



UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ - CAMPUS ECOVILLE
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE CONSTRUÇÃO CIVIL

MÁRCIO JOSÉ DE OLIVEIRA

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ÓLEO DIESEL EM UMA
REFINARIA DE PETRÓLEO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA
2014

MÁRCIO JOSÉ DE OLIVEIRA

**ESTUDO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ÓLEO DIESEL EM UMA
REFINARIA DE PETRÓLEO**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina de Projeto Final, do Curso de Engenharia de Produção Civil do Departamento Acadêmico de Construção Civil da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Curitiba, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro de Produção Civil.

Orientador: Prof. Dr. Ivan Azevedo Cardoso



Ministério da Educação
Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Campus Curitiba – Sede Ecoville
Departamento Acadêmico de Construção Civil
Curso de Engenharia de Produção Civil

FOLHA DE APROVAÇÃO

ESTUDO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ÓLEO DIESEL EM UMA REFINARIA DE PETRÓLEO

Por

MÁRCIO JOSÉ DE OLIVEIRA

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Curso de Engenharia de Produção Civil, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, defendido e aprovado em 24 de Março de 2014, pela seguinte banca de avaliação:

Professor Orientador – Ivan Azevedo Cardoso, Dr.
UTFPR

Professor Walter Denis Cruz Sanches, Dr.
UTFPR

Professora Sara Rachel Orsi Moretto, Msc.
UTFPR

OBS.: O documento assinado encontra-se em posse da coordenação do curso.

Agradecimentos

A Deus

Minha Esposa Maria Izabel e Filhas Luiza e Laura

Minha Mãe Maria Odila Lofrano

Meu Pai José Faustino de Oliveira (in memoriam)

Meu Padrasto Celso Fabri (in memoriam)

Meus Irmãos Celso e Simone

Professor Orientador Dr. Ivan Azevedo Cardoso

Professora Msc. Sara Rachel Orsi Moretto

Professor Dr. Walter Denis Cruz Sanches

Professor Dr. Gilberto Manoel Alves

Todos os Professores do DACOC

Cassiano Alberto Manfron e sua Equipe

Carlos Henrique Kruger Brenny e sua Equipe

A todos os Brasileiros que me propiciaram esta oportunidade e não tiveram o mesmo privilégio.

RESUMO

O presente estudo investigou um sistema de bombeamento de óleo diesel com bomba centrífuga, utilizado para venda do produto à empresa próxima à unidade produtora situada na cidade de Araucária - Paraná.

Neste estudo foi avaliado o desempenho do sistema quanto ao rendimento, ao ponto de operação, cavitação, alguns aspectos com respeito à eficiência energética e foi proposto um sistema alternativo equivalente através da teoria de semelhança para máquinas de fluxo.

Foram realizadas coletas de dados referentes às variáveis de interesse para o estudo durante a utilização do sistema de bombeamento para uma venda real do combustível para o cliente. O texto buscou explorar a teoria referente a máquinas de fluxo, especificamente bombas centrífugas, e aos parâmetros necessários para avaliar um sistema de bombeamento.

Com a coleta de dados e os cálculos propostos foi possível avaliar o desempenho do sistema e propor melhorias em relação à sua eficiência energética e à moto bomba utilizada.

Palavras chaves: Sistemas de bombeamento, bombas hidráulicas, eficiência de bombeamento, semelhança em máquinas hidráulicas.

ABSTRACT

The present study investigated a system of pumping diesel centrifugal pump, used to sell the product to the company producing the next unit in the city of Araucaria - Paraná.

In this study we evaluated the system performance in terms of yield, the point of operation, cavitation, some aspects regarding energy efficiency and proposed an equivalent alternative system using the theory of similarity to flow machines.

Collections of data on the variables of interest for the study were performed while using the pumping system to an actual sale of the fuel to the customer. The text sought to explore the theory related to flow, specifically centrifugal pumps, and supplies necessary to evaluate a pumping system parameters machines.

With data collection and calculations proposed was possible to evaluate system performance and to propose improvements in relation to its energy efficiency and motor pump used.

Keywords: pump systems, water pumps, pumping efficiency, similarity in hydraulic machines

LISTA DE ABREVIATURAS

IMH Interface Homem Máquina

SDCD Sistema Digital de Controle Distribuído

PLC Controlador Lógico Programável

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 – Perfil de produção de derivados de petróleo.....	15
Gráfico 2 – Perfil de faturamento de derivados de petróleo.....	15
Gráfico 3 – Resultados obtidos para Ponto de Operação e Rendimento.....	39
Gráfico 4 – Resultados obtidos para NPSH.....	40
Gráfico 5 – Resultados obtidos para $C_H \times C_Q$	40
Gráfico 6 – Resultados obtidos para $C_P \times C_Q$	41

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Máquinas de fluxo na indústria do petróleo.....	14
Figura 2 – Esquema do sistema de venda de óleo diesel.....	27
Figura 3 – Exemplo de tela do sistema supervisor de venda de óleo diesel.....	29
Figura 4 – Comprimento de linha do sistema de bombeamento.....	30
Figura 5 – Esquema representativo do sistema de bombeamento.....	30
Figura 6 – Catálogo da Família de Bombas centrífugas modelo RPH.....	43
Figura 7 – Catálogo da Família de Bombas centrífugas modelo RPH 200-540.....	44

LISTA DE SÍMBOLOS

A área da seção do tubo (m)

A_e área da seção na entrada da bomba (m)

C_H coeficiente de carga (adimensional)

$\cos\phi$ fator de potência do motor elétrico

C_P coeficiente de potência (adimensional)

C_Q coeficiente de vazão (adimensional)

D diâmetro do rotor (m)

D_i diâmetro do tubo (m)

f fator de atrito (adimensional)

g aceleração da gravidade (m/s^2)

H altura de carga (m)

H_0 altura de carga inicial (m)

H_B perda de carga do sistema (m)

h_P perda de carga total (distribuída e localizada)

h_{PD} perda de carga distribuída (m)

h_{PL} perda de carga localizada (m)

I corrente elétrica (A)

IF inversor de frequência

L_i comprimento do tubo (m)

$NPSH_D$ altura de sucção positiva líquida disponível na seção de entrada da bomba (m)

$NPSH_R$ altura de sucção positiva líquida requerida na seção de entrada da bomba (m)

P_{atm} pressão atmosférica na superfície do fluido (Pa)

P_E potência de eixo (W)

p_e pressão de entrada na sucção da bomba (Pa)

P_{el} potência elétrica (W)

P_h potência hidráulica (W)

p_i pressão do óleo diesel (m/s)

P_m potência do motor (W)

PMR ponto de melhor rendimento

P_V pressão de vapor (Pa)

Q vazão de ensaio (m^3/s)

U diferença de potencial ou tensão elétrica (V)

v_e velocidade de entrada na sucção da bomba (m/s)

v_i velocidade de escoamento do óleo diesel (m/s)

z_e diferença de altura entre a superfície do fluido e a sucção da bomba (m)

z_i altura do tanque em relação ao nível do mar (m)

γ peso específico do fluido (N/m^3)

Δz desnível topográfico entre os tanques (11 m) + variação de nível no ensaio (m)

ρ massa específica (kg/m^3)

η rendimento do sistema (adimensional)

η_B rendimento da bomba (adimensional)

η_M rendimento do motor elétrico (adimensional)

ω velocidade angular (rad/s)

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Incertezas de medição do experimento.....	33
Tabela 2 – Valores obtidos no experimento.....	34
Tabela 3 – Valores médios obtidos no experimento.....	34
Tabela 4 – Altura de carga do sistema (H_S).....	35
Tabela 5 – Altura de carga da bomba (H_B).....	36
Tabela 6 – Rendimento da bomba (η_B).....	36
Tabela 7 – $NPSH_D$ do sistema e $NPSH_R$ do fabricante.....	37
Tabela 8 – $C_Q \times C_H$	37
Tabela 9 – $C_Q \times C_P$	38
Tabela 10 – Cronograma de atividades do Trabalho de Conclusão de Curso.....	48

SUMÁRIO

RESUMO.....	3
ABSTRACT	5
LISTA DE ABREVIATURAS.....	6
LISTA DE GRÁFICOS.....	6
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	6
LISTA DE SÍMBOLOS.....	7
LISTA DE TABELAS	9
SUMÁRIO.....	10
INTRODUÇÃO	12
1 OBJETIVOS	13
1.1 Objetivo geral.....	13
1.2 Objetivos específicos	13
2 JUSTIFICATIVAS.....	14
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	16
3.1 Desempenho do sistema quanto ao ponto de operação	16
3.2 Desempenho do sistema em relação ao rendimento	19
3.3 Desempenho do sistema em relação à cavitação ($NPSH_D$).....	20
3.4 Sistema equivalente pela teoria de semelhança para máquinas de fluxo	21
3.4.1 Rotação específica (N_s).....	22
3.5 Desempenho do sistema quanto à eficiência energética	23
3.5.1 Motores de Alto Rendimento	25
3.5.2 Adequação do Motor à Carga.....	25
3.5.3 Inversores de Frequência	26
3.6 Incerteza de medição	26
4 MATERIAIS E MÉTODOS.....	27
4.1 Descrição do sistema de bombeamento de óleo diesel	27
4.2 Desempenho do sistema quanto ao ponto de operação	29

4.3	Desempenho do sistema em relação ao rendimento	31
4.4	Desempenho do sistema em relação à cavitação ($NPSH_D$)	31
4.5	Sistema equivalente pela teoria de semelhança para máquinas de fluxo	31
4.5.1	Rotação específica (N_s)	32
4.6	Desempenho do sistema quanto à eficiência energética	32
4.7	Incerteza de medição	32
5	ANÁLISE DOS RESULTADOS	34
5.1	Dados obtidos no experimento	34
5.2	Desempenho do sistema quanto ao ponto de operação	35
5.3	Desempenho do sistema em relação ao rendimento	36
5.4	Desempenho do sistema em relação à cavitação ($NPSH_D$)	37
5.5	Sistema equivalente pela teoria de semelhança para máquinas de fluxo	37
6	DISCUSSÃO	39
7	CONCLUSÕES	45
8	SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS	47
9	CRONOGRAMA	48
10	REFERÊNCIAS	49
	ANEXO A – Diagrama de Moody	51
	ANEXO B – Comprimento equivalente (L_e/D) e coeficiente de perda	52
	ANEXO C – Curva da bomba centrífuga de estudo	53
	ANEXO D – FISPQ Óleo Diesel S500	54
	ANEXO E – Folha de dados do motor elétrico de estudo	55
	ANEXO F – Tabela de acessórios do sistema	56
	ANEXO G – Imagem aérea do sistema de bombeamento	57

INTRODUÇÃO

As crises do petróleo da década de 70 trouxeram a percepção da escassez deste recurso energético e impulsionaram a busca por novas matrizes para atender à crescente demanda de energia. Ao mesmo tempo, ressaltou-se a percepção de que o aumento da eficiência energética pode constituir umas das formas mais econômicas e ambientalmente favoráveis de atendimento de parte dos requisitos de energia. O setor industrial é consumidor da maior parte da energia produzida no planeta e a força motriz proveniente dos recursos naturais torna-se cada vez mais onerosa em virtude do incessante aumento de consumo (ANEEL, 2008, p.39).

Em 2001, o Brasil vivenciou uma crise de abastecimento no setor elétrico. Duas conseqüências positivas sobressaíram desta crise: a forte participação da sociedade na busca da solução; e a valorização da eficiência no uso de energia. Em decorrência desse processo involuntário de aprendizagem, vem se formando uma consciência de que a eficiência energética não pode estar vinculada apenas a questões conjunturais. A energia é um insumo fundamental para assegurar o desenvolvimento econômico e social de um país e a racionalização de seu uso apresenta-se como alternativa de baixo custo e de curto prazo de implantação.

Dentre os aspectos econômicos envolvidos na atividade de racionalização do uso de energia, deve-se destacar a valorização da imagem e da visão estratégica da empresa. Hoje, o mercado está cada vez mais orientado a dar preferência a produtos de empresas comprometidas com ações de proteção ao meio ambiente.

Uma empresa que deseja alcançar uma estrutura de custos racionalizada e tornar-se mais competitiva não pode admitir o desperdício ou usar a energia de forma ineficiente e irresponsável (Eletrobrás, 2005, p. 166-188).

Neste contexto, a melhoria dos processos e a correta utilização das máquinas de fluxo empregadas na indústria contribuem para a redução de custos ambientais e econômicos e justificam a importância de explorar o tema abordado neste estudo.

