

**REDIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE BOMBEAMENTO DE ETANOL  
PARA O SETOR DE CARREGAMENTO DE UMA USINA SUCROALCOOLEIRA****REDIMENSIONING AN ETHANOL PUMPING SYSTEM FOR THE LOADING  
SECTOR OF A SUCROALCOOLEIRA***Lucas Mendes Scarpin<sup>1</sup>**Bruno Martins Trindade<sup>2</sup>*

**RESUMO:** Este trabalho apresenta uma reflexão e estudo sobre bombas centrífugas, que são um tipo específico de turbomáquinas, utilizadas para o bombeamento de fluidos em geral, transferindo-os de um local para outro. São utilizadas em sistemas de irrigação, saneamento básico, distribuição de água, edifícios, indústrias em geral, dentre outros. As bombas centrífugas são projetadas para operar de acordo com uma determinada vazão e altura manométrica total, porém, dependendo da instalação ou condição operacional, podem ocorrer variações nesses parâmetros. Diante disso, foi proposto desenvolver um projeto detalhado de um sistema de bombeamento de etanol para o setor de carregamento de uma usina sucroalcooleira, buscando a otimização de um sistema já existente. Foram levantadas as características e dimensões da planta em análise e, em seguida, foi realizado um estudo dirigido, a fim de se quantificar as perdas de carga do sistema, possibilitando a seleção e especificação do mesmo. De acordo com os dados, foram apresentadas propostas para melhorias, como a substituição de equipamentos e acessórios, possibilitando a operação de modo satisfatório e eficiente.

**Palavras-chave:** Perda de carga; Bomba centrífuga; Carregamento de etanol

<sup>1</sup> Mestre em Engenharia Mecânica, UNESP, 2014.

<sup>2</sup> Graduado em Engenharia Mecânica, UNITOLEDO, 2015.

**ABSTRACT:** This work presents a reflection and study on centrifugal pumps, which are a specific type of turbomachinery, used for the pumping of fluids in general, transferring them from one place to another. They are used in irrigation systems, basic sanitation, water distribution, buildings, industries in general, among others. Centrifugal pumps are designed to operate according to a given flow and total head, but depending on the installation or operating condition, variations in these parameters may occur. In view of this, it was proposed to develop a detailed project of an ethanol pumping system for the loading sector of a sugar and ethanol plant, seeking to optimize an existing system. The characteristics and dimensions of the plant under analysis were surveyed and then a directed study was carried out in order to quantify the system load losses, allowing the selection and specification of the system. According to the data, proposals were presented for improvements, such as the replacement of equipment and accessories, enabling the operation in a satisfactory and efficient manner.

**Key words:** Cargo loss; Centrifugal pump; Loading ethanol

## 1 INTRODUÇÃO

As bombas são empregadas no deslocamento de certo fluido, de um reservatório de sucção para o de recalque. São desenvolvidas para transformar o trabalho mecânico em energia que é introduzida ao líquido nas formas de cinética e de pressão. Podem ser classificadas em bombas de deslocamento positivo e bombas dinâmicas ou turbomáquinas.

As bombas de deslocamento positivo não permitem a recirculação interna, ou seja, sempre deslocam fluido da entrada para a saída. Essas bombas se caracterizam por trabalhar com vazões baixas e pressões altas, e podem ser utilizadas em fluidos de maior viscosidade, dependendo de sua geometria.

O princípio de funcionamento é baseado na variação do volume geométrico ocupado pelo fluido em seu interior. Diante disso, uma vez succionado para o interior da máquina, o fluido ocupa um volume inicial, que passa a diminuir de modo gradual, possibilitando o aumento da pressão até um determinado nível de projeto. A partir desse momento, o fluido deixa o equipamento, sendo deslocado para fora por conta do acréscimo de pressão gerado.

Por outro lado, as bombas dinâmicas são comumente classificadas quanto ao trajeto do fluido em seu interior: axial, diagonal e radial (centrífuga). Possuem uma peça rotativa

## 1 INTRODUÇÃO

As bombas são empregadas no deslocamento de certo fluido, de um reservatório de sucção para o de recalque. São desenvolvidas para transformar o trabalho mecânico em energia que é introduzida ao líquido nas formas de cinética e de pressão. Podem ser classificadas em bombas de deslocamento positivo e bombas dinâmicas ou turbomáquinas.

