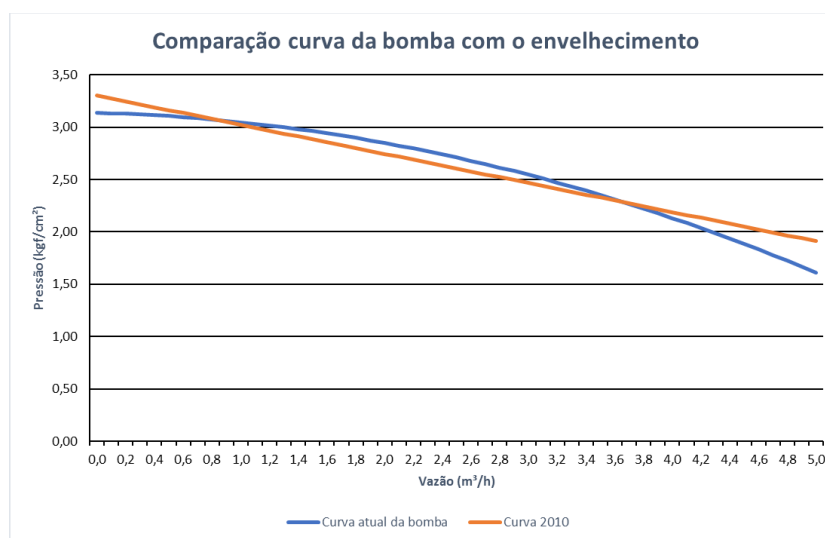


Figura 4.5 – Curva característica da bomba (pressão x vazão) com efeito do tempo.

### 4.3. Ponto de operação

Após a obtenção da curva de instalação e da curva da bomba, é possível a obtenção do ponto de operação do sistema.

O ponto (Q,H) tem as seguintes coordenadas (3,5;2,35). A Figura 4.6 evidencia essa interseção:

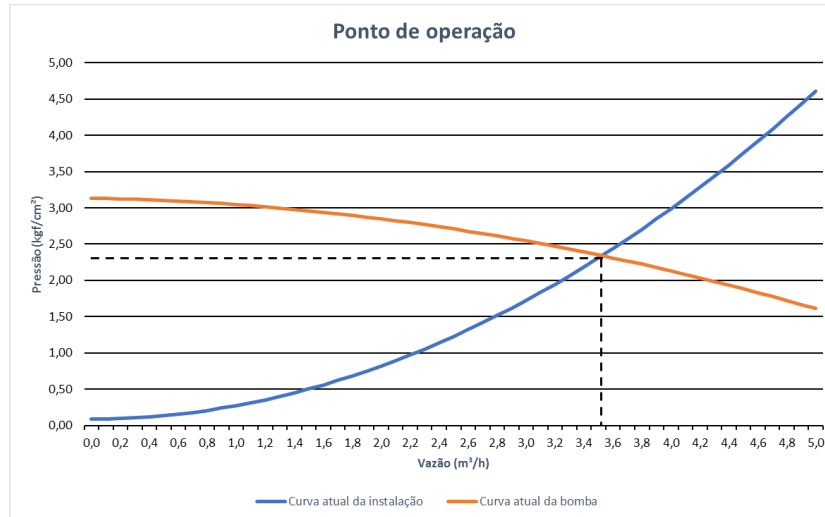


Figura 4.6 – Ponto de operação

Da mesma forma, o ponto de operação também foi traçado no mesmo gráfico que o medido em 2010 (LOPES, 2010), a fim de verificar se a interseção teve coordenadas modificadas. A Figura 4.7, mostra que não houve alteração significativa. Caso houvesse algum problema, este ficaria evidenciado ao mudar-se o ponto de operação do sistema.