1 OBJETIVOS

1.1 Objetivo geral

Estudar o sistema de bombeamento com bomba centrífuga para venda de óleo diesel de uma refinaria de petróleo.

1.2 Objetivos específicos

- 1- Avaliar experimentalmente e comparar as curvas de desempenho da bomba em relação à curva do sistema quanto ao rendimento e ao ponto de operação;
- 2- Investigar o desempenho do sistema com relação à cavitação;
- 3- Propor um sistema alternativo equivalente através da teoria de semelhança para máquinas de fluxo;
- 4- Estudar alguns aspectos relativos à eficiência energética do sistema de bombeamento.

2 JUSTIFICATIVAS

Na indústria de refino de petróleo, a movimentação e o transporte dos hidrocarbonetos provenientes do processo de separação de seus derivados são efetuados, principalmente, por moto bombas (figura 1). Especificamente para o sistema de bombeamento de venda de óleo diesel, são utilizadas bombas centrífugas, que transportam o óleo do tanque de armazenamento até o tanque de destino do cliente.

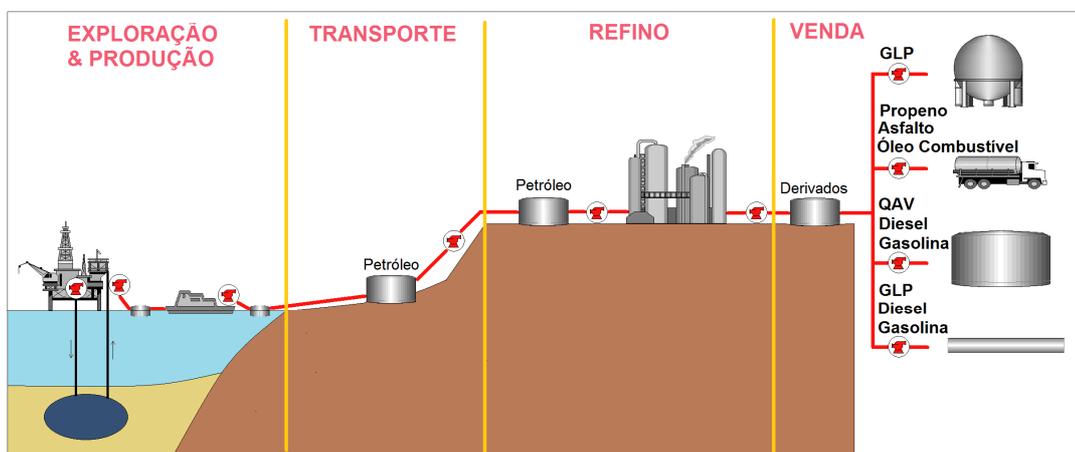


Figura 1 – Máquinas de fluxo na indústria do petróleo (Fonte: própria)

Devido à importância deste equipamento na indústria de refino do petróleo, faz-se necessário avaliar frequentemente, além do correto manuseio, o rendimento dos sistemas de bombeamento, pois impactam diretamente na produtividade e rentabilidade dos processos. Para especificar máquinas de fluxo em um sistema de escoamento, deve-se conhecer o aumento de pressão (ou altura de carga), o torque, o requisito de potência e a sua eficiência. Além da avaliação da eficiência do sistema, o estudo de cavitação constitui importante instrumento de prevenção de integridade de equipamentos e instalações.

Para uma dada máquina, cada uma dessas características é uma função da vazão; as características para máquinas similares dependem do tamanho e da velocidade da operação. O desempenho de uma máquina real, incluindo a operação

em condições de projeto precisa ser determinado em campo e sua eficiência energética será diretamente proporcional ao ajuste e manutenção das variáveis acima descritas no processo industrial. (Munson, 2004, p.705).

Na refinaria de petróleo em questão, a produção (gráfico 1) e venda de óleo diesel responde por grande parte do faturamento (gráfico 2), conforme gráficos abaixo:

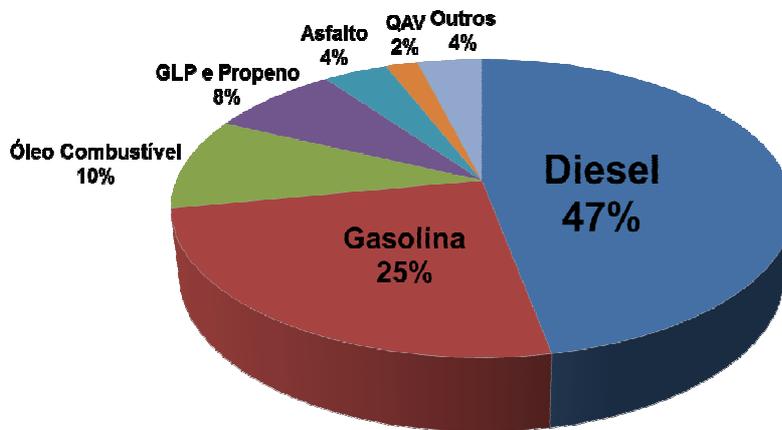


Gráfico 1 – Perfil de produção de derivados de petróleo (Fonte: Petrobrás/Repar)

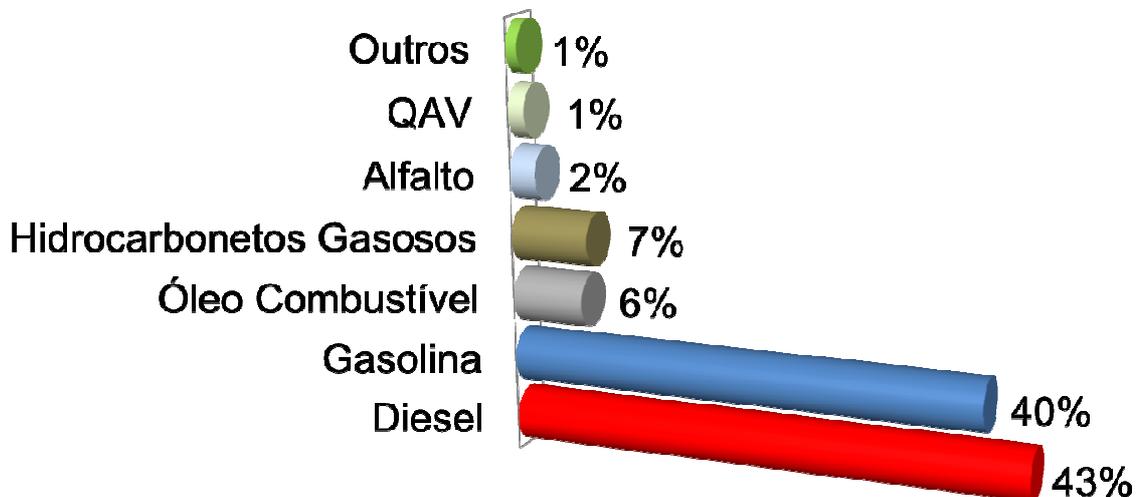


Gráfico 2 – Perfil de faturamento de derivados de petróleo (Fonte: Petrobrás/Repar)

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Desempenho do sistema quanto ao ponto de operação

Da equação da energia, de acordo com a figura 5 (pág. 30), temos:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_2}{\rho g} + \frac{v_2^2}{2g} + z_2 + h_p - H_s \quad (1)$$

Onde:

p_i pressão do óleo diesel (Pa)

z_i altura do tanque em relação ao nível do mar (m)

v_i velocidade de escoamento do óleo diesel (m/s)

g aceleração da gravidade (m/s^2)

ρ massa específica (kg/m^3)

h_p perda de carga total (distribuída e localizada) (m)

H_s altura de carga do sistema (m)

Para reservatórios à pressão atmosférica, a equação simplifica-se para:

$$H_s = (\Delta z) + \frac{v_2^2 - v_1^2}{2g} + h_p \quad (2)$$

Onde:

Δz desnível topográfico entre os tanques + variação de nível no ensaio (m)

Para o cálculo das perdas de carga distribuídas (h_{PD}) e perdas localizadas (h_{PL}), utilizando o diagrama de Moody (Fox, 2006, p.522):

$$h_p = h_{PD} + h_{PL} \quad (3)$$

$$h_{PD} = f \sum \frac{L_i}{D_i} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (4)$$

$$h_{PL} = \sum k \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (5)$$

Onde:

h_{PD} perda de carga distribuída (m)

h_{PL} perda de carga localizada (m)

f fator de atrito (adimensional)

L_i comprimento do tubo (m)

D_i diâmetro do tubo (m)

v_i velocidade de escoamento do óleo diesel (m/s)

Para o cálculo da curva de $H_B \times Q$ da bomba centrífuga em questão, através da equação da energia, de acordo com a figura 5, temos:

$$\frac{p_e}{\rho g} = \frac{p_s}{\rho g} - H_B \quad (6)$$

Ou seja,

$$H_B = \frac{p_s - p_e}{\rho g} \quad (7)$$

Para o cálculo da pressão de entrada (p_e), através da equação da energia, entre a altura de superfície do óleo diesel no tanque de envio (p_1) e a entrada (sucção) da bomba (p_e), temos:

$$\frac{p_1}{\rho g} + \frac{v_1^2}{2g} + z_1 = \frac{p_e}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} + z_e + h_{p1 \rightarrow e} \quad (8)$$

Como z_e e v_1 são nulos, obtemos:

$$\frac{p_e}{\rho g} = \frac{p_1}{\rho g} + z_1 - \frac{v_e^2}{2g} - h_{p1 \rightarrow e} \quad (9)$$

$$v_e = \frac{Q}{A_e} \quad (9.1)$$

Onde:

p_e pressão na entrada (sucção) da bomba (Pa)

p_1 pressão na superfície do óleo diesel no tanque de envio (Pa)

z_1 nível do fluido (óleo diesel) em relação à sucção (m)

z_e altura da sucção da bomba em relação a z_1 (m)

v_e velocidade de entrada do fluido na sucção (m/s)

$h_{p1 \rightarrow e}$ perda de carga do ponto 1 até e (m)

A_e área da seção na entrada da bomba (m)

Q vazão de ensaio (m³/s)

3.2 Desempenho do sistema em relação ao rendimento

O rendimento de uma bomba centrífuga é calculado conforme equação abaixo:

$$\eta_B = \frac{P_H}{P_M} \quad (10)$$

Onde:

η_B rendimento do sistema (adimensional)

P_m potência do motor (W)

P_h potência hidráulica (W)

Para definir a potência hidráulica utilizamos a relação

$$P_H = \rho Q g H_B \quad (11)$$

A potência do motor, ou potência de eixo é calculada utilizando a relação:

$$P_M = \eta_M \sqrt{3} (UI) \cos \varphi \quad (12)$$

Onde:

$\cos \varphi$ fator de potência do motor elétrico

U diferença de potencial ou tensão elétrica (V)

I corrente elétrica (A)

η_M rendimento motor elétrico (adimensional)

3.3 Desempenho do sistema em relação à cavitação ($NPSH_D$)

Para calcular o $NPSH_D$, ou seja, a altura de sucção positiva líquida disponível na seção de entrada de uma bomba utiliza-se a equação abaixo, de acordo com a figura 5 (White, 1999, p.500):

$$NPSH_D = \frac{p_e - p_v}{\rho g} + \frac{v_e^2}{2g} \quad (13)$$

Onde:

$NPSH_D$ altura de sucção positiva líquida disponível na seção de entrada da bomba (m)

p_v pressão de vapor (Pa)

p_e pressão de entrada na sucção da bomba (Pa)

v_e velocidade de entrada na sucção da bomba (m/s)

No ponto de operação, o $NPSH_D$ deve ser maior ou igual ao $NPSH_R$, ou seja,

$$NPSH_D \geq NPSH_R \quad (14)$$

Onde:

$NPSH_R$ altura de sucção positiva líquida requerida na seção de entrada da bomba (m)

3.4 Sistema equivalente pela teoria de semelhança para máquinas de fluxo

Através das relações de semelhança, podemos determinar as características de uma bomba em qualquer ponto de operação, desde que sejam geometricamente semelhantes. Os coeficientes de vazão (C_Q), potência (C_P) e altura de carga (C_H) são:

$$C_Q = \frac{Q}{\omega D^3} \quad (15)$$

$$C_H = \frac{gH}{\omega^2 D^2} \quad (16)$$

$$C_P = \frac{P_E}{\rho \omega^3 D^5} \quad (17)$$

Onde:

ω velocidade angular (rad/s)

H altura de carga (m)

D diâmetro do rotor (m)

P_E potência de eixo (W)

C_Q coeficiente de vazão (adimensional)

C_H coeficiente de carga (adimensional)

C_P coeficiente de potência (adimensional)

Logo, para bombas geometricamente semelhantes temos:

$$\left(\frac{Q}{\omega D^3} \right)_1 = \left(\frac{Q}{\omega D^3} \right)_2 \quad (18)$$

$$\left(\frac{gH}{\omega^2 D^2} \right)_1 = \left(\frac{gH}{\omega^2 D^2} \right)_2 \quad (19)$$

$$\left(\frac{P_E}{\rho\omega^3 D^5}\right)_1 = \left(\frac{P_E}{\rho\omega^3 D^5}\right)_2 \quad (20)$$

Estas leis de semelhança (ou de escala) das bombas nos permitem determinar as características de uma bomba em qualquer ponto de operação desde que conheçamos o comportamento de uma bomba da mesma família num ponto de operação. Desta forma poderemos especificar, a partir dos resultados obtidos neste estudo, outras bombas que atendam os requisitos operacionais do sistema e apresentem melhor desempenho (menor consumo de energia elétrica, melhor rendimento, etc.) (Munson, 2004, p.726-727).