As bombas de deslocamento positivo não permitem a recirculação interna, ou seja, sempre deslocam fluido da entrada para a saída. Essas bombas se caracterizam por trabalhar com vazões baixas e pressões altas, e podem ser utilizadas em fluidos de maior viscosidade, dependendo de sua geometria.

O princípio de funcionamento é baseado na variação do volume geométrico ocupado pelo fluido em seu interior. Diante disso, uma vez succionado para o interior da máquina, o fluido ocupa um volume inicial, que passa a diminuir de modo gradual, possibilitando o aumento da pressão até um determinado nível de projeto. A partir desse momento, o fluido deixa o equipamento, sendo deslocado para fora por conta do acréscimo de pressão gerado.

Por outro lado, as bombas dinâmicas são comumente classificadas quanto ao trajeto do fluido em seu interior: axial, diagonal e radial (centrífuga). Possuem uma peça rotativa acoplada ao eixo, conhecida como rotor, cuja função é proporcionar a conversão da energia mecânica nas formas cinética e potencial de pressão ao fluido. Trata-se, basicamente, de um disco ou peça de formato cônico dotado de pás, o qual pode ser classificado em três tipos: aberto, semiaberto e fechado.

Outro componente importante em uma bomba dinâmica é o difusor, que é responsável pela transformação parcial da elevada energia cinética em energia de pressão na seção de saída do rotor. Ao atingir a boca de saída da bomba, o líquido é capaz de escoar com velocidade razoável, equilibrando as pressões de seu escoamento. Dependendo do modelo da máquina, o difusor pode ser de tubo reto troncônico em bombas axiais e do tipo voluta ou espiral em outros tipos de bombas (MACINTYRE, 1997).

As bombas centrífugas ou radiais são as mais comuns e, conseqüentemente, são amplamente utilizadas em vários setores, desde o industrial até o de abastecimento de água em cidades. Nessa, o líquido penetra no rotor paralelamente ao eixo, sendo dirigido pelas pás para a periferia. Possuem pás cilíndricas de simples curvatura, com geratrizes paralelas

ao eixo de rotação, sendo as pás fixadas a apenas um disco ou junto a uma coroa circular (MACINTYRE, 1997).

A força centrífuga, decorrente do movimento do rotor e do líquido contido nos canais formados pelas pás, cria uma zona de maior pressão na periferia do rotor e, conseqüentemente, uma de baixa pressão na sua entrada, realizando o deslocamento do líquido em direção à saída dos canais do rotor que está interligado à tubulação de recalque da bomba, ou seja, tem-se um gradiente favorável ao escoamento do fluido em virtude das pressões de entrada e saída da bomba. A seguir, a Figura 1 apresenta uma bomba centrífuga, modelo BMS, fabricada pela Imbil.



**Figura 1** - Bomba centrífuga BMS da marca Imbil  
Fonte: Imbil (2016)

Existe diversos tipos e aplicações para as bombas, além de várias maneiras para se calcular a perda de carga. Com isso, é apresentada uma revisão da literatura com diversos trabalhos desenvolvidos sobre o assunto, os quais contribuíram para o desenvolvimento deste.

Carvalho (2004) desenvolveu um programa computacional em linguagem Visual Basic Application para o dimensionamento de uma malha hidráulica. Visou analisar o comportamento dos parâmetros dimensionais da malha, como a vazão, velocidade do fluido e pressão. As equações utilizadas para os cálculos da perda de carga foram a de Hazen-Williams e Darcy-Weisbach, dando ao usuário do aplicativo escolher entre as duas

fórmulas de se realizar o equacionamento e simulações desejadas. Nos dois métodos obtive resultados semelhantes, onde constatou vazões máximas exatamente iguais, mas pressões com baixas variações.

Rodrigues (2011) realizou uma pesquisa sobre as principais equações que fornecem a perda de carga em condutos forçados, abrangendo qualquer tipo de canalização onde o líquido escoar sob pressão diferente da atmosfera. Apresentou diversas equações e demonstrações experimentais. Cita diversas maneiras existentes para se chegar ao valor do fator de atrito e, conseqüentemente, as perdas de carga localizada e contínua, como as equações de Darcy-Weisback e Colebrook-White. Resumindo em uma apresentação das principais equações e princípios da perda de carga para condutos forçados.