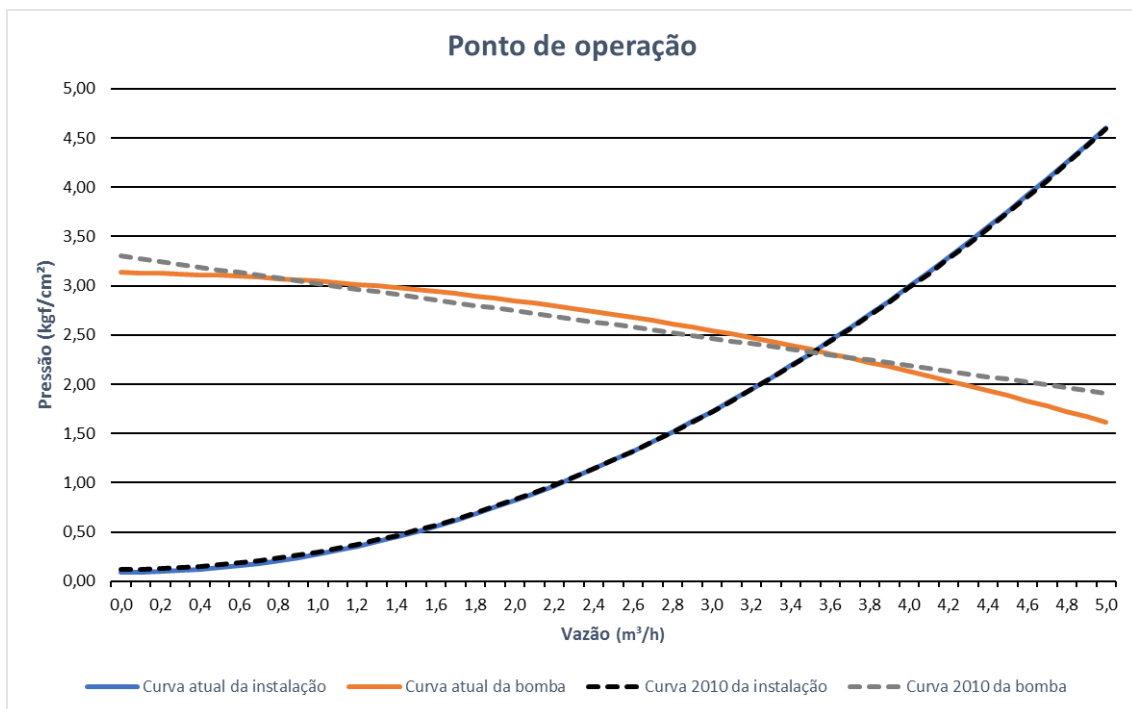


Figura 4.7 – Ponto de operação com efeito do tempo.



#### 4.4. Comparação entre os métodos de controle

No controle a partir do inversor, conforme já estudado, tem-se a regulação da velocidade do motor que aciona a bomba, e a redução de corrente injetada no motor na partida, o que reduz a potência gasta pelo sistema. A Figura 4.8 mostra esta situação. Algumas variações de potência não uniformes foram observadas à medida que a vazão aumentava, porém, a tendência se manteve.