3.4.1 Rotação específica (N_s)

A maioria das aplicações de bombas envolve altura de carga e vazão conhecidas para um sistema específico, além da rotação prescrita pelos motores elétricos ou pelos requisitos de cavitação. Com estes dados, o projetista seleciona o melhor tamanho e formato (centrífugo, misto ou axial) para uma bomba. Para auxiliar essa seleção, é necessário um parâmetro envolvendo rotação, vazão e altura de carga, mas não o tamanho. Eliminando-se o diâmetro entre C_Q e C_H e aplicando o resultado somente no ponto de máximo rendimento (PMR) obtém-se a relação denominada rotação específica:

$$N_s = \frac{nQ^{1/2}}{H^{3/4}} \quad (21)$$

Onde:

N n° de rotações (rpm)

Q vazão (m^3/s)

H altura de carga (m)

Verifica-se que a rotação específica está diretamente relacionada com o projeto de bombas mais eficientes. A bomba centrífuga é melhor para N_s entre 10 e 80, a bomba de fluxo misto ou axial para N_s entre 80 e 200 e a bomba de fluxo axial acima de 200 (White, 1999, p.506).

3.5 Desempenho do sistema quanto à eficiência energética

Basicamente, duas são as formas de se melhorar ao máximo o custo com o uso da energia elétrica no funcionamento dos motores que impulsionam bombas:

A primeira delas consiste em utilizar instalações adequadas do ponto de vista da hidráulica, isto é:

- a) Utilizar tubulações com diâmetros bem dimensionados;
- b) Manter a tubulação em bom estado de conservação quanto à rugosidade interna (coeficiente “f” baixo);
- c) Variar a velocidade dos motores elétricos de modo a adequar o ponto de funcionamento da bomba ao seu máximo rendimento;
- d) Escolher o conjunto moto-bomba com melhor rendimento para o ponto de trabalho desejado (Eletrobrás, 2005).

Na relação

$$P_{el} = \frac{\rho Q g H_B}{\eta_B \eta_M} \quad (22)$$

Onde:

η_B rendimento da bomba (adimensional)

P_{el} potência elétrica (W)

Podemos observar as variáveis possíveis de se atuar para melhorar a eficiência energética de motores elétricos. Aumentando o tempo de bombeamento diminuimos a vazão e, conseqüentemente, a potência necessária do motor.

Da equação 4 e da relação

$$v = \frac{4Q}{\pi D^2} \quad (23)$$

Temos que

$$h_{PD} = f \sum \frac{8Q^2}{\pi^2 D^5} \quad (24)$$

Ou seja, aumentando o diâmetro da tubulação diminuimos exponencialmente as perdas de carga (h_p) e a potência elétrica necessária para produzir o mesmo trabalho (Azevedo Netto, 1998, p.118).

Substituindo o motor elétrico por equipamento com maior rendimento (η_M) e, pela lei de semelhança, aumentando o diâmetro do impelidor aumenta-se o rendimento da bomba (η_B), logo necessitaremos de menor potência para realizar a mesma tarefa.

A segunda possibilidade de melhora do processo, que não economiza propriamente energia em quantidade, mas em qualidade, consiste em evitar ou se reduzir o consumo energético nas horas de ponta (horas em que o sistema produtor/distribuidor da concessionária de energia elétrica é mais demandado pelos clientes), possibilitando a concessionária um melhor equilíbrio do seu sistema e ao consumidor do serviço uma economia de recursos financeiros, na medida em que as concessionárias incentivam esse procedimento por intermédio de sua estrutura tarifária diferenciada. (Eletrobrás, 2005).

3.5.1 Motores de Alto Rendimento

Os motores de alto rendimento são projetados para fornecer a mesma potência útil que os motores do tipo padrão, porém com um menor consumo de energia elétrica da rede. Estes motores possuem características construtivas diferenciadas, de acordo com as normas ABNT, IEC, NEMA e CSA, como: Chapas magnéticas de aço silício que reduzem a corrente de magnetização, diminuindo assim as perdas no ferro, maior volume de cobre reduzindo a temperatura de trabalho, ou seja, reduzindo as perdas de energia, enrolamento dupla camada que melhora a dissipação de calor, rotores tratados termicamente e menores regiões de entre ferro que reduz perdas suplementares, além de possuírem maior tempo de vida útil, reduzindo assim os custos com manutenção. Outro fato importante em se tratando de motores de alto rendimento, é a portaria Interministerial MME/MCT/MDIC nº553 de 08.12.2005, que impõem para os motores elétricos trifásicos de indução com rotor gaiola de esquilo, os níveis mínimos aceitáveis de eficiência energética (valores descritos no Decreto nº 4.508, de 11 de dezembro de 2002), determinando o prazo de até 2009 para a não fabricação de modelos com níveis inferiores aos normalizados. A partir de 2009 não deveria haver mais a distinção entre modelos de alto rendimento e padrão, ou seja, todos os motores elétricos trifásicos de indução com rotor gaiola de esquilo devem possuir os mesmos níveis de rendimento (ABEE, 2007).

3.5.2 Adequação do Motor à Carga

O superdimensionamento da potência dos motores é apontado como principal causa do desperdício de energia elétrica. Pode-se atribuir a este fato o desconhecimento das características da carga acionada, a utilização de excessivos fatores de segurança e a expectativa de aumento de carga da planta no futuro.

Outros fatores desfavoráveis resultantes do superdimensionamento são a diminuição do fator de potência e do rendimento, além do aumento da corrente de partida. Segundo pesquisa realizada pela CEMIG (Companhia Energética de Minas

Gerais), de 3425 motores estudados, 28,7% estavam superdimensionados e 5,9% operavam em sobrecarga (ABEE, 2007).

3.5.3 Inversores de Frequência

Um inversor de frequência é um dispositivo capaz de gerar uma tensão e frequência trifásicas ajustáveis, com a finalidade de controlar a velocidade de um motor de indução trifásico.

Uma aplicação com um potencial significativo de conservação de energia é a utilização de inversores de frequência para o controle de vazão em processos de bombeamento, substituindo os controles tradicionais, como a válvula de estrangulamento (PROCEL INDÚSTRIA, 2004).

No caso em que as bombas trabalham com vazões inferiores à vazão mínima de projeto, as válvulas de controle operam em condições de estrangulamento.

Porém, inversores de frequência não são aplicáveis a todos os casos. Em sistemas onde a altura manométrica estática é muito alta, não existem condições técnicas favoráveis ao controle de fluxo por controle de rotação. Uma equipe multidisciplinar é imprescindível ao estudo de viabilidade técnico-econômica, além, dos requisitos de segurança envolvidos (ABEE, 2007).

3.6 Incerteza de medição

Pode-se determinar a incerteza na medição por dois métodos: avaliação tipo A ou tipo B. O método de avaliação tipo A é aplicado quando se efetuam várias medições, ou seja, pode-se determinar a incerteza-padrão através de tratamento estatístico.

A avaliação tipo B é utilizada quando a grandeza não é determinada através de observações repetidas. (GUM, 2008, p. 8 a 11).

4 MATERIAIS E MÉTODOS

4.1 Descrição do sistema de bombeamento de óleo diesel

Conforme figura 2, o sistema em estudo consiste em um tanque de envio e outro tanque de recebimento, ambos em forma cilíndrica, interligados à sucção e descarga de uma bomba, respectivamente, por tubulações acopladas por flanges.

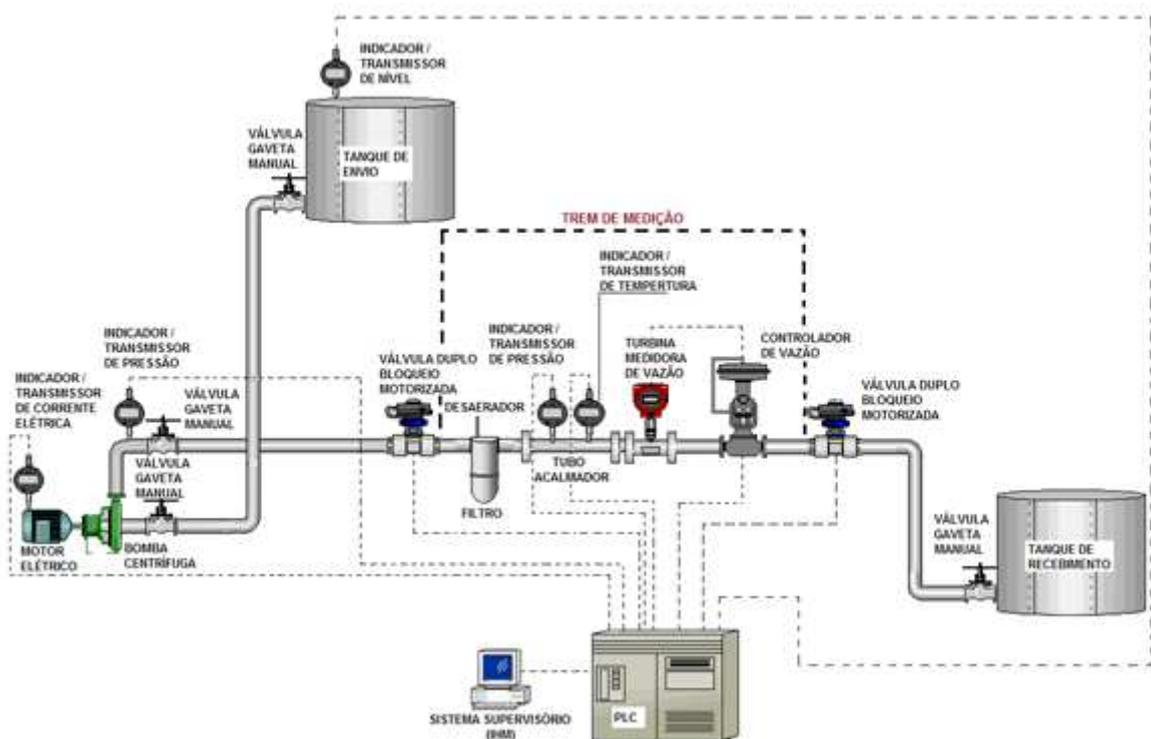


Figura 2 – Esquema do sistema de venda de óleo diesel (Fonte: própria)

Todo o sistema é construído em aço carbono e possui instrumentos de medição digitais que coletam os dados e os transmitem para um sistema supervisor (figura 3), que consiste em um software para monitorar e controlar o processo e atua como interface homem/máquina (IHM), e também para um banco de dados, através de uma interface de automação industrial (SDCD/PLC), de onde se pode visualizar e atuar remotamente no processo de energização de bombas, abertura/fechamento de válvulas, a fim de controlar o processo de venda do óleo diesel.

Entre a descarga da bomba e o tanque de recebimento encontra-se o trem de medição, que consiste em instrumentos instalados no duto (filtro, desaerador, acalmador de fluxo, turbina e válvula controladora de vazão) que ajustam e monitoram a venda de óleo diesel. Os equipamentos e acessórios existentes no sistema, assim como as características do fluido, estão descritos nos anexos C, D, E e F deste estudo. Para o experimento, primeiramente foi definido o bombeamento que apresentasse a situação extrema de funcionamento do sistema, ou seja, a maior distância entre o tanque de envio para a sucção da bomba e a maior distância da descarga da bomba até o tanque de recebimento, pois se entende que os demais tanques que fazem parte do sistema de venda são contemplados no estudo por estarem a uma menor distância da bomba centrífuga.