Pinheiro (2014) comparou modelos numéricos e experimentais. Inicialmente, analisou, experimentalmente, a perda de carga ocorrida em uma rede de distribuição de um laboratório de eficiência hidráulica e energia em saneamento, confrontando com dados calculados por um software, pelo modelo numérico de simulação de sistemas de distribuição de água EPANET. Para sua fundamentação teórica, abrangeu desde propriedades do fluido que influenciam na perda de carga, até metodologias para soluções de redes complexas. Para a comparação de resultados, empregou duas análises: na rede ramificada foram comparadas diretamente as perdas de carga, já no abastecimento em malha foi avaliado a diferença entre vazão passante em cada trecho. Por fim, levantou a discussão sobre a aplicabilidade do modelo numérico para avaliação da perda de carga na rede de distribuição, na qual destaca a influência do elevado número de singularidades e as dificuldades que elas acarretaram na sua correta determinação.

O objetivo desse trabalho é desenvolver o estudo detalhado de um sistema de carregamento de etanol, o qual é utilizado em uma usina sucroalcooleira. Diante disso, foram levantadas as perdas de carga do sistema em operação e, com isso, foram apresentadas soluções para a melhoria do sistema global, a fim de se operar de modo otimizado, garantindo o requisito de vazão, bem como economia de energia para o acionamento dos equipamentos.

## **2 EQUACIONAMENTO**

A equação de Bernoulli se deriva da primeira do princípio da conservação da

energia, a qual estabelece que a mudança de energia interna de um sistema é igual à soma da energia adicionada ao fluido com o seu trabalho realizado. Para o caso de um escoamento entre duas seções de um fluido real, incompressível, para uma linha de corrente e considerando que o escoamento só ocorre com uma perda de energia, tem-se a Equação (1) (LARA; BAPTISTA, 2010):

$$\left( Z_1 + \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_1^2}{2g} \right) - \left( Z_2 + \frac{P_2}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} \right) = H_m + \Delta h_f \quad (1)$$

onde,

$Z$ : carga de posição [m]

$\frac{P}{\gamma}$ : carga de pressão [m]

$\frac{V^2}{2g}$ : carga de velocidade [m]

$H_m$ : energia aplicada ou retirada por alguma máquina [m]

$\Delta h_f$ : perda de carga [m]

Na equação, tem-se o gasto de energia para que o fluido seja deslocado da seção 1 à seção 2, em igualdade ao trabalho realizado por uma máquina, somada à perda de energia. Considerando as perdas como resultado das resistências ao escoamento, como o atrito, viscosidade do fluido, turbulência, entre outros.

Deve ser levado em conta o tipo de máquina que se tem no sistema, no caso de uma turbina que utiliza-se energia do sistema,  $H_m$  deve ser positivo, mas para uma bomba que cede energia ao sistema, deve ser negativo (LARA; BAPTISTA, 2010).

Também conhecida como altura manométrica total ( $H_m$ ), que corresponde à altura total exigida pelo sistema, onde a bomba deverá ceder ao fluido, ou seja, a quantidade de trabalho necessário para movimentar o fluido, desde um determinado reservatório de sucção até uma certa posição de descarga, incluindo também o trabalho necessário para vencer os atritos existentes nas tubulações que interligam os dois reservatórios.

Levando em consideração a equação de Bernoulli, quando aplicada entre dois pontos em que contêm uma bomba, a Equação (2) apresenta uma forma de se quantificar a perda de carga para um sistema de bombeamento.

$$H_m = Z_2 - Z_1 + \frac{P_2}{\gamma} - \frac{P_1}{\gamma} + \frac{V_2^2}{2g} - \frac{V_1^2}{2g} + \Delta h_f \quad (2)$$