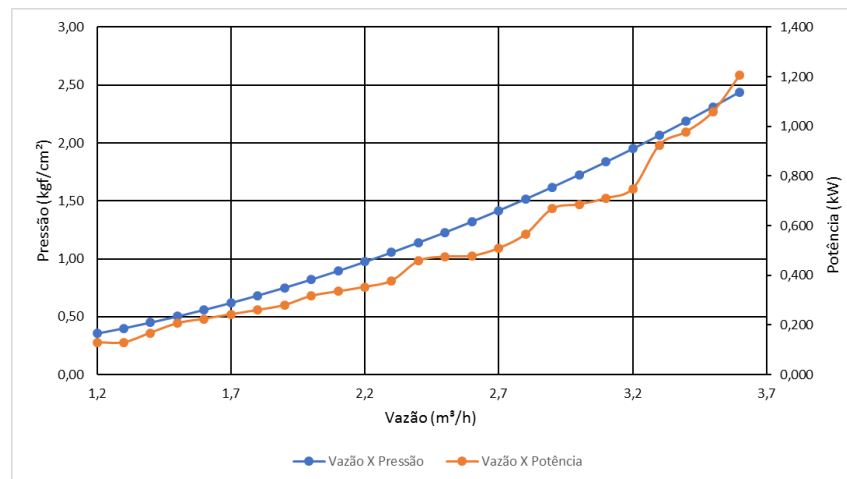


Figura 4.8 – Vazão vs. Pressão vs. Potência: controle por inversor.

O mesmo gráfico foi desenhado para o controle por válvula, conforme a Figura 4.9. É possível verificar que a pressão e potência de início da operação são elevadas, e só depois que a vazão aumenta consideravelmente que há uma queda na pressão. A potência tende a aumentar com o aumento da vazão, assim como no controle por inversor, porém, a potência gasta para vazões menores é consideravelmente menor com o conversor.

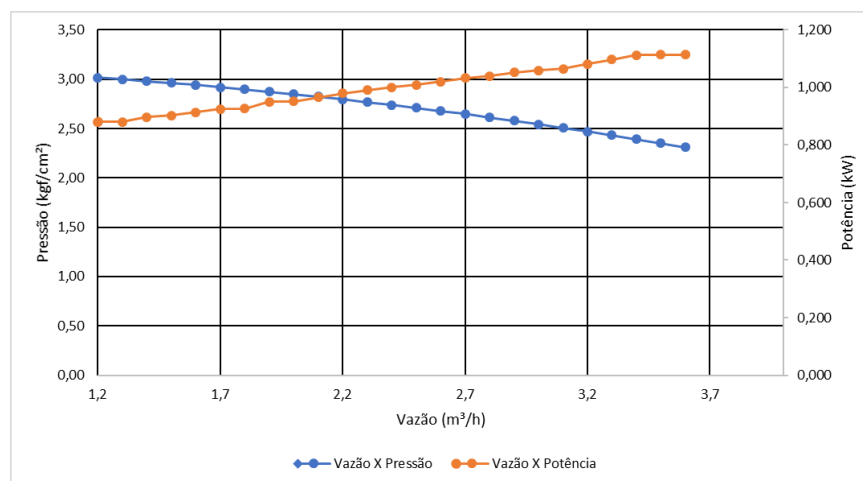


Figura 4.9 – Vazão vs. Pressão vs. Potência: controle por válvula.

As Figuras 4.10 e Figura 4.11 a seguir fazem as mesmas considerações, porém é possível comparar os dois sistemas de controle nos mesmos quadrantes:

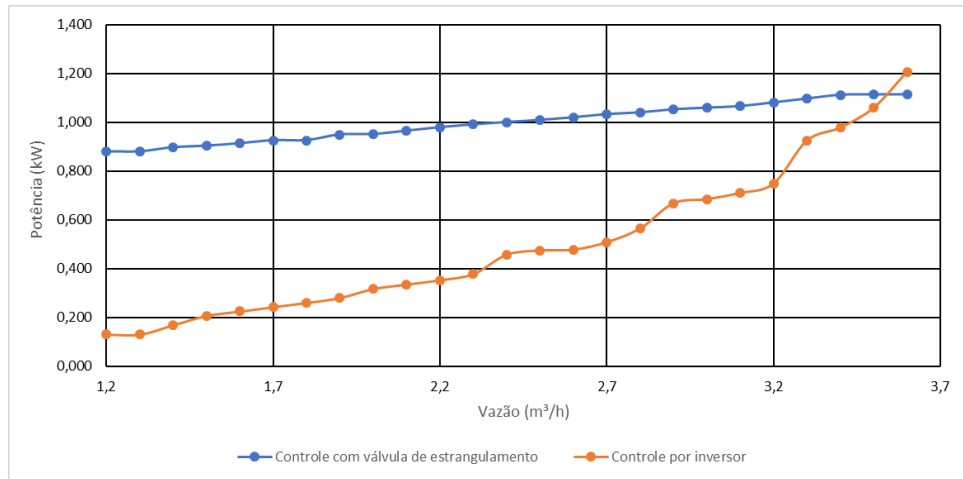


Figura 4.10 – Vazão vs. Potência: controle por meio de inversor e por válvula.