Após definido o sistema de bombeamento, foram acompanhados dois bombeamentos (para evidenciar a repetibilidade do processo) em cinco vazões distintas cada um – para possibilitar a construção de uma curva representativa do sistema - e coletadas as variáveis resultantes do processo de venda de óleo diesel para tanque de cliente, através de consulta aos resultados armazenados no banco de dados da empresa. Cada vazão de ensaio foi acompanhada por, pelo menos, 5 minutos para que se pudesse observar variação de nível entre os tanques de envio e recebimento e estabilização das variáveis de interesse (vazão, corrente elétrica, pressão, etc.) O objetivo inicial era acompanhar três bombeamentos, porém não houve possibilidade de acompanhar o terceiro evento em função da data programada para seu início não coincidir com a data disponível para a coleta dos dados. Com os resultados obtidos, mesmo assim, foi possível avaliar o sistema em relação aos objetivos propostos neste estudo, pois se evidenciou a repetibilidade de resultados entre os dois bombeamentos acompanhados.

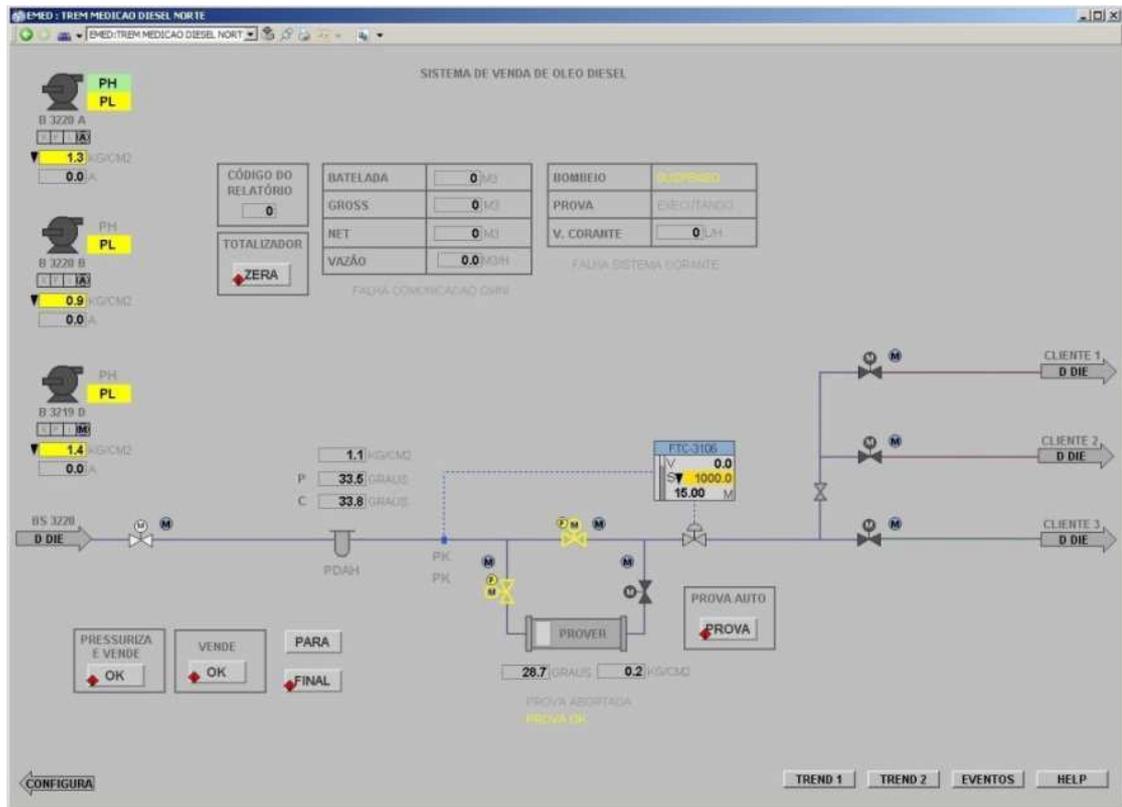


Figura 3 – Exemplo de tela do sistema supervisor de venda de óleo diesel. (Fonte: Petrobrás).

4.2 Desempenho do sistema quanto ao ponto de operação

Para cada vazão (Q) em m^3/s acompanhada, foram anotadas as diferenças de níveis nos tanques de envio e recebimento e calculadas as alturas de carga. Como os tanques estão à pressão atmosférica, utilizou-se a equação (2).

Para o cálculo das perdas de carga distribuídas (h_{PD}) e perdas localizadas (h_{PL}) foi efetuado o levantamento das tubulações e seus respectivos diâmetros e dos acessórios (válvulas, curvas, etc.) que compõem o sistema em estudo, conforme anexo F, figura 4 e equações (3), (4) e (5). Ver também anexo G.

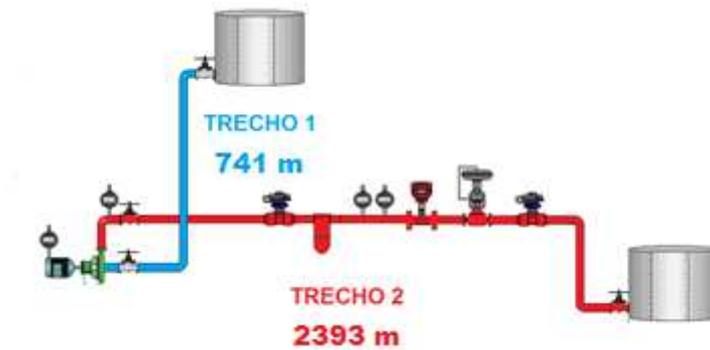


Figura 4 – Comprimento de linha do sistema de bombeamento (Fonte: própria)

Para o cálculo da curva de $H_B \times Q$ da bomba centrífuga em questão, utilizou-se a equação da energia. Como a diferença de nível e a velocidade são iguais na entrada (sucção) e na saída da bomba (descarga), utilizamos a equação (7).

Para o cálculo da pressão de entrada (p_e), utilizou-se a equação (9), entre a altura de superfície do óleo diesel no tanque de envio (p_1) e a entrada (sucção) da bomba (p_e), conforme figura 5.

Utilizou-se $p_1 = P_{atm} = 102000 \text{ Pa}$ (Fonte: Simepar, 2013) e $\rho = 842,5 \text{ kg/m}^3$ conforme anexo D. Para o cálculo de v_e utilizamos a equação (9.1).

Ao plotar os dados (ver gráfico 3), obtêm-se a curva $H_S \times Q$ do sistema de bombeamento. Com a equação da curva do sistema encontrou-se, através da intersecção com a curva $H_B \times Q$ da bomba centrífuga, o ponto de operação do sistema. É desejável que o ponto de operação do sistema esteja o mais próximo possível do ponto de maior rendimento da bomba (Fox, 2006, p. 352-359).

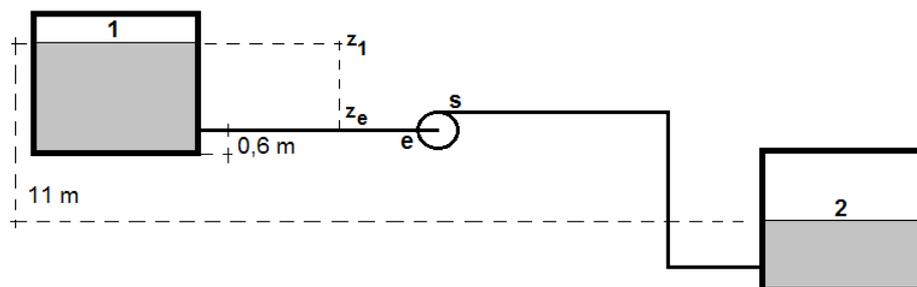


Figura 5 – Esquema representativo do sistema de bombeamento (Fonte: própria)

4.3 Desempenho do sistema em relação ao rendimento

Com a altura de carga da bomba centrífuga (H_B) obtida no experimento e com os dados do motor fornecidos pelo fabricante (anexo E), calculou-se o rendimento da bomba centrífuga pela equação 10.

Para definir a potência hidráulica e a potência do motor, ou potência de eixo utilizou-se a relação (11) e (12), respectivamente.

O rendimento do sistema é calculado em função das mesmas vazões (Q) utilizadas no estudo do ponto de operação (Niskier, 2000, p.178).

4.4 Desempenho do sistema em relação à cavitação ($NPSH_D$)

Para calcular o $NPSH_D$, ou seja, a altura de sucção positiva líquida disponível na seção de entrada da bomba para cada vazão de estudo, utilizou-se a equação (13) (White, 1999, p.500) e dados do anexo D.

No ponto de operação, o $NPSH_D$ deve ser maior ou igual ao $NPSH_R$, fornecido pelo fabricante (Anexo C).

4.5 Sistema equivalente pela teoria de semelhança para máquinas de fluxo

Através das relações de semelhança, foram determinadas as características da bomba em qualquer ponto de operação, conforme equações (15), (16) e (17).

4.5.1 Rotação específica (N_s)

Através da equação (21) determinou-se a rotação específica para o ponto de melhor rendimento da bomba (PMR).

4.6 Desempenho do sistema quanto à eficiência energética

Para avaliação dos aspectos relativos à eficiência energética do sistema, foram analisadas, qualitativamente, as possibilidades de atuação nas variáveis da equação (22), além da determinação de bomba centrífuga equivalente com melhor rendimento (η_B), conforme item 4.5.

4.7 Incerteza de medição

Para determinar a incerteza-padrão, foi utilizado o tipo B de avaliação, ou seja, considerou-se a incerteza como sendo metade da resolução das medições e grandezas físicas utilizadas neste estudo, conforme prevê o item 4.3.5 Guia para Medição de Incertezas do INMETRO, para probabilidade de 50% da distribuição normal.

Nos cálculos foram consideradas as incertezas abaixo estimadas:

Tabela 1 – Incertezas de medição do experimento

Dimensão	Incerteza			Dimensão	Incerteza		
p_1	\pm	0,05	Pa	k	\pm	0,05	adimensional
p_2	\pm	0,05	Pa	f	\pm	0,0005	adimensional
p_e	\pm	0,05	Pa	P_H	\pm	0,5	W
p_s	\pm	0,05	Pa	P_E	\pm	0,5	W
H_B	\pm	0,5	m	P_M	\pm	0,5	W
H_S	\pm	0,5	m	Q	\pm	0,0005	m ³ /s
$h_{p1 \rightarrow e}$	\pm	0,5	m	U	\pm	0,5	V
z_1	\pm	0,05	m	I	\pm	0,5	A
z_2	\pm	0,05	m	η	\pm	0,005	adimensional
z_e	\pm	0,05	m	$\cos \varphi$	\pm	0,005	adimensional
g	\pm	0,005	m/s ²	C_Q	\pm	0,5	adimensional
ρ	\pm	0,05	kg/m ³	C_P	\pm	0,5	adimensional
v_1	\pm	0,0005	m/s	C_H	\pm	0,5	adimensional
v_2	\pm	0,0005	m/s	ω	\pm	0,5	rad/s
v_e	\pm	0,0005	m/s	D	\pm	0,00005	m
v_s	\pm	0,0005	m/s				

5 ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1 Dados obtidos no experimento

Através do acompanhamento dos bombeamentos de venda de óleo diesel em 5 (cinco) vazões distintas, obteve-se os resultados conforme tabela (2):