Se as seções 1 e 2, as quais representam os reservatórios de sucção e recalque, respectivamente, estiverem sujeitas à pressão atmosférica e os níveis de fluido dos reservatórios forem constantes, tem-se:

$$H_m = Z_2 - Z_1 + \Delta h_f \quad (3)$$

A perda de carga total corresponde à soma de todas as perdas localizadas e as distribuídas, respectivamente referentes a todos os acessórios e nas seções lineares da tubulação, em função da rugosidade superficial, conforme apresentado na Equação (4):

$$\Delta h_f = f \frac{L_t}{D} \frac{V^2}{2g} \quad (4)$$

sendo,

$$L_t = \sum L + \sum L_{eq} \quad (5)$$

onde,

$L_t$ : somatório dos comprimentos da tubulação ( $L$ ) com os comprimentos equivalentes dos acessórios ( $L_{eq}$ ) [m]

$f$ : fator de atrito

$D$ : diâmetro da tubulação [m]

$V$ : velocidade do fluido [m/s]

$g$ : aceleração da gravidade [m/s<sup>2</sup>]

O fator de atrito ou coeficiente de perda de carga é um parâmetro adimensional, utilizado para calcular a perda de carga, que depende do regime de escoamento, ou seja, para se calcular é preciso conhecer o número de Reynolds, que pode ser obtido pela Equação (6), e a rugosidade relativa, que corresponde à razão entre a rugosidade absoluta e

o diâmetro útil da tubulação.

$$Re = \frac{\rho \cdot V \cdot D}{\mu} = \frac{V \cdot D}{\nu} \quad (6)$$

sendo,

$Re$ : número de Reynolds

$\rho$ : massa específica do fluido [kg/m<sup>3</sup>]

$\mu$ : viscosidade dinâmica [Pa.s]

$\nu$ : viscosidade cinemática [m<sup>2</sup>/s]

O número de Reynolds é uma variável que permite classificar o regime de escoamento entre laminar, transitório e turbulento. No escoamento laminar, as partículas fluidas movem-se em camadas lisas, acarretando menores perdas de carga por atrito, em função dos menores números de interferências existentes na linha. Por outro lado, no escoamento turbulento, as partículas misturam-se rapidamente enquanto se movimentam ao longo do escoamento, que ocorre de maneira mais desordenada (FOX; MCDONALD; PRITCHARD, 2010).

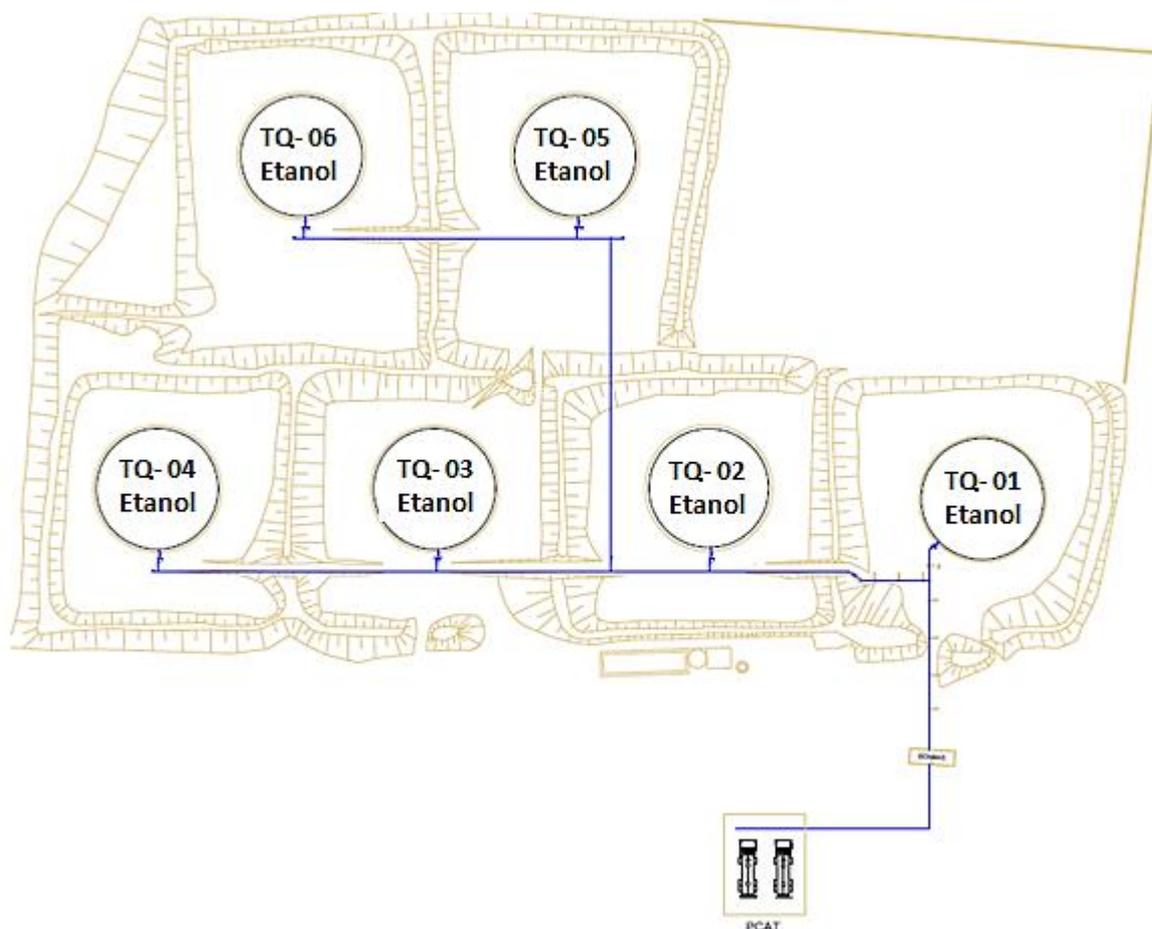
Em 1939, Colebrook e White, com base em considerações teóricas e empíricas, desenvolveram uma expressão para a faixa de transição em tubos comerciais, ou seja, envolvendo tubos hidráulicamente lisos e rugosos, conforme apresentado na Equação (7):