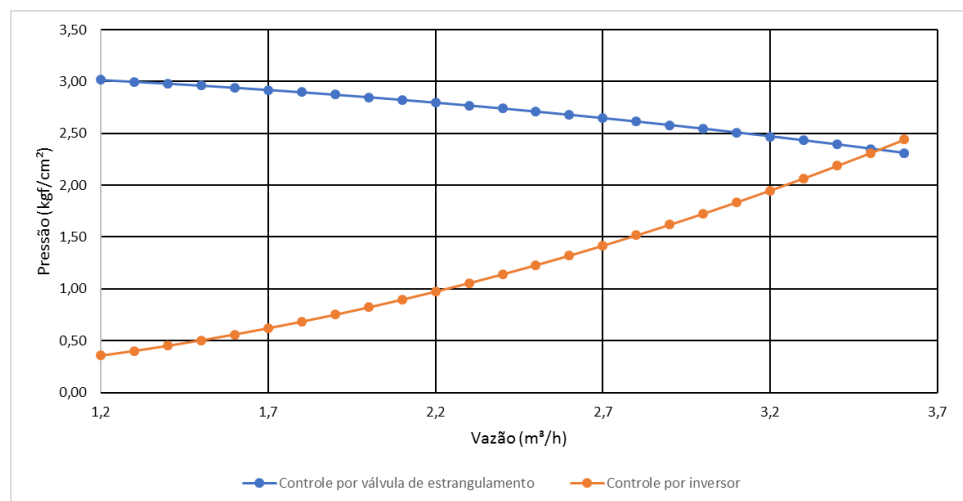


Figura 4.11 – Vazão vs. Pressão: controle por meio de inversor e por válvula.

Para terminar a análise, a Figura 4.12 evidencia a economia percentual de energia com o uso de inversores em função da vazão. É possível concluir que quanto menor a vazão, mais economias serão observadas com o uso do inversor.

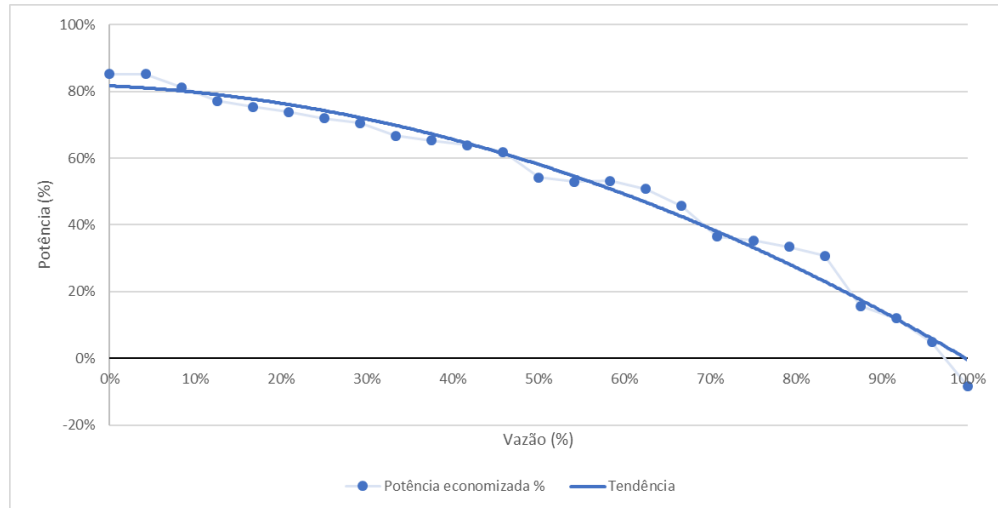
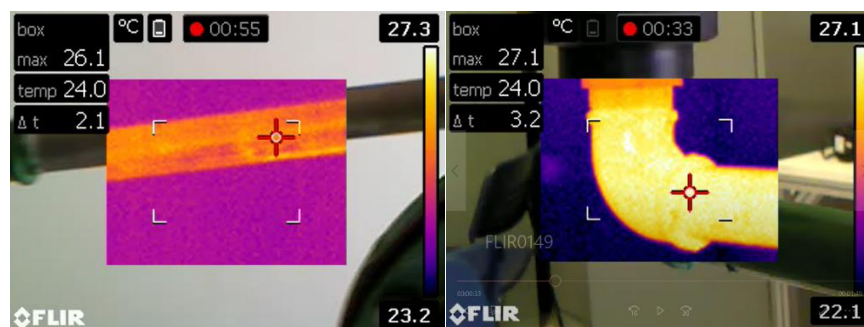