Tabela 2 – Valores obtidos no experimento

Data		14/09/2013					23/11/2013				
Vazão (m ³ /h)		339,6	391,5	441,0	489,0	539,0	351,5	399,6	449,2	499,1	549,5
Corrente Elétrica (A)		55	59	62	65	66	56	59	62	65	67
Pressão Descarga (kgf/cm ²)		12,8	12,4	12,0	11,5	10,9	13,5	13,2	12,7	12,2	11,7
Tanque de Envio	Fator do Tanque (m ³ /mm)	1,223									
	Início (hs)	17:08	17:21	17:30	17:39	17:49	17:38	17:52	18:08	18:21	18:40
	Fim (hs)	17:20	17:28	17:37	17:45	20:00	17:49	18:02	18:16	18:37	20:03
	Tempo (s)	720	420	420	360	7860	660	600	480	960	4980
	Nível inicial (mm)	3802	3746	3690	3642	3578	13698	13641	13529	13473	13333
	Nível Final (mm)	3746	3706	3658	3602	2611	13642	13585	13501	13361	12688
	Varição de Nível (m)	0,056	0,040	0,032	0,040	0,967	0,056	0,056	0,028	0,112	0,645
	Varição de Volume (m ³)	68	49	39	49	1183	68	68	34	137	789
Velocidade (m/s)	7,78E-05	9,52E-05	7,62E-05	1,11E-04	1,23E-04	8,48E-05	9,33E-05	5,83E-05	1,17E-04	1,30E-04	
Tanque do Cliente	Fator do Tanque (m ³ /mm)	0,183									
	Varição de Nível (m)	0,374	0,267	0,214	0,267	6,463	0,374	0,374	0,187	0,749	4,311
	Velocidade (m/s)	5,20E-04	6,36E-04	5,09E-04	7,43E-04	8,22E-04	5,67E-04	6,24E-04	3,90E-04	7,80E-04	8,66E-04

Com os valores obtidos na tabela 2, calculou-se a média aritmética das variáveis obtidas, conforme tabela 3 abaixo descrita:

Tabela 3 – Valores médios obtidos no experimento

Vazão (m ³ /h)		345,6	395,6	445,1	494,1	544,3
Corrente Elétrica (A)		55,5	59,0	62,0	65,0	66,5
Pressão Descarga (kgf/cm ²)		13,2	12,8	12,4	11,9	11,3
Tanque de Envio	Fator do Tanque (m ³ /mm)	1,223				
	Tempo (s)	690	510	450	660	6420
	Nível inicial (mm)	8750	8693,5	8609,5	8557,5	8455,5
	Nível Final (mm)	3746	3706	3658	3602	2611
	Varição de Nível (m)	0,056	0,040	0,032	0,040	0,967
	Varição de Volume (m ³)	68	59	37	93	986
	Velocidade (m/s)	8,13E-05	9,43E-05	6,73E-05	1,14E-04	1,26E-04
Tanque do Cliente	Fator do Tanque (m ³ /mm)	0,183				
	Varição de Nível (m)	0,374	0,321	0,200	0,508	5,387
	Velocidade (m/s)	5,43E-04	6,30E-04	4,50E-04	7,61E-04	8,44E-04

5.2 Desempenho do sistema quanto ao ponto de operação

A partir dos valores médios obtidos no experimento, conforme tabela (3), das equações (2), (3), (4) e (5) e das variáveis tabeladas nos anexos A e B, foram calculadas as alturas de carga do sistema em relação às suas respectivas vazões, conforme tabela (4):

Tabela 4 – Altura de carga do sistema (H_S)

D (in)	20	14	12	10	8
A (m ²)	0,2027	0,0993	0,0730	0,0507	0,0324
L (m)	667	262	2049	144	12
k	0,5	0,0	1,0	0,0	0,0
e/D	0,00023	0,00046	0,00063	0,00091	0,00142
Q (m ³ /h)		345,6			
R_{ey}	1,4E+05	2,0E+05	2,4E+05	2,8E+05	3,5E+05
f	0,013	0,016	0,017	0,020	0,025
h_p^{TRECHO} (m)	1,27	30,99	43,66	9,26	1,50
$(v_2^2 - v_1^2) / 2g$ (m)	1,471E-08				
$z_2 - z_1$ (m)	11,06				
H_S (m)	98				
Q (m ³ /s)		395,6			
R_{ey}	1,6E+05	2,3E+05	2,7E+05	3,2E+05	4,0E+05
f	0,013	0,017	0,017	0,020	0,021
h_p^{TRECHO} (m)	1,33	32,13	46,81	10,14	1,43
$(v_2^2 - v_1^2) / 2g$ (m)	1,471E-08				
$z_2 - z_1$ (m)	11,05				
H_S (m)	103				
Q (m ³ /s)		445,1			
R_{ey}	1,8E+05	2,6E+05	3,0E+05	3,6E+05	4,6E+05
f	0,013	0,017	0,017	0,020	0,021
h_p^{TRECHO} (m)	1,40	32,34	50,36	10,86	1,62
$(v_2^2 - v_1^2) / 2g$ (m)	1,978E-08				
$z_2 - z_1$ (m)	11,03				
H_S (m)	108				
Q (m ³ /s)		494,1			
R_{ey}	2,0E+05	2,9E+05	3,4E+05	4,0E+05	5,1E+05
f	0,013	0,017	0,017	0,020	0,021
h_p^{TRECHO} (m)	1,48	32,56	54,28	11,66	1,84
$(v_2^2 - v_1^2) / 2g$ (m)	1,018E+02				
$z_2 - z_1$ (m)	11,08				
H_S (m)	113				
Q (m ³ /s)		544,3			
R_{ey}	2,2E+05	3,2E+05	3,7E+05	4,5E+05	5,6E+05
f	0,013	0,017	0,017	0,020	0,021
h_p^{TRECHO} (m)	1,56	32,81	58,71	12,56	2,08
$(v_2^2 - v_1^2) / 2g$ (m)	1,077E+02				
$z_2 - z_1$ (m)	11,81				
H_S (m)	120				

A partir dos dados obtidos na tabela (3), foi utilizada a equação (7) e calculadas as alturas de carga da bomba em relação às suas vazões respectivas, conforme tabela (5):

Tabela 5 – Altura de carga da bomba (H_B)

Q (m ³ /h)	z_1 (m)	v_e (m/s)	h_p (m)	p_e (Pa)	p_s (Pa)	H_B (m)
345,6	8,150	1,894	15,9	155952	1294478	138
395,6	8,094	2,168	18,1	153593	1255251	133
445,1	8,010	2,440	18,8	152323	1216025	129
494,1	7,958	2,708	19,5	151258	1166992	123
544,3	7,856	2,984	20,3	149695	1108152	116

5.3 Desempenho do sistema em relação ao rendimento

A partir das equações (10), (11) e (12) e das variáveis tabeladas constantes nos anexos D e E, obteve-se o rendimento da bomba centrífuga em relação ao sistema em estudo, conforme tabela (6):

Tabela 6 – Rendimento da bomba (η_B)

Q (m ³ /h)	H_B (m)	P_H (kW)	PM (kW)	I (A)	η_B (%)
345,6	138	109	190	56	57
395,6	133	121	202	59	60
445,1	129	132	212	62	62
494,1	123	139	223	65	63
544,3	116	145	228	67	64

5.4 Desempenho do sistema em relação à cavitação (NPSH_D)

A partir da equação (13) e das variáveis tabeladas constantes no anexo C e D, obteve-se a altura de sucção positiva líquida disponível (NPSH_D) em relação ao sistema em estudo e comparada com os dados fornecidos pelo fabricante da bomba centrífuga (ver anexo C), conforme tabela (7):

Tabela 7 – NPSH_D do sistema e NPSH_R do fabricante

Q (m ³ /h)	NPSH _D (m)	NPSH _R (m)	η _B (%)
345,6	16,6	-	57
395,6	16,3	8	60
445,1	16,2	12	62
494,1	16,0	14	63
544,3	15,9	16	64

5.5 Sistema equivalente pela teoria de semelhança para máquinas de fluxo

Utilizando as equações (15), (16) e (17) e a velocidade angular $\omega = 1775 \text{ rpm} = 186 \text{ rad/s}$ e diâmetro do rotor $D = 0,5366 \text{ m}$ (conforme dados do anexo C), obteve-se os coeficientes de semelhança C_Q , C_H e C_P , conforme tabelas (8) e (9) :

Tabela 8 – $C_Q \times C_H$

Q (m ³ /h)	C_Q	C_H	η _B (%)
345,6	0,00334	0,136	57
395,6	0,00383	0,131	60
445,1	0,00431	0,127	62
494,1	0,00478	0,121	63
544,3	0,00526	0,114	64

Tabela 9 – $C_Q \times C_P$

Q (m ³ /h)	C_Q	C_P	η_B (%)
345,6	0,00334	0,00079	57
395,6	0,00383	0,00084	60
445,1	0,00431	0,00088	62
494,1	0,00478	0,00093	63
544,3	0,00526	0,00095	64

6 DISCUSSÃO

Para discussão do ponto de operação e rendimento, representados no gráfico (3) e NPSH do sistema, representado no gráfico (4), foram encontrados os valores abaixo:

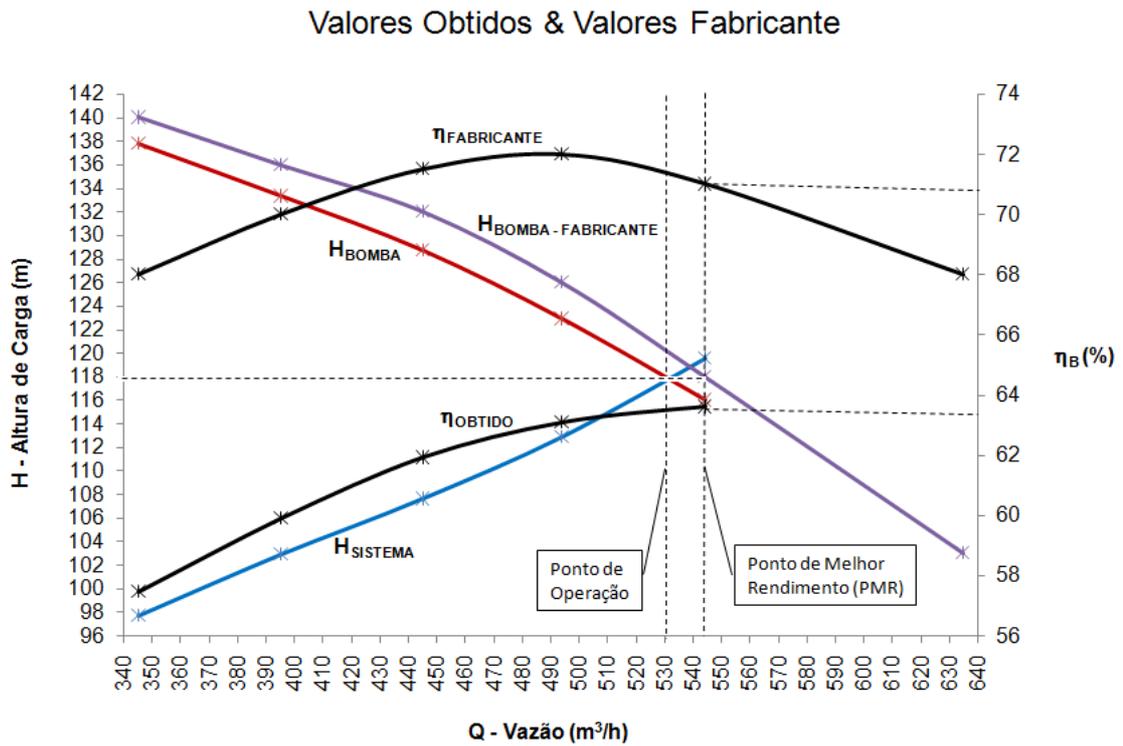


Gráfico 3 – Resultados obtidos para Ponto de Operação e Rendimento

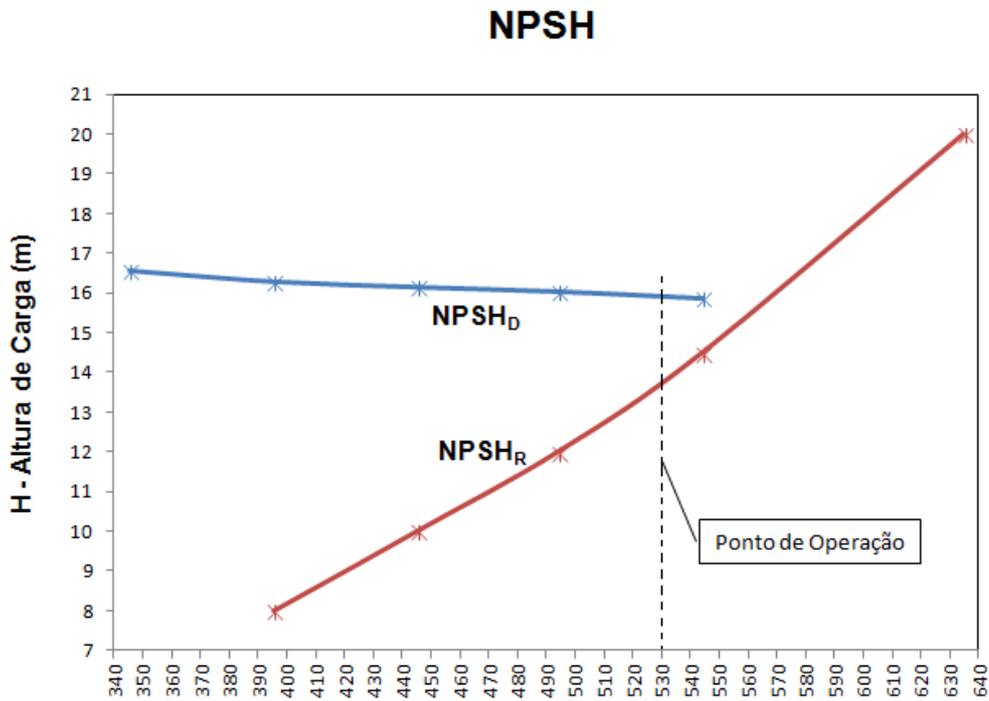


Gráfico 4 – Resultados obtidos para NPSH

Utilizando as leis de semelhança, obtiveram-se os resultados abaixo, conforme gráfico (5) e (6):