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = -2 \log \left( \frac{\frac{e}{D}}{3,7} + \frac{2,51}{Re \sqrt{f}} \right) \quad (7)$$

### 3 DESCRIÇÃO DO CASO ESTUDADO

Nesta seção, será apresentada a configuração da planta estudada, que se trata de um sistema de tubulações de carregamento de etanol de uma usina sucroalcooleira do noroeste paulista. A planta é composta por seis tanques de armazenamento de etanol, onde uma bomba centrífuga proporciona o deslocamento do fluido dos tanques até a plataforma de carregamento dos caminhões.

Diante disso, foi realizado um estudo para determinar o caso em que o carregamento apresentar maior perda de carga, comparando as situações de carregamento com produto de cada um dos seis tanques da usina, considerando uma bomba com vazão de 240 m<sup>3</sup>/h, onde é dividido em dois ramos para o carregamento, resultando em 120 m<sup>3</sup>/h para cada, conforme apresentado na Figura 2.



**Figura 2** - Sistema de bombeamento de etanol para carregamento

## 4 RESULTADOS

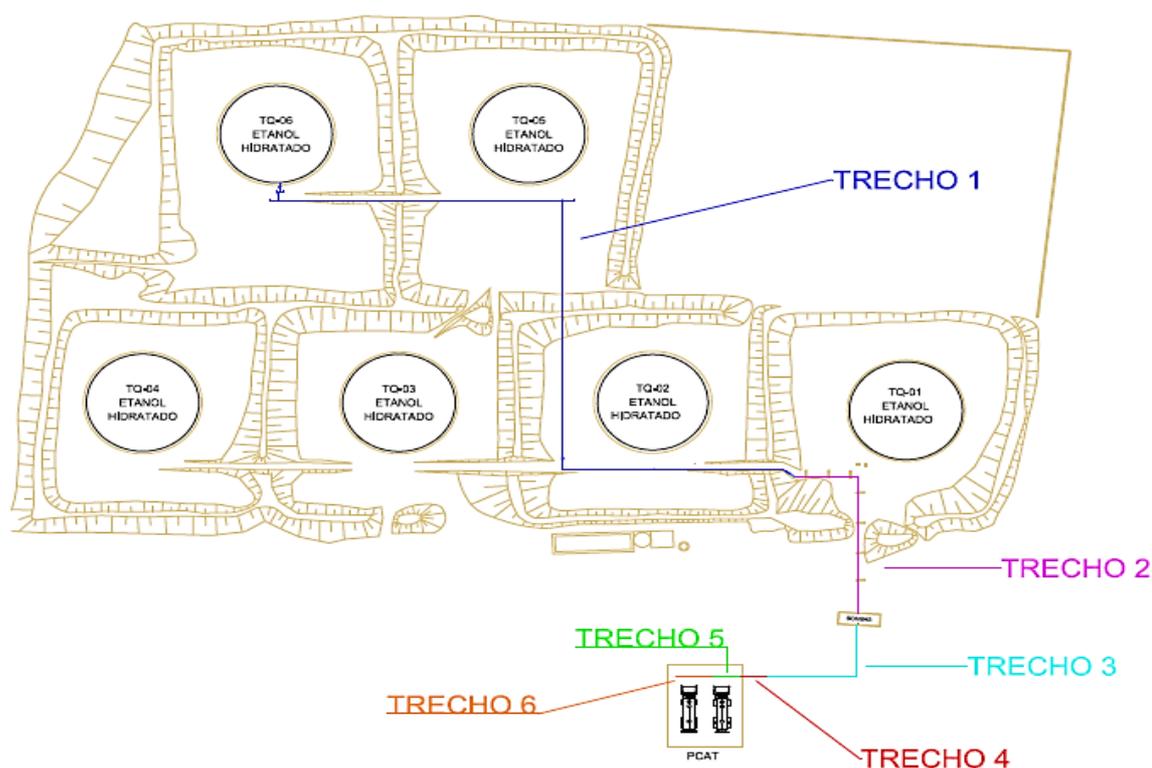
Para a realização dos cálculos, foram utilizados os valores 806,45 kg/m<sup>3</sup> e 1,2.10<sup>-3</sup> Pa.s, respectivamente para a massa específica e viscosidade dinâmica do etanol hidratado a 20°C, e a rugosidade absoluta do aço carbono comercial de 4,57.10<sup>-5</sup> m.

A partir do memorial de cálculos, o sistema de bombeamento que apresentou a maior altura manométrica total foi o que interliga o Tanque 6 à central de carregamento,