Figura 4.12 – Vazão % vs. Pressão %: economia com uso do inversor.

Dessa forma é possível concluir que o uso do inversor é benéfico apenas em situações em que a vazão de trabalho está na faixa de 0-70%. Para vazões maiores, deve-se avaliar economicamente a viabilidade do investimento, visto que inversores de frequência são equipamentos com custo de instalação e manutenção elevados.

#### 4.5. Termografia para verificação das perdas na tubulação

Adicionalmente ao estudo, foi realizada uma verificação na temperatura da tubulação a fim de certificar os pontos em que há maior perda de carga. Essa verificação pode ser feita com a Tabela 2.2, utilizando os coeficientes “k” correspondentes para determinado ponto. O que dificultou a análise foi a falta de referências que relacionassem o calor à perda localizada na tubulação. Na Figura 4.13 pode-se observar a diferença de até 1°C na tubulação reta e em uma curva de 90°.



a) Temperatura em uma reta      b) Temperatura em uma curva 90°

Figura 4.13 – Termografia em uma tubulação reta e em uma curva de 90°.

Os ensaios com a câmara termográfica foram executados às mesmas condições de temperatura e pressão ambiente, com auxílio de um sistema de ar condicionado para controlar-se a temperatura ambiente.

## Capítulo 5

### Conclusões

#### 5.1. Conclusões

O presente estudo teve como objetivo mostrar os aspectos construtivos e as principais características dos sistemas de bombeamento, a fim de se alcançar maior eficiência energética em plantas industriais e comerciais.

Em um cenário que seja necessário projetar um sistema de bombeamento é importante que a tubulação seja construída minimizando-se os comprimentos dos tubos, e o mínimo de junções e curvas possível, pois são esses pontos que aumentarão a perda do sistema e resultarão em motores e bombas maiores.

Foi necessário passar por conceitos empregados em mecânica dos fluidos e hidrodinâmica, até se conseguir chegar na parte prática, desenvolvendo ensaios para verificação das características do sistema, formas de se alcançar a eficiência energética e eventuais problemas de manutenção.

Foi possível observar na prática que a melhor forma de se controlar uma bomba é através de inversores de frequência sendo que, a vazões reduzidas, pode ser ter uma economia de até 80% de potência.

Foi possível verificar também que instalações que seguem as orientações adequadas tendem a manter o funcionamento sem apresentar problemas por muito tempo. No caso, as tubulações não sofreram com corrosão devido a instalação não ter a presença de solda ou falhas na galvanização do aço.

A conformidade dos resultados advindos dos ensaios com a teoria permite concluir que a bancada de bomba centrífuga contribui com sua aplicabilidade para a elaboração de diagnósticos energéticos em sistemas de bombeamento, visto que o comportamento do sistema simula uma planta de grande porte.