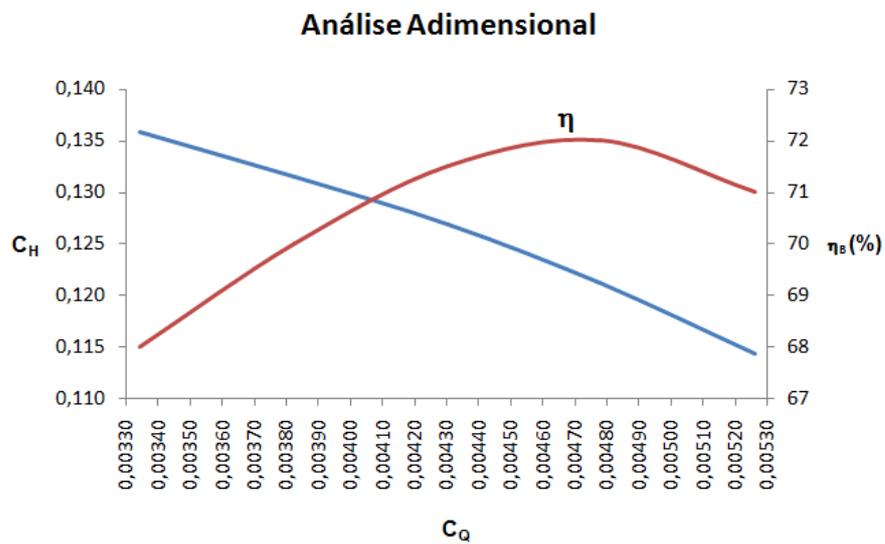


Gráfico 5 – Resultados obtidos para C_H x C_Q

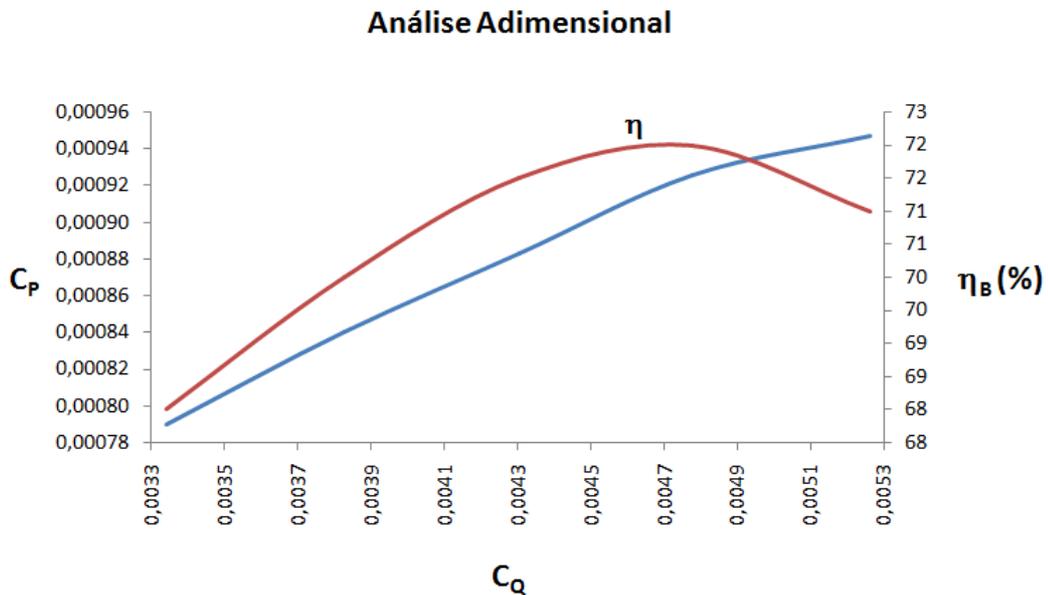


Gráfico 6 – Resultados obtidos para C_P x C_Q

Verifica-se, no gráfico (3), que para a vazão de trabalho ($Q = 544 \text{ m}^3/\text{h}$), o rendimento atual da bomba é $\cong 64\%$ e o rendimento informado pelo fabricante Worthington para a bomba centrífuga modelo 6-LN 23, atualmente utilizada, é 71% , logo, houve perda de $\cong 10\%$ de rendimento no sistema moto-bomba utilizado. Devido à limitação dos ensaios ($Q \leq 550 \text{ m}^3/\text{h}$), considerou-se que o ponto de melhor rendimento da bomba coincidiu com o ponto de operação do sistema, pois as curvas encontradas, se comparadas às curvas fornecidas pelo fabricante da bomba centrífuga, possuem tendências semelhantes. Observou-se $\cong 2,5\%$ de diferença na vazão entre o Ponto de Melhor Rendimento (PMR) e o Ponto de Operação (PO), entretanto, as incertezas associadas ao experimento nos permite concluir que o PMR coincide com o PO do sistema.

O $NPSH_D$ para o sistema é praticamente igual ao $NPSH_R$ informado pelo fabricante, ou seja, a bomba centrífuga utilizada está trabalhando próxima do limite da cavitação, embora ainda haja alguma folga para atingir este limite.

Em virtude da evidência observada nos cálculos de que o conjunto moto-bomba atualmente está trabalhando abaixo do rendimento esperado, pesquisou-se

através da teoria da semelhança, bomba centrífuga equivalente para melhorar o rendimento e, conseqüentemente, a eficiência energética do sistema. No tópico CONCLUSÕES (item a) é sugerido equipamento similar através de demonstração algébrica utilizando a equação (18), pois o modelo de bomba atualmente utilizada não é mais fabricado.

Os gráficos 5 e 6 podem ser utilizados para encontrar família de bombas similares à bomba em estudo, e corroboram a demonstração algébrica para a escolha de bomba alternativa.

Do ponto de vista da eficiência energética do sistema, o motor elétrico G&E modelo 23-4054-495, utilizado atualmente, possui rendimento adequado (91%) para motores de sua categoria.

Conforme artigo publicado por Flávia V. P. Machado no II Congresso Brasileiro de Eficiência Energética, existem motores elétricos similares que podem minimizar o consumo de energia elétrica para o mesmo trabalho exercido, tema que será abordado no tópico CONCLUSÕES (item b) deste estudo (ABEE, 2007).

A incerteza de medição das variáveis utilizadas nos cálculos, determinadas pelo método de avaliação B do INMETRO, não afetam a confiabilidade dos resultados obtidos, pois a magnitude e o intervalo de medição (resolução) das grandezas físicas medidas tornam as incertezas estimadas pouco representativas para o estudo proposto, embora sejam imprescindíveis para se conhecer o intervalo de confiabilidade das medições efetuadas e das grandezas físicas utilizadas.

Consideremos a vazão no ponto de operação do sistema:

Para a vazão de trabalho do conjunto moto-bomba de $545 \text{ m}^3/\text{h} = 0,151 \text{ m}^3/\text{s}$, temos da equação (18), em relação ao ponto de melhor eficiência fornecido pelo fabricante ($Q = 520 \text{ m}^3/\text{h} = 0,144 \text{ m}^3/\text{s}$, $\omega = 1775 \text{ rpm} = 186 \text{ rad/s}$ e $D = 21 \frac{1}{8} \text{ in} = 0,5366 \text{ m}$):

$$\left(\frac{Q}{\omega D^3}\right)_1 = \left(\frac{Q}{\omega D^3}\right)_2$$

Ou seja,

$$\left(\frac{0,144}{186.0,5366^3}\right)_1 = \left(\frac{0,151}{183.D^3}\right)_2$$

Então temos o diâmetro do rotor (D) = $0,55 \text{ m} = 20 \frac{7}{8} \text{ in.}$

Consultando o catálogo da Empresa KSB Bombas para a bomba centrífuga modelo RPH, temos que o modelo que atende as condições acima impostas é a bomba modelo RPH 200-540.

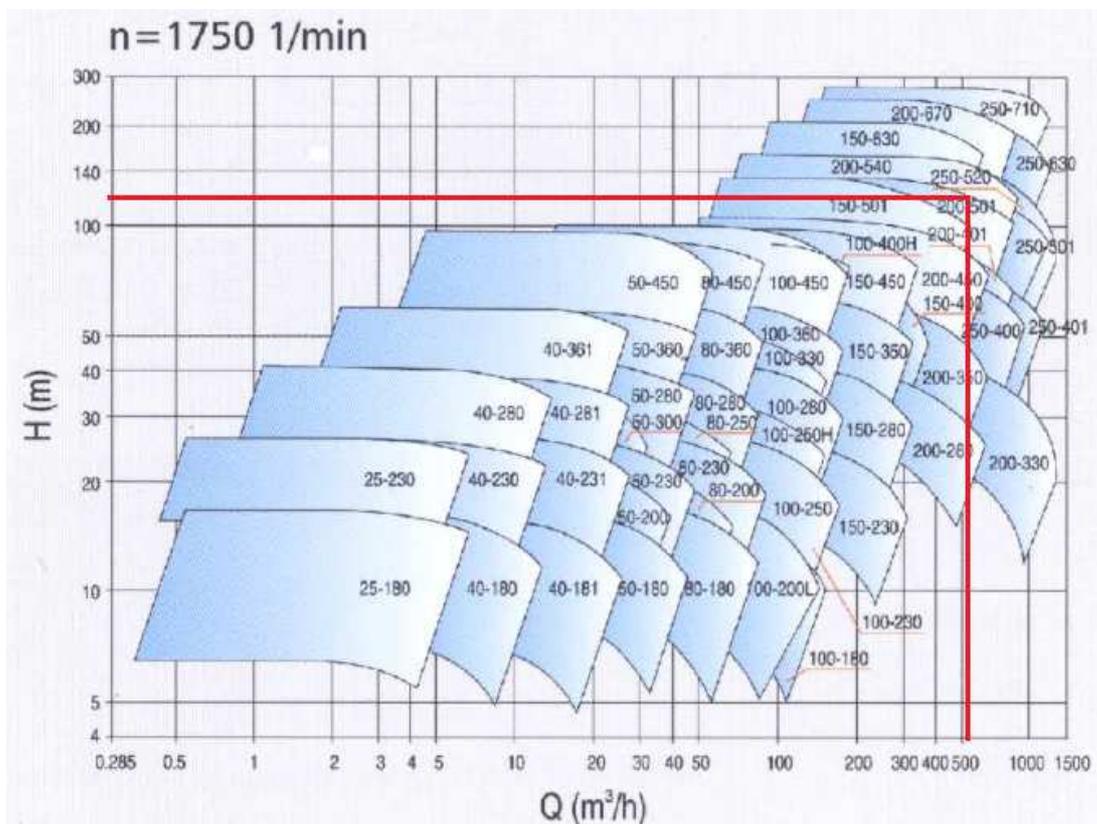


Figura 6 – Catálogo da Família de Bombas centrífugas modelo RPH (Fonte: KSB Bombas)

Para o modelo escolhido, encontramos o diâmetro do rotor calculado e identificamos o rendimento da bomba para o exemplo em questão. Ao consultar o catálogo concluímos que a bomba centrífuga KSB Modelo RPH 200-540 que se aproxima das características desejadas possui diâmetro do rotor $D = 50,2 \text{ cm}$ e rendimento $\eta \cong 76\%$.