cujas principais características construtivas e de operação seguem listadas na Tabela 1. Em seguida, a Figura 3 representa os trechos de interligação do tanque que será analisado.

**Tabela 1** - Características das instalações do Tanque 6

Trecho	Diâmetro [pol]	Número de acessórios	Comprimento [m]	Vazão [m <sup>3</sup> /h]
1	6	21	163	240
2	8	6	33	240
3	6	14	71	240
4	4	3	2	120
5	3	1	2	120
6	4	8	7	120



**Figura 3** - Principais trechos de interligação do Tanque 6

O conjunto motobomba existente apresenta as seguintes especificações: vazão de 240 m<sup>3</sup>/h, 1.750 rpm, altura manométrica total de 51,0 m e motor de 60 cv e, além disso, trata-se de uma bomba centrífuga de estágio e admissão simples.

É verificada a perda de carga nos pontos em que a vazão da bomba é de 240 m<sup>3</sup>/h e que atenderá a necessidade de 120 m<sup>3</sup>/h em cada braço, considerando um carregamento

simultâneo.

Diante disso, as Tabelas 2 e 3 apresentam os resultados, como comprimento linear da tubulação, comprimento equivalente dos acessórios, número de Reynolds, rugosidade relativa, fator de atrito e perda de carga, respectivamente para as linhas de sucção e recalque.

**Tabela 2** - Resultados dos dados calculados para o trecho de sucção

Resumo trecho de sucção						
Trecho	$L$ [m]	$L_{eq}$	$Re$	$e/D$	$f$	$\Delta h_f$ [m]
1	163	60,8	375.878,28	0,0003	0,017	17,14
2	33	18,6	282.398,63	0,00023	0,017	0,94
<b>TOTAL</b>						<b>18,08</b>