## 5.2. Trabalhos futuros

O presente trabalho deu foco a estruturar a base teórica para o estudo de eficiência energética sistemas de bombeamento, e analisar as diferentes formas de operação do sistema, assim como os efeitos do tempo na manutenção do sistema e início de uma avaliação termográfica nas instalações a fim de se identificar perdas.

Para trabalhos futuros, tem-se diversas vertentes que podem ser mais exploradas. A comparação da curva teórica da bomba com os dados medidos; o estudo de perdas nas tubulações e no quadro elétrico com o uso da câmera termográfica também é um tema com muito potencial para ser explorado e publicado; por último a manutenção dos equipamentos é essencial. Um plano de manutenções é essencial para que se tenha um sistema confiável e com perdas reduzidas. As manutenções preditivas podem se basear em testes na resistência de isolamento do motor, verificação das tensões e correntes em cada fase e, análise de vibração, com o objetivo de identificar desbalanceamentos, desalinhamentos, excentricidades, ressonância, folgas mecânicas ou falhas nos rolamentos. É comum também a avaliação do óleo lubrificante, para garantir que não há desgaste do eixo.

## Referências Bibliográficas

- MME, Ministério de Minas e Energia. <http://www.brasil.gov.br/infraestrutura/2016/07/brasil-registrou-mais-de-3-5-mil-conexoes-de-energia-em-2016>, acesso em 11/09/2016.
- EPE, Empresa de Pesquisa Energética. PDE 2008 -2017: Plano Decenal de Expansão de Energia. Rio de Janeiro, 2008.
- EPE, Empresa de Pesquisa Energética. PDE 2015 -2024.: Plano Decenal de Expansão de Energia Rio de Janeiro, 2015.
- EPE, Empresa de Pesquisa Energética. BEN 2016: Balanço Energético 2016. Rio de Janeiro, 2016.
- JÚNIOR, C. R. S. “Operação do conjunto bomba centrífuga, motor de indução trifásico e conversor de frequência visando a eficiência no uso da energia elétrica”. Universidade Federal do Ceará, 2006.
- LOPES, I. F. “Utilização da bancada de bomba centrífuga do Leener da UFJF para estudos de combate ao desperdício de energia”. Universidade Federal de Juiz de Fora, 2010
- SNIS, Sistema Nacional de Informações do sobre Saneamento. Diagnóstico dos Serviços de Água e Esgotos – <http://www.snis.gov.br/diagnostico-agua-e-esgotos/diagnostico-ae->, acesso em 15/01/2017.
- ELETROBRÁS. CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS FUPAI/EFFICIENTIA. Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento. Rio de Janeiro: Eletrobrás, 2005.
- SCHNEIDER B. “Manual Técnico: Termos Hidráulicos Mais Usados em Bombeamento”. Disponível em: < <http://www.schneider.ind.br/>>, acesso em 2016.
- SANTOS, S. L. “Bombas e Instalações Industriais”. LCTE Editora, São Paulo, 2007.
- MATTOS, E. E., FALCO, R. “Bombas Industriais”. Editoria Interciência, Rio de Janeiro, 1998.
- SOARES, H. “Hidráulica Geral”. Universidade Federal de Juiz de Fora, 2016.
- FRANCHI, C. M. “Acionamentos Elétricos”. Editora Érica, São Paulo, 2007
- HART. D. W. “Eletrônica de Potência. Análise e Projetos de Circuitos”. Editora McGraw Hill, São Paulo, 2011.
- SCHNEIDER B. “Catálogo de bombas: modelo BC-92 S/T K”. Disponível em: < <http://www.schneider.ind.br/>>, acesso em 2016.
- LOPES, I. F., Assis, T. B., Casagrande, C. G., Pinto, D. P. “Ambiente de Sistemas Motrizes: Interdisciplinaridade para o Ensino de Engenharia”. 370 Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia – COBENGE 2009. Recife, PE, setembro de 2009.