Série Pump type	Modelo Tipo	Velocidade Nom. speed	Velocidade nom. Revoluciones nom.	KSB Bombas Hidráulicas S.A. FABRICA: Rua José Rabelo Portella, 400 Cx. Postal 06 CEP 13225-100 - Valparaíso Paulista - SP
RPH	200-540	1750 1/min		
Projeto - Nº Project Nº	Nº de oferta Oferta Nº	Nº de item Item Nº	Nº de pos. Nº de pos.	

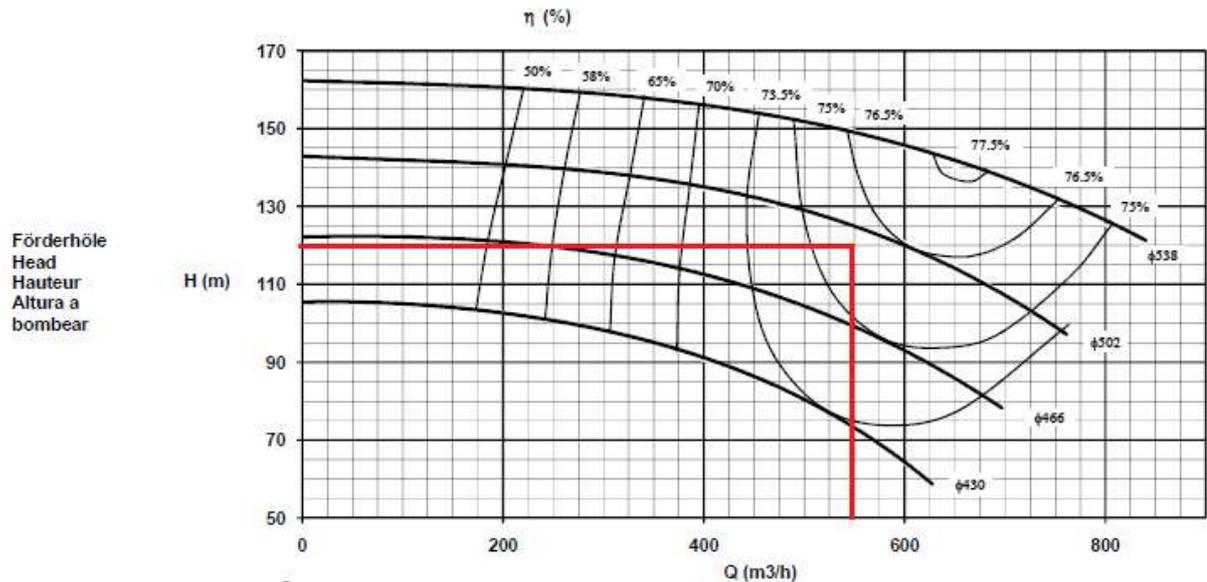


Figura 7 – Catálogo da Família de Bombas centrífugas modelo RPH 200-540 (Fonte: KSB Bombas)

Da equação (21) para rotação específica, temos para o ponto de máximo rendimento (PMR) encontrado para a bomba em estudo:

$$N_s = \frac{1775 \cdot (0,151)^{1/2}}{(136)^{3/4}}$$

Logo,

$$N_s = 17$$

Ou seja,

Para o sistema estudado, a bomba centrífuga é a melhor solução.

7 CONCLUSÕES

De acordo com o conceito de rotação específica (N_s), o tipo de bomba utilizada (bomba centrífuga) é compatível ao sistema.

Os resultados obtidos neste estudo apontam para redução de $\cong 10\%$ de rendimento do atual sistema moto-bomba ($\eta = 64\%$) utilizada para a análise em questão, sendo recomendável a troca por equipamento com melhor rendimento. O ponto de operação do sistema coincide com o ponto de melhor rendimento da bomba centrífuga utilizada, tendo em vista que a diferença de $\cong 2,5\%$ entre as vazões de trabalho e PMR pode ser desconsiderada devido à incerteza das medições do experimento.

O $NPSH_D$ demonstra que o sistema se encontra próximo da cavitação, embora ainda haja alguma folga até a ocorrência do fenômeno. A limitação do experimento ($Q \leq 550 \text{ m}^3/\text{h}$) motiva estudo mais aprofundado em vazões maiores para se obter resultados mais conclusivos.

Podemos considerar que as incertezas de medição obtidas através de avaliação do tipo B, causaram pouca ou nenhuma influência nos resultados obtidos devido à magnitude das grandezas físicas de interesse (H_B , H_S , $NPSH$ e Rendimento) em relação às incertezas das variáveis utilizadas para seus cálculos.

A necessidade de eventuais manutenções dos equipamentos utilizados, os quais foram adquiridos em 1974 e provavelmente não possuem peças de reposição, motivam as sugestões abaixo:

- a) A bomba centrífuga modelo RPH 200-540 produzida pela KSB bombas, com rendimento $\eta \cong 76\%$, diâmetro de rotor $D = 50,2 \text{ cm}$ para $H_B = 120 \text{ m}$ e $Q = 545 \text{ m}^3/\text{h}$, é solução alternativa para o sistema (rendimento $\cong 16\%$ maior que o moto-bomba atual). Além de ter rendimento teórico superior, faz parte do catálogo atual de bombas disponibilizadas pelo fabricante;
- b) Para aumentar a eficiência da bomba (η_B) e, conseqüentemente, reduzir o consumo de energia elétrica, recomenda-se verificar e a possibilidade de

- efetuar plano de manutenção e limpeza dos dutos e redução dos acessórios do sistema a fim de minimizar as perdas de carga envolvidas no processo;
- c) Para reduzir a potência do motor elétrico é possível diminuir a vazão de trabalho durante a venda, conforme equação (22), porém esta hipótese é descartada tendo em vista que o tempo de bombeamento aumentaria, logo, o consumo de energia elétrica seria o mesmo ao longo do tempo. Além deste fato, existe a inviabilidade logística entre o cliente e fornecedor;
- d) Conforme estudo publicado por Flávia Valente Porto Machado no II CBEE - Congresso Brasileiro de Eficiência Energética em 2007, a melhor solução do ponto de vista da eficiência energética, é a substituição do motor Standard por motor de Alto Rendimento, reduzindo a potência de acionamento quando possível, e adequando o sistema de controle com inversores de frequência, tornando o ajuste de velocidade mais eficiente possível nos conjuntos moto-bomba. A alternativa proposta em seu estudo reduziu em 49% o consumo de energia, porém o investimento necessário deve ser avaliado a cada caso para que a relação custo-benefício seja satisfatória (ABEE, 2007).

Outra possibilidade para melhorar a qualidade de consumo energético durante a venda de óleo diesel seria utilizar energia elétrica da concessionária fora dos horários de ponta (maior demanda), porém esta hipótese foi desconsiderada em virtude da restrição do cliente que, devido a fatores logísticos, fica impossibilitado de alterar a grade horária de recebimento.

Além da restrição logística do cliente, verificou-se que o consumo de energia elétrica pela concessionária é fator redundante à malha energética da refinaria, sendo utilizado para garantir a continuidade operacional do processo, ou seja, a compra de energia elétrica não está condicionada ao fator econômico, mas à necessidade estratégica de abastecimento, independentemente do melhor horário de consumo;

- e) Cabe enfatizar que as conclusões apresentadas no item “d” precisam ser reproduzidas no sistema de bombeamento estudado neste experimento para que seja identificada a real economia energética pra este caso.

8 SUGESTÕES PARA FUTUROS TRABALHOS

A necessidade de minimizar perdas energéticas devido à crescente demanda de consumo e a contínua evolução tecnológica enseja o cenário pertinente à busca de alternativas para equilibrar a relação de oferta e demanda de energia global.

Como o estudo apresentado teve como foco principal as propriedades mecânicas e hidráulicas do sistema, sugere-se uma análise aprofundada de suas características elétricas, para dar continuidade aos estudos realizados neste trabalho.

9 CRONOGRAMA

A fim de viabilizar o estudo proposto, foi sugerido o cronograma de atividades abaixo descrito:

Tabela 10 – Cronograma de atividades do Trabalho de Conclusão de Curso

Ano	2013			2014		
Mês	OUT	NOV	DEZ	JAN	FEV	MAR
Revisão bibliográfica	X	X	X	X	X	X
Experimentos	X	X	X			
Análise dos dados experimentais			X	X	X	
Proposta de sistema alternativo				X	X	X
Análise de eficiência energética					X	X

10 REFERÊNCIAS

Anais do II Congresso Brasileiro de Eficiência Energética. **EFICIÊNCIA ENERGÉTICA DE CONJUNTOS MOTO-BOMBA**. Espírito Santo: ABEE, 2007.

ANEEL - Agência Nacional de Energia Elétrica. **Atlas de Energia Elétrica**. Disponível em <http://www.aneel.gov.br/arquivos/PDF/atlas_par1_cap2.pdf - pág. 45>

Acesso em: 12 set. 2013.

AZEVEDO NETTO, José Martiniano de– **Manual de Hidráulica**. São Paulo: Edgard Blücher, 1998.

Eletrobrás. **Eficiência Energética em Sistemas de Bombeamento**. Disponível em <<http://www.eletrobras.com/elb/procel/main.asp>>

Acesso em: 11 set. 2013.

FOX, Robert W; MCDONALD, Alan T; PRITCHARD, Philip J – **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 2006.

INMETRO. **Avaliação de dados de medição - Guia para a expressão de incerteza de medição – GUM 2008**. Rio de Janeiro: INMETRO/CICMA/SEPIN, 2012.

MUNSON, Bruce R. YOUNG, Donald F; OKIISHI, Theodore HI - **Fundamentos da Mecânica dos Fluidos**. São Paulo: Edgard Blücher, 2004.

NISKIER, Julio; MACINTYRE, A. JI – **Instalações Elétricas**. Rio de Janeiro: LTC, 2000.

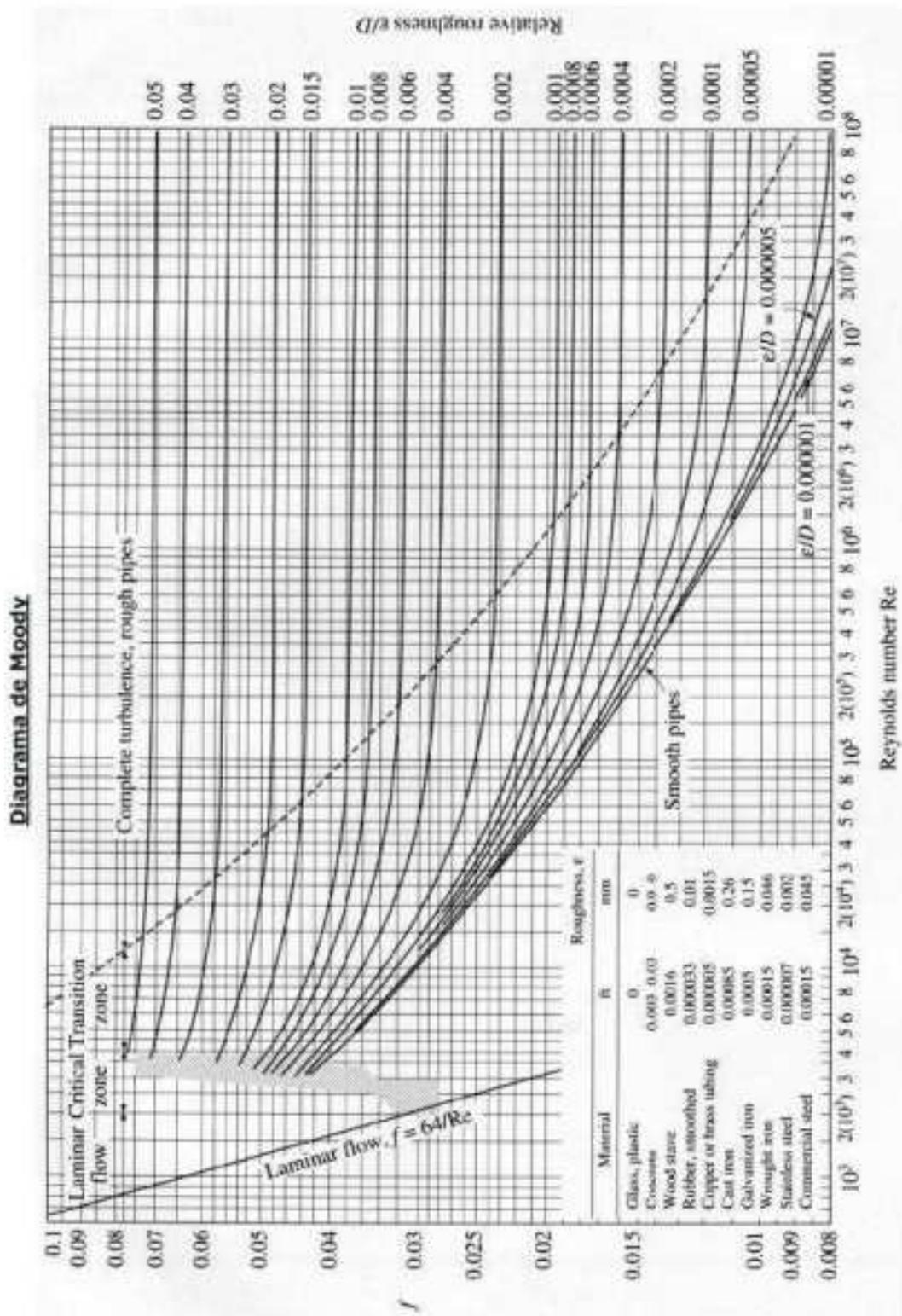
Petrobrás, sistema supervisor, base de dados.

SIMEPAR – Meteorologia. Disponível em
<<http://www.simepar.br/site/internas/conteudo/meteorologia/tempo.jsp?id=4106902>>

Acesso em: 12 set. 2013.

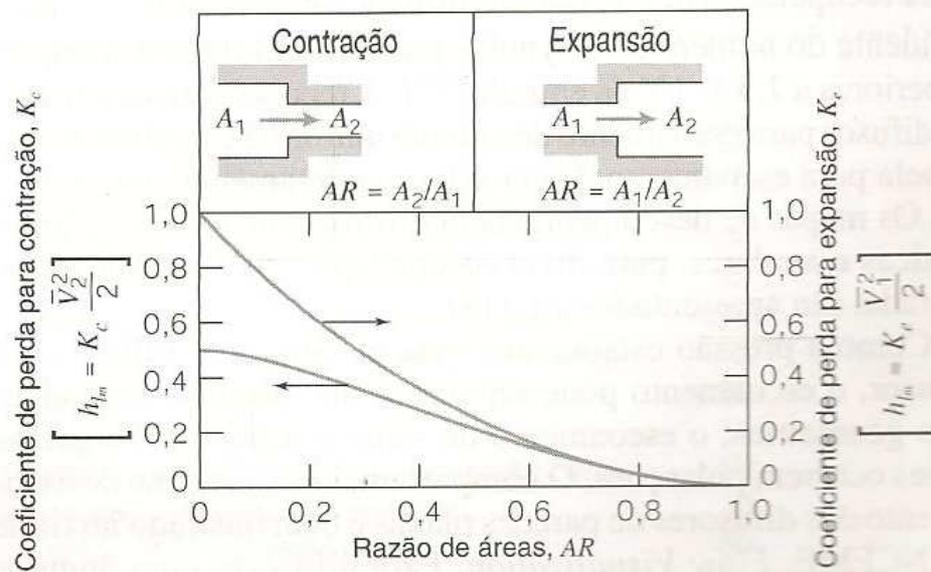
WHITE, Frank M. **Mecânica dos Fluídos**. Rio de Janeiro: McGraw-Hill, 1999.

ANEXO A – Diagrama de Moody



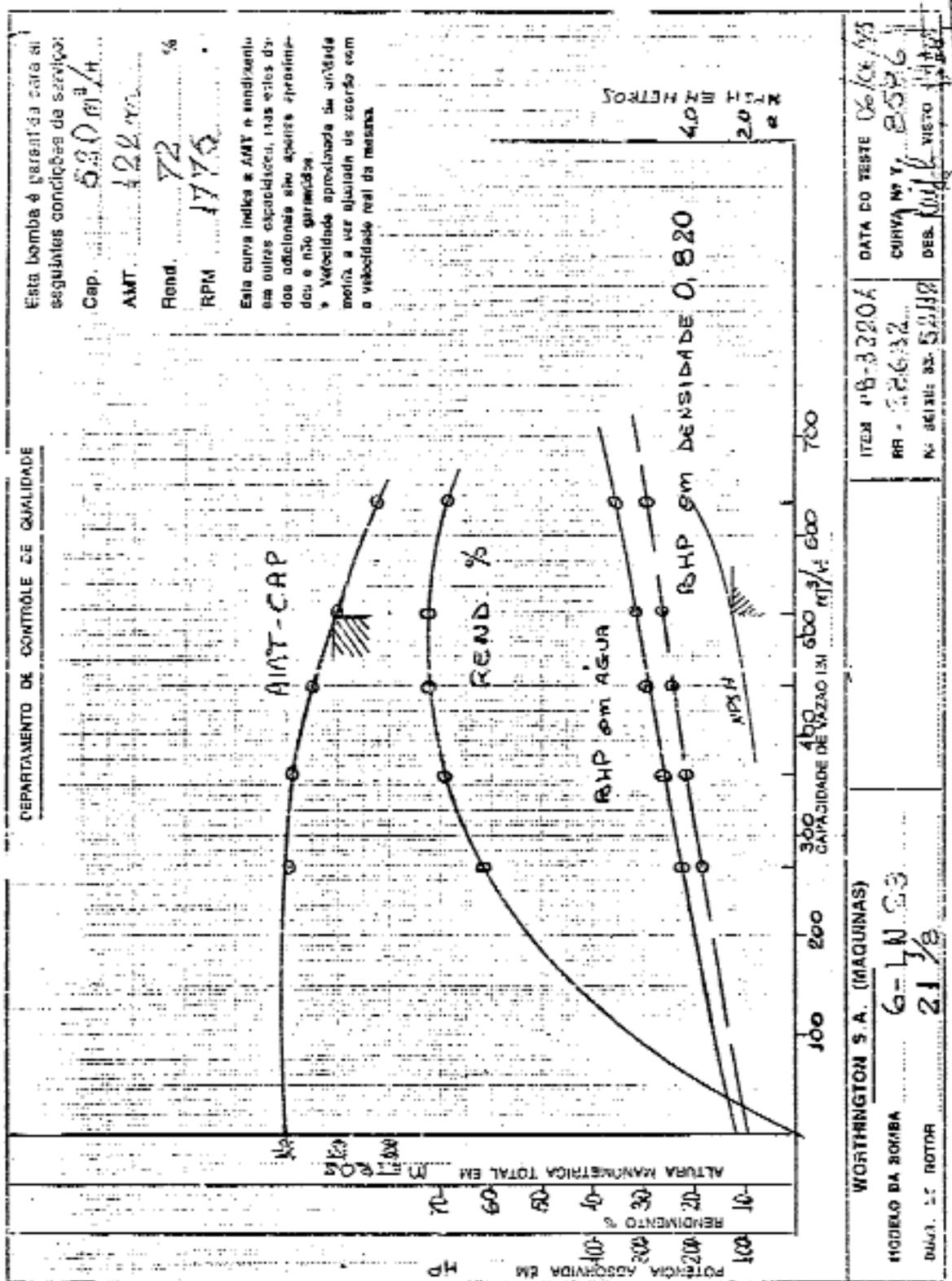
ANEXO B – Comprimento equivalente (L_e/D) e coeficiente de perda

Tipo de Acessório	Comprimento Equivalente (L_e/D)
Válvulas (completamente abertas)	
Válvula de gaveta	8
Válvula globo	340
Válvula angular	150
Válvula de esfera	3
Válvula de retenção globo	600
Válvula de retenção angular	55
Válvula de pé com crivo com disco solto	420
Válvula de pé com crivo com disco articulado	75
Cotovelo padrão 90°	30
Cotovelo padrão 45°	16
Curva de retorno (180°), modelo estreito	50
Tê padrão - escoamento principal	20
Tê padrão - escoamento lateral (ramal)	60



Coeficientes de perda para escoamento através de mudanças súbitas de área.

ANEXO C – Curva da bomba centrífuga de estudo



ANEXO D – FISPQ Óleo Diesel S500



Ficha de Informação de Segurança de Produto Químico - FISPQ

PRODUTO: ÓLEO DIESEL S500		Página 6 de 9	
Data:	03/01/2011	Nº FISPQ:	BR0109
Versão:	1	Anula e substitui versão:	todas anteriores

Ponto de fusão/ponto de congelamento:	Não disponível.
Ponto de ebulição inicial e faixa de temperatura de ebulição:	Não disponível.
Ponto de fulgor:	38 °C Mín.; Método NBR 7974.
Taxa de evaporação:	Não disponível.
Inflamabilidade:	Produto altamente inflamável
Limite inferior/superior de inflamabilidade ou explosividade:	Não disponível.
Pressão de vapor:	19,5 kPa @ 38,7 °C
Densidade de vapor:	
Densidade:	0,82 – 0,865 @ 20 °C; Método NBR-7148.
Solubilidade:	Na água: Desprezível Em solventes orgânicos: solúvel
Coefficiente de partição – n-octanol/água:	Log kow: 7,22 (dado estimado).
Temperatura de auto-ignição:	Não disponível.
Temperatura de decomposição:	400°C
Viscosidade:	2,5 – 5,5 Cst @ 40 °C; Método: D445/NBR-10441.
Faixa de destilação:	100 - 400 °C @ 101,325 kPa (760 mmHg); Método: NBR-9619.

ANEXO E – Folha de dados do motor elétrico de estudo

FOLHA DE DADOS DE MOTOR ELETRICO DE INDUÇÃO

REF. (WSAM) RR _____ ITEM _____ PG _____ ITEM _____ Q de _____

CLIENTE FINAL : _____ OBRA Nº 290
 REQUISIÇÃO Nº : _____ ITEM Nº _____
 PCM Nº _____ AF Nº _____

ESPECIFICAÇÕES GERAIS

1	MOTOR Nº	27	MONTAGEM (AFET. 1) (SOMEL) (S)
2	FABRICANTE	28	MONTAGEM (AFET. 1) (SOMEL) (S)
3	MODELO	29	QUANT. DE FASES (AFET. 1) (SOMEL) (S)
4	MARKING ADONISA	30	QUANT. DE FASES (AFET. 1) (SOMEL) (S)
5	POTENCIA	31	QUANT. DE FASES (AFET. 1) (SOMEL) (S)
6	NÚMERO DE FASES	32	TIPO DO ACOPLAMENTO
7	FREQUENCIA	33	TIPO DE MANCAL
8	TENSÃO	34	LUBRIFICAÇÃO DO MANCAL
9	NÚMERO DE POLOS	35	PESO TOTAL
10	REGIME DE SERVIÇO	36	DELIMITAÇÃO PELO LADO DO ACOPLAMENTO
11	FATOR DE SERVIÇO	37	1 SENTIDO DE ROTAÇÃO
12	TIPO DO ROTOR	38	2 CAIXA DE LIGAÇÕES
13	METODO DE PARTIDA		3 FURAÇÃO PARA ELTROTUDO
14	TEMPERATURA AMBIENTE		ALTIITUDE
15	ELEVACÃO DE TEMPERATURA		PROXIMIDADE DO MAR
16	CLASSE DE ISOLAÇÃO		
17	LETRA CODIGO		
18	CORRENTE NOMINAL		
19	CORRENTE DE PARTIDA		
20	CATEGORIA		
21	RECORTEGMENTO		
22	CONJUGADO DE PARTIDA		
23	CONJUGADO MAXIMO		
24			
	4/4 CARGA	COS Ø	RENDIMENTO
	3/4 CARGA		
	2/4 CARGA		
25	TEMPO DE ACELERAÇÃO EM CARGA		
26	TEMPO MAX. PERMITIDO COM ROTOR TRAVADO		

ACESSÓRIOS

1	INDICADOR DE TEMPERATURA DO MANCAL	1	INDUSTRIAS (ABNT-P-MU-216)
2	IDEM COM CONTATOS PARA ALARMES	2	COMPLETOS (ABNT-P-MU-216)
3	ALARME DE PRESEÇA DE ÓCIO	3	CERTIFICADO TESTE EXPLOSO PROTEC. P2
4	ACUDECEDORES INTERNOS 250 WATTS EM 120 V	4	NIVEL DE RUÍDO
5	TERMINAL PARA CABO TERRA # 4 AWG	5	VIBRAÇÃO
6	CHUMBEADORES	6	EXPLOSO (ABNT-P-E3-229)
7	TERMINAIS PARA ALIMENTADOR # AWG/MC	7	HIESTÁTICO (ABNT-P-LB-229)

ENSAIOS

77. 135

ANEXO G – Imagem aérea do sistema de bombeamento