**Tabela 3** - Resultados dos dados calculados para o trecho de recalque

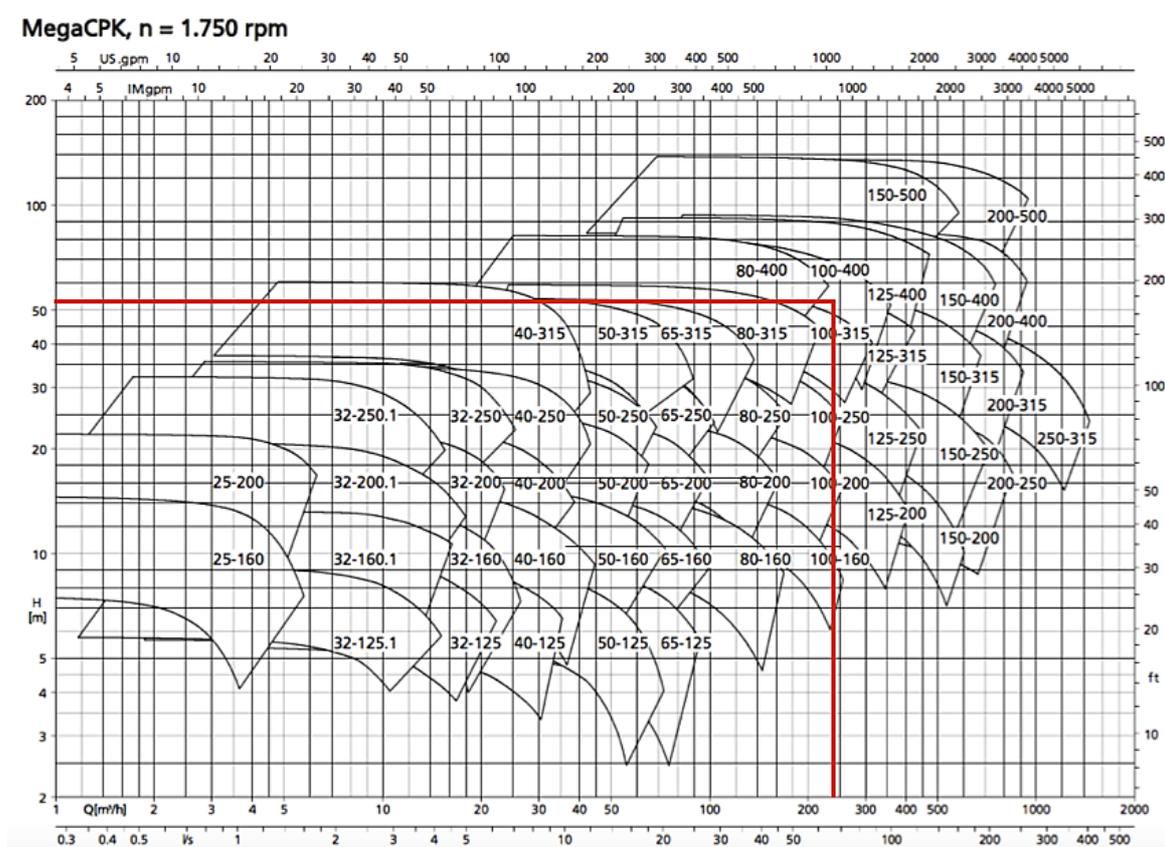
Resumo trecho de recalque						
Trecho	$L$ [m]	$L_{eq}$	$Re$	$e/D$	$f$	$\Delta h_f$ [m]
3	71	40,4	375.878,28	0,0003	0,017	8,53
4	2	2,18	277.897,29	0,00045	0,018	0,63
5	2	0	370.757,32	0,0006	0,0185	1,3
6	7	16,56	277.897,29	0,00045	0,018	3,52
<b>TOTAL</b>						<b>13,98</b>
<b>TOTAL</b>	<b>Perdas equipamentos [m]: Filtro 4"=4,09; Medidor 3"=1,43; Válvula Controladora 4"= 6,82 e Braço de carregamento 4"=4,21.</b>					<b>30,53</b>

Considerando que os reservatórios de sucção e recalque estão submetidos à pressão atmosférica e que a variação de energia cinética entre as linhas possa ser desprezada, a altura manométrica, obtida pela Eq. (3) corresponde a 53,7 m. No entanto, a bomba que se encontra instalada no sistema possibilita uma altura manométrica total máxima de 51,0 m, impossibilitando assim que o sistema atenda à vazão de projeto.

Para o trecho de sucção, foram encontradas velocidades de escoamento de até 3,67 m/s, quando o diâmetro do tubo é de 6". Para esse tipo de sistema de bombeamento, os níveis praticados para a sucção estão ao redor de 1,0 m/s. Uma possível proposta de

solução seria substituir toda a rede de sucção para 10", onde a velocidade média de escoamento passaria para 1,32 m/s.

A bomba existente na instalação é o modelo MegaCPK 150-125-315 da KSB, onde 150 se refere ao diâmetro nominal do flange de sucção [mm], 125 ao diâmetro nominal do flange de pressão [mm] e 315 ao diâmetro nominal do rotor [mm]. Analisando os mapas do fabricante, pode-se notar que o modelo 125-100-400 seria a melhor escolha para o caso atual, a qual poderia suprir a demanda de energia para vencer a perda de carga total encontrada, conforme apresentado na Figura 4.



**Figura 4** - Mapa da bomba MegaCPK  
Fonte: Adaptado do Manual Técnico MegaCPK - KSB (2013)

## 5 CONCLUSÃO

Com o levantamento e estudo do caso em que foi analisado uma rede de tubulações de um sistema de carregamento de uma usina sucroalcooleira, chegou-se a conclusão que a

bomba encontrada no sistema não suportará totalmente a demanda desejada, pelas características do terreno estudado, curvas, acessórios e obstáculos.

Como a bomba que se possui requer uma altura manométrica de no máximo 51,0 m, o sistema para os tanques 1, 2, 3 e 4 com as alturas manométricas, respectivamente, 39,86 m; 43,33 m; 45,96 m e 48,15 m trabalham com vazão volumétrica máxima. No entanto, com relação aos tanques 5 e 6, cujas alturas manométrica são, respectivamente, 51,02 m e 53,70 m, o sistema não alcança a vazão mássima de projeto, acarretando em prejuízos para a empresa.

A fim de se operar com todos os tanques em vazão volumétrica e condições satisfatórias, são propostas duas soluções. A primeira proposta é a substituição de 288,4 m de tubos de 6” e 8” para 10”, envolvendo elevados custos com tubulação, acessórios e mão-de-obra. Uma outra proposta é a substituição da bomba por uma de maior capacidade, ou seja, capaz de operar com uma maior altura manométrica, como exemplo a MegaCPK 125-100-400 da KSB.

Vale ressaltar que essa última proposta é uma solução para resolver o problema a curto prazo, pois trocando apenas a bomba e, conseqüentemente, mantendo as tubulações em 6” e 8”, tem-se elevadas velocidades na linha de sucção e, com isso, altas perdas de energia pelo escoamento do etanol, acarretando em um excedente de potência para acionar o sistema.

## 6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

CARVALHO, G. B., **Dimensionamento e simulação hidráulica da irrigação localizada sob condição variável de setores de operação**. 2004. 78 p. Dissertação (Mestrado em Agronomia)- Escola Superior de Agricultura “Luiz de Queiroz”, Universidade de São Paulo, Piracicaba, 2004.

FOX, R. W.; MCDONALD, A. T.; PRITCHARD, P. J., **Introdução à Mecânica dos Fluidos**. Rio de Janeiro: LTC, 2010.

IMBIL. Disponível em: <<http://www.imbil.com.br/Imbil/Portugues/detProduto.php?codproduto=94>>. Acesso em: 15 de julho de 2016.

KSB Bombas Hidráulicas S/A., **Manual Técnico MegaCPK - KSB**. 2013.

LARA, M.; BAPTISTA, M., **Fundamentos de Engenharia Hidráulica**. 480 p. UFMG, 3ª Ed. 2010.

MACINTYRE, A. J., **Bombas e Instalações de Bombeamento**. 2ª Ed. Editora LTC, 1997.

PINHEIRO, G. W., **Perda de Carga Total de Rede de Tubulações**: Comparação entre Modelos Numérico e Experimental. 2014. 83 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação), Faculdade de Engenharia Civil, UFRGS, Porto Alegre, RS, 1990.

RODRIGUES, K. J.T., **Perda de Carga em Conduitos Forçados**. 2011. 50 p. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação), Faculdade de Ciência e Tecnologia, UFRSA, Mossoró, RN